

Capítulo 5

APLICACIÓN A LA SIMULACIÓN DE CONDENSADORES Y EVAPORADORES DE TIPO COMPACTO (TUBOS Y ALETAS)

Resumen

Este capítulo está dedicado al estudio de evaporadores y condensadores de tipo compacto (tubos y aletas) en aplicación al campo de la refrigeración y del aire acondicionado. La resolución del flujo bifásico se ha realizado según la metodología detallada en el capítulo 2 de esta Tesis. De especial relevancia ha sido la capacidad de la simulación realizada de flujos bifásicos en el caso de geometrías complejas, i.e., situaciones en las que el flujo de refrigerante se reparte en distintas ramas. Nótese que en este tipo de intercambiadores en los que la longitud de cada rama no tiene por que ser la misma y en los que las condiciones exteriores no son uniformes, el flujo másico que circula por las ramas no se reparte, obviamente, de forma uniforme. La simulación desarrollada del flujo bifásico se ha implementado en un algoritmo numérico detallado de resolución del flujo del aire exterior y de los sólidos (tubos y aletas). 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. 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 como el flujo másico del refrigerante, el flujo del aire, la temperatura de entrada del aire, la separación entre aletas, etc. en el comportamiento térmico y fluido-dinámico de este tipo de equipos.

5.1. Introducción

Los intercambiadores de aleta y tubos son utilizados de manera frecuente en radiadores de automóviles, evaporadores y condensadores. Con el objeto de incrementar su eficiencia y obtener de esta manera mejoras en reducción de su tamaño, peso y por ende del costo de los equipos, su comportamiento térmico y fluido-dinámico debe ser estudiado en detalle. Además como se mencionó en capítulo de introducción de esta Tesis, existe en este campo una necesidad urgente de diseño de equipos para la utilización de fluidos refrigerantes que no dañen la capa de ozono ni afecten al calentamiento global de la atmósfera. Refrigerantes tan frecuentes como el R12

están actualmente prohibidos y otros como el R22 tienen sus días contados. Estos fluidos se están sustituyendo por otro tipo de refrigerantes ya sea mezclas, hidrocarburos, bióxido de carbono ó amoníaco. Los métodos analíticos para el diseño de intercambiadores (ϵ -NTU, $F\Delta T_{lm}$, ...) no son capaces de satisfacer este reto, debido a sus fuertes limitaciones en su análisis (coeficiente de transferencia de calor uniformes, propiedades termofísicas constantes, calor axial en tubos despreciable, análisis simplificado de la conducción de calor en las aletas, etc.). Sin embargo, los modelos numéricos nos permiten la posibilidad de un análisis más local del comportamiento térmico y fluido-dinámico de estos equipos. Así, la posibilidad de analizar como la fenomenología y los parámetros geométricos afectan a la respuesta global del intercambiador de calor es la llave del diseño, para obtener las mejores soluciones para casi cualquier condición de trabajo. Con una herramienta versátil de este tipo también se logra la disminución de costos experimentales, disminuyendo el número de prototipos a ensayar.

Las superficies de transferencia de calor del lado del aire más típicas se presentan en la *Figura 5.1.1*. La unión del tubo con la aleta puede ser de tipo mecánico (tubo expansionado contra las aletas) o bien soldado. En el caso de condensadores y evaporadores de amoníaco es usual la construcción en base a un galvanizado de la unidad. El arreglo de los tubos puede ser tratado como arreglo tresbolillo o en línea (*Figura 5.1.2*). Las geometrías para la transferencia de calor en las aletas pueden ser: aleta plana, aleta ondulada y aleta "louvered" (*Figuras 5.1.1 y 5.1.3*).

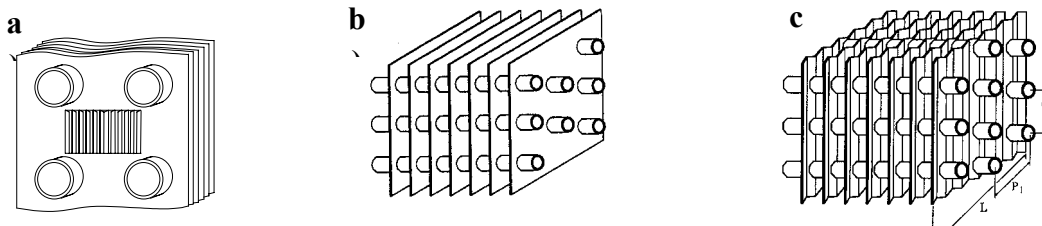


Figura 5.1.1. a) Aleta louvered continua y tubo; b) aleta plana y tubo; d) aleta ondulada y tubo.

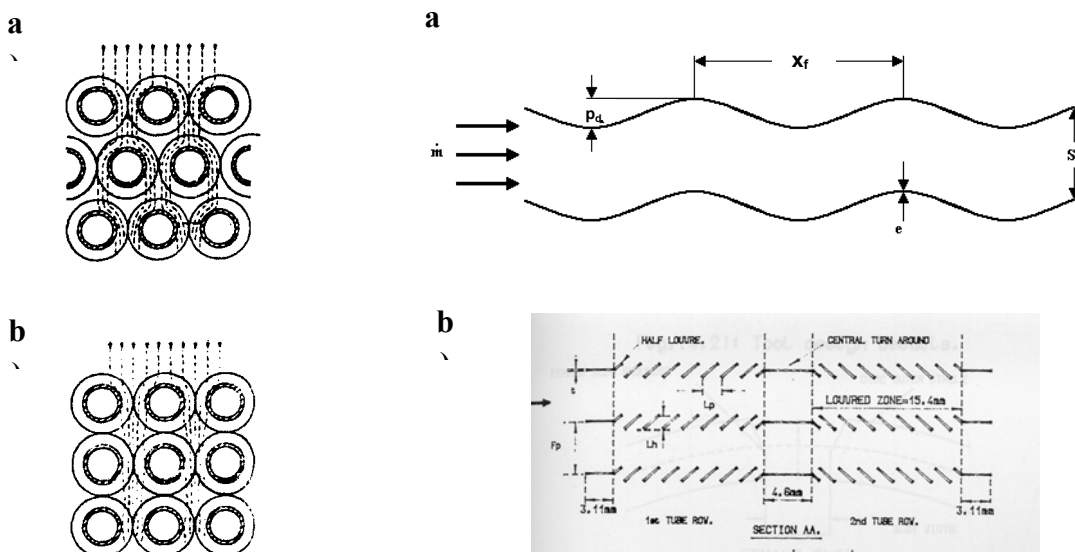


Figura 5.1.2. Arreglos (a) tresbolillo y (b) en línea.

Figura 5.1.3. (a) Aleta ondulada y (b) aleta louvered.

Se encuentran en la práctica gran número de geometrías en los campos del aire acondicionado y la refrigeración en lo que hace referencia a las superficies internas que pueden presentar los tubos, además del tradicional tubo liso.

Para incrementar la transferencia de calor en refrigeración se utilizan tubos con superficies interiores aleteadas (microfin) como las que se muestran en la *Figura 5.1.4*, las cuales mejoran la transferencia de calor en fenómenos de condensación y evaporación. Este tipo de geometrías han sido incluidas en el programa con las restricciones que se pueden encontrar, por falta de correlaciones empíricas que describan los coeficientes de transferencia de calor y factores de fricción para este tipo de geometrías, debido a su más o menos reciente implementación en equipos y a la cantidad de dibujos o geometrías que se han desarrollado y se están desarrollando para este fin.

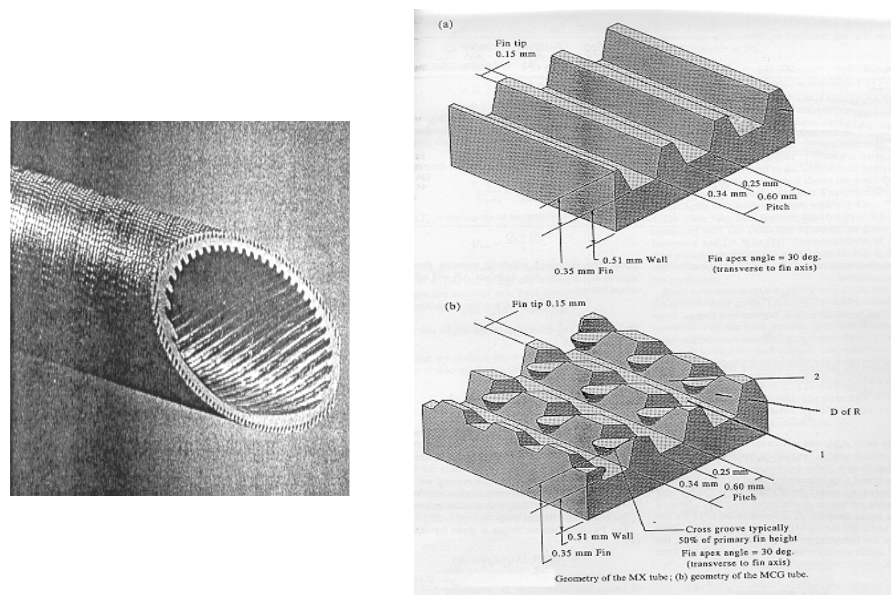


Figura 5.1.4. Tubos aleteados interiormente (microfin).

La fenomenología en estos equipos es transitoria, tridimensional y usualmente con regímenes turbulentos de flujo. La geometría es compleja con un gran número de canales ó circuitos diferentes interconectados. Esto obliga a una estrategia de resolución basada en la discretización alrededor de los tubos de pequeños intercambiadores de calor tal y como se describe en la *Figura 5.1.5* (ver [Oliet, 1998], [Pérez-Segarra, 1999], [Oliet, 2000], para más detalles). Sobre estos macro volúmenes de control, las ecuaciones gobernantes de continuidad, cantidad de movimiento y energía han sido aplicadas. Se ha asumido para este fin un análisis transitorio, y unidimensional, despreciando los efectos de transferencia de calor por radiación. El modelo utiliza propiedades termofísicas variables y valores locales del coeficiente de transferencia de calor y del factor de fricción sobre cada macro volumen de control.

El análisis anterior nos lleva a un sistema de ecuaciones no lineal fuertemente acoplado, cuya resolución permite obtener la distribución de las diferentes variables en los fluidos (p , h , T , x_g , v , \dot{m} , etc.) y en los sólidos (T) para todo el intercambiador de calor. El acoplamiento entre ambos fluidos y los elementos sólidos se realiza mediante un algoritmo global de resolución segregado y transitorio. El modelo desarrollado necesita alguna información empírica básica para evaluar los coeficientes de transferencia de calor, factores de fricción y en el caso de flujo bifásico la fracción volumétrica de vapor, además de información referente a la caída de presión en singularidades (contracciones, expansiones, codos, ...) y la resistencia térmica de contacto entre aleta y tubo. En estos momentos el código utiliza para este efecto correlaciones publicadas por otros autores en la literatura científica ([Achaichia, 1988], [Chang, 1997], [Davenport, 1983], etc. aunque se está trabajando en la generación de dicha información en base a la resolución multidimensional de las ecuaciones de Navier-Stokes [Pérez-Segarra, 2000]).

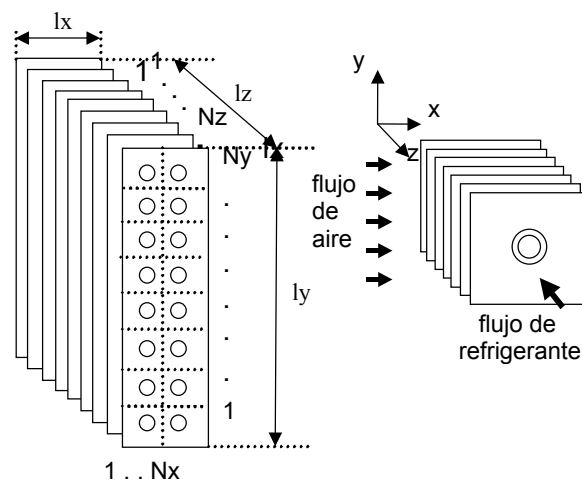


Figura 5.1.5. Discretización del cuerpo de un intercambiador de aleta y tubos.

5.2. Formulación matemática y algoritmo numérico

Flujo bifásico

Las configuraciones de flujo presentes en este tipo de equipos es muy diversa formando diferentes ramificaciones o circuitos entre los diferentes tubos conectados entre sí. La resolución del fenómeno de evaporación, condensación o como caso particular el de un fluido en una sola fase, se realiza mediante un esquema iterativo que nos permite determinar el flujo que pasa a través de cada rama en función de la resistencia al flujo de cada una de ellas, así como la determinación de las demás variables de flujo obtenidas a partir de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía (el detalle completo de esta resolución se encuentra en el *Capítulo 2*). Las conexiones entre los diferentes tubos del intercambiador de calor es totalmente flexible, permitiendo el estudio del mejor diseño para cada circunstancia. La modelización de los codos y colectores de entrada y salida también ha sido introducida (las correlaciones utilizadas para los codos, contracciones y expansiones se detallan en el ANEXO). Los fluidos refrigerantes que se pueden utilizar en la

simulación son fluidos puros y mezclas de refrigerantes cuyas propiedades termofísicas se obtienen del programa REFPROP v5.0 ó bien introduciendo en el sistema de matrices de propiedades desarrollado, las propiedades termofísicas en función de la presión y la entalpía, del fluido que se desee simular.

Flujo de aire

El código calcula la transferencia de calor y la caída de presión, a través de cada macro-volumen de control asumiendo una distribución uniforme de velocidades a través de la sección de flujo del volumen de control (tratamiento unidimensional), resolviendo de manera adecuada las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. El flujo de aire global es dividido dependiendo de la resistencia al flujo de cada zona del intercambiador de calor, para obtener un valor uniforme de presión a la salida del intercambiador.

Referente a la transferencia de calor, un cálculo local de los parámetros psicrométricos (punto de temperatura de rocío “dew-point”) permite la determinación de las zonas secas y húmedas en las superficies del lado del aire, y consecuentemente de la relación entre los calores sensible y latente; y la cantidad de vapor condensado en cada macro-volumen de control (*Figura 5.2.1*). Todo esto es de gran importancia en el campo de los evaporadores compactos ya que si se presentan condiciones de condensado de líquido y existen superficies con temperaturas inferiores al punto de congelación, se procede al análisis de la formación de la capa de hielo, calculándose los cambios en el espesor de la capa y la densidad del hielo en cada macro-volumen de control. Por lo tanto, un intercambiador de calor seco es un caso particular de este tipo de análisis. El coeficiente de transferencia de calor global mostrado en la *Figura 5.2.1* contiene un coeficiente de transferencia de calor equivalente para el lado del aire que toma en cuenta tanto el calor sensible como el latente.

Cabe resaltar que el código predice los efectos de la caída de presión a la entrada y a la salida, los cambios en la energía cinética (y por consiguiente un término de aceleración en las ecuaciones de cantidad de movimiento), en el análisis permanente y transitorio. El análisis volumen a volumen de control es posprocesado para obtener los incrementos globales en cada intervalo de tiempo del aire en entalpía, energía cinética y masa de condensado (o formación de hielo).

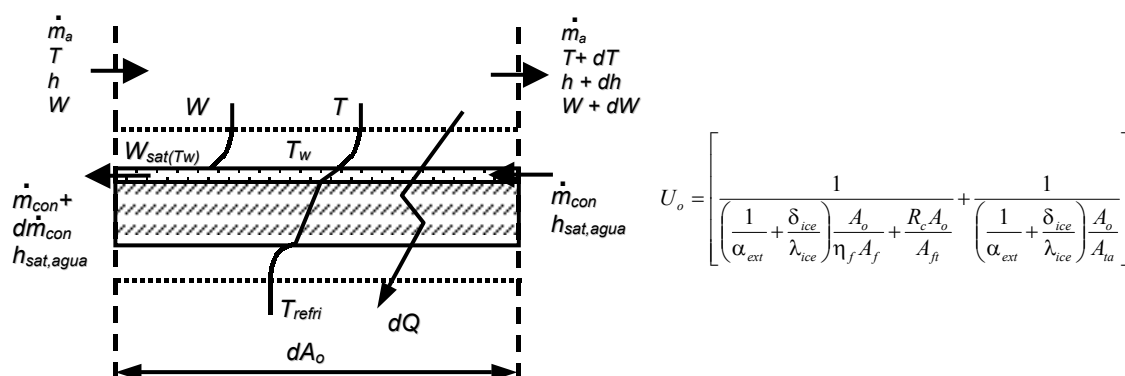


Figura 5.2.1. Análisis del aire húmedo. Coeficiente global de transferencia de calor aire-tubo.

Elementos sólidos

Los elementos sólidos de análisis son divididos en las siguientes partes:

- i) Tubos/codos/colectores. Estos son analizados aplicando balances de energía en cada macro-volumen de control, incluyendo la transferencia de calor desde o hacia el refrigerante, la transferencia de calor desde o hacia el aire, los términos acumulados y la transferencia de calor por conducción entre volúmenes de control sólidos adyacentes. Un conjunto de materiales con correlaciones para evaluar sus propiedades termofísicas en función de la temperatura han sido introducidos para este fin (cobre, acero, acero galvanizado, aluminio, latón, etc.).

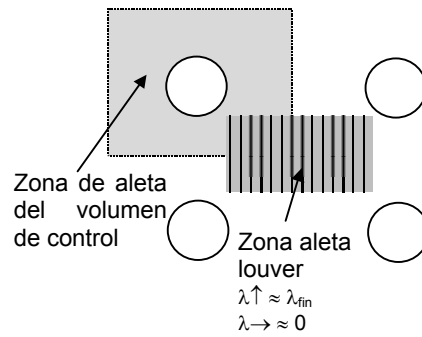


Figura 5.2.2. Análisis de una aleta continua.

- ii) Aleta Continua. Esta aleta se utiliza en intercambiadores de calor de aleta y tubos expandidos o en aleta y tubos galvanizados de gran utilización en el campo del aire acondicionado y la refrigeración. Debido a que la temperatura de la base de los tubos no es siempre similar entre tubos contiguos, la transferencia de calor por conducción en la dirección transversal y longitudinal de las aletas puede ser de gran importancia. Por lo que, la hipótesis usual de condiciones de contorno adiabáticas para el cálculo de la eficiencia de la aleta no será adecuada en los casos en que existan diferencias importantes en las temperaturas de pared del tubo entre tubos adyacentes. El código integra una simulación multidimensional de la aleta continua, donde los calores del tubo a la aleta y de la aleta al aire son calculados para la zona de la aleta correspondiente al macro-volumen de control (Figura 5.2.2), determinándose la eficiencia real para cada uno de ellos. Además, otros efectos como zonas "louver" (en las aletas louvered) con conductividad térmica anisotrópica ó aletas cortadas pueden ser tratadas con esta herramienta computacional de alto nivel.

Algoritmo global

Para unas determinadas condiciones de contorno, el código desarrollado evalúa la distribución de las variables de flujo a lo largo del interior del tubo de cada rama y depósitos, del flujo de aire, así como la distribución de temperaturas en los sólidos. Los parámetros necesarios que definen una situación específica para ser analizada son:

- *Geometría completa del intercambiador*: longitud, altura y profundidad, diámetros de los tubos, número de tubos y disposición, conexionado, etc.
- *Condiciones de contorno*: distribución temporal de la temperatura o la fracción de vapor, la presión y el flujo másico a la entrada del intercambiador para el refrigerante, así como las condiciones de temperatura, humedad y flujo másico del aire a la entrada.
- *Condiciones iniciales*: valores de todas las variables dependientes en cada punto de la malla de discretización (T , \dot{m} , p , W para el aire; \dot{m} , p , h para el refrigerante; T en los sólidos) para $t=0$.
- *Propiedades físicas*: tanto de los fluidos (refrigerante puros o mezclas y del aire) como de los materiales sólidos (tuberías, aletas y colectores).

El acoplamiento para la resolución de un condensador o evaporador de tipo compacto (tubos y aletas) entre las tres subrutinas principales ha sido desarrollado de forma iterativa, en forma segregada, siguiendo los siguientes pasos:

- *Fluido interior*, las ecuaciones son resueltas considerando una distribución de temperaturas en la pared de los tubo, codos y depósitos como condición de contorno, evaluando la transferencia de calor convectiva, el factor de fricción y la fracción volumétrica de vapor (en los casos de flujo bifásico de condensación o evaporación) para cada volumen de control. El flujo másico global es dividido entre las diferentes ramas en función de la resistencia al flujo de cada una de ellas.
- *Fluido exterior*, las ecuaciones son resueltas considerando una distribución uniforme de velocidades a través de la sección de flujo de cada macro-volumen de control, el flujo de aire global es dividido dependiendo de la resistencia al flujo de cada zona del intercambiador de calor, para obtener un valor uniforme de presión a la salida del intercambiador. Se tiene en cuenta los efectos de entrada y salida, así como el efecto de aceleración interna del aire al cambiar de temperatura. Un cálculo local de los parámetros psicrométricos (punto de temperatura de rocío “dew-point”) permite la determinación de las zonas secas y húmedas en las superficies del lado del aire, y consecuentemente de la relación entre los calores sensible y latente; y la cantidad de vapor condensado en cada macro-volumen de control. Si se presentan condiciones de condensado de líquido y existen superficies con temperaturas inferiores al punto de congelación, se procede al análisis de la formación de la capa de hielo, calculándose los cambios en el espesor de la capa y la densidad del hielo en cada macro-volumen de control.
- *Sólidos*, los tubos, codos y colectores, son analizados aplicando balances de energía en cada macro-volumen de control, incluyendo la transferencia de calor desde o hacia el refrigerante, la transferencia de calor desde o hacia el aire, los términos acumulados y la transferencia de calor por conducción entre

volúmenes de control sólidos adyacentes. Para casos con aleta continua, cuando existan diferencias importantes en las temperaturas de pared del tubo entre tubos adyacentes, el código integra una simulación multidimensional de la aleta continua, donde los calores del tubo a la aleta y de la aleta al aire son calculados para la zona de la aleta correspondiente al macro-volumen de control, determinándose la eficiencia real para cada uno de ellos. Mientras que para los casos en que la temperatura de la base de los tubos es similar, se puede aplicar la hipótesis de condición de contorno adiabático para el cálculo de la eficiencia de la aleta.

Los pasos anteriores se realizan hasta alcanzar el criterio de convergencia deseado, que es que se cumpla para cada subrutina, con la precisión deseada. Dicho criterio se basa en el cumplimiento de la precisión deseada en cada magnitud física que interviene en el intercambiador.

5.3. Contrastación de resultados numéricos y experimentales

En esta sección se comparan los resultados numéricos obtenidos por el código desarrollado con resultados experimentales presentes en la literatura como es el caso de los resultados experimentales de Wang et al. [Wang, 1999] para el caso de condensadores, los de Elmahdy et al. [Elmahdy, 1998] para deshumidificadores, así como resultados experimentales facilitados por empresas con la que colabora el laboratorio en tareas de I+D. Los resultados numéricos obtenidos se han realizado utilizando la resolución multidimensional de aleta (a menos que se indique lo contrario), se ha asegurado que los resultados obtenidos son independientes de la malla utilizada y se ha utilizando un criterio de convergencia muy riguroso.

5.3.1. Comparación con resultados experimentales de Wang et al. para el caso de condensadores [Wang, 1999]

Un total de seis configuraciones de flujo distintas fueron ensayadas experimentalmente por Wang et al. [Wang, 1999] (ver *Figura 5.3.1.1*). Los arreglos (A) y (C) son de flujo contracorriente-cruzado (counter-cross), los arreglos (B) y (D) son paralelo-cruzado (parallel-cross); y los arreglos (E) y (F) son del tipo z-cruzado (z-shape cross). La entrada para los arreglos (A), (B) y (E) esta localizada en la parte superior del condensador, mientras la entrada para los arreglos (C), (D) y (F) esta localizada en la parte inferior del condensador.

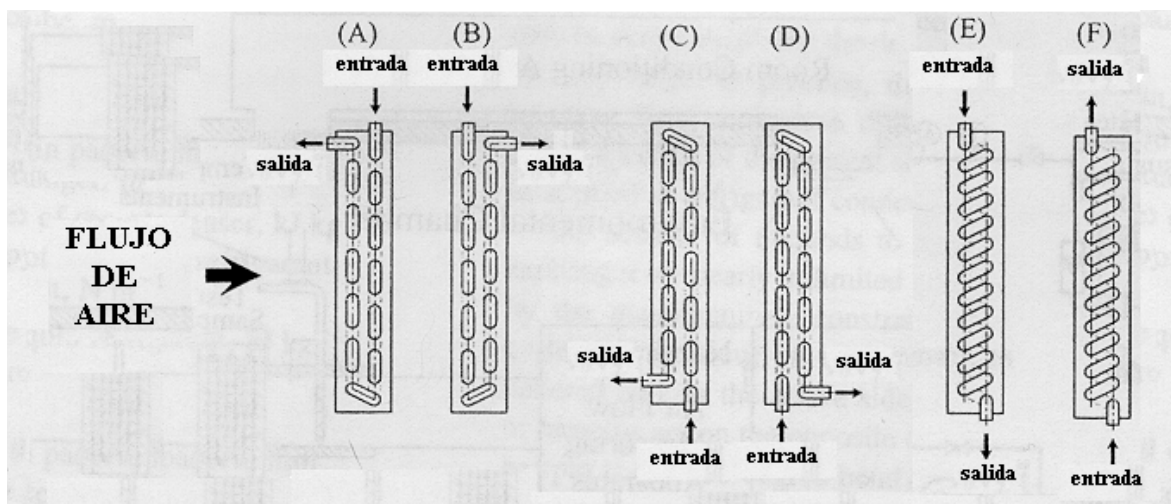


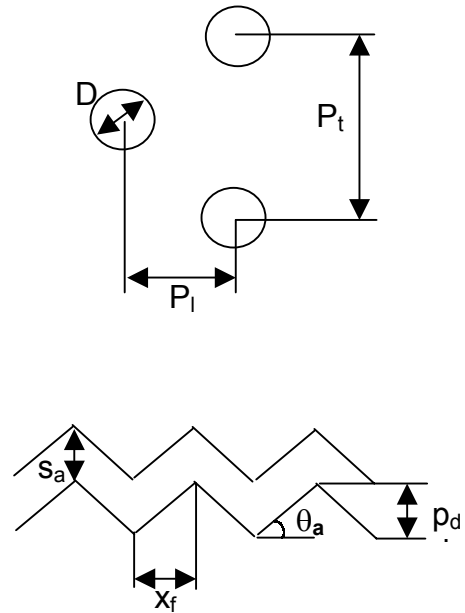
Figura 5.3.1.1. Esquemas del arreglo de los diferentes circuitos utilizados en el presente estudio.

Las tablas siguientes especifican con detalle la geometría y condiciones de los ensayos experimentales realizados.

Geometría

Los condensadores son fabricados de aletas de aluminio y tubos de cobre expandidos.

Arreglo de los tubos	Tres bolillos (Staggered)
Número de tubos en X (profundidad)	2
Número de tubos en Y (altura)	12
Número de circuitos	1
Longitud de la aleta en X [mm]	391
Longitud de la aleta en Y [mm]	305
Longitud del intercambiador en Z [mm]	595
Paso del tubo en X (P_x) [mm]	19.05
Paso del tubo en Y (P_y) [mm]	25.4
Paso entre aletas (S_a) [mm]	1.7
Espesor de la aleta [mm]	0.12
Tipo de aleta	Ondulada
Longitud de media onda (x_f) [mm]	4.7625
Longitud de la cresta al valle (p_d) [mm]	1.18
Diámetro exterior del tubo expandido (D) [mm]	10.24
Espesor del tubo [mm]	0.343



Fluido de trabajo

Refrigerante	R22
--------------	-----

Condiciones de contorno

Humedad relativa del aire a la entrada	0.50
Temperatura del aire a la entrada [°C]	25.0
Presión del aire a la entrada [bar]	1.0
Velocidades frontales del aire [m/s]	0.4, 0.7, 1.0, 1.5 y 2.0
Temperatura de entrada del refrigerante [°C]	51.0 (vapor sobrecalentado)
Presión de entrada del refrigerante [bar]	17.292 (presión de saturación a 45°C según REFPROP)
Velocidad másica del refrigerante [kg/m ² s]	200

Formulación matemática

La resistencia térmica de contacto para estos casos se tomo como 5373.05 [W/m²K] de acuerdo con la ecuación de Eckels y Rabas [Eckels, 1987] que es función del diámetro del tubo expandido, el espesor de la aleta y la separación entre aletas. Esta correlación se aconseja para intercambiadores de tubos de cobre y aletas de aluminio.

Las correlaciones empíricas y la malla utilizada en el modelo se describen a continuación.

Coeficiente de transferencia de calor (refrigerante en una sola fase)	Gnielinski [1976]
Factor de fricción (refrigerante en una sola fase)	Churchill [1977]
Coeficiente de transferencia de calor (refrigerante)	Dobson [1998]
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]
Factor de fricción (refrigerante)	Friedel [1979]
Coeficiente de transferencia de calor (aire)	Kim [1997]
Factor de fricción (aire)	Kim [1997]
Malla (Nx*Ny*Nz)	2*13*30

Comparación entre resultados numéricos y experimentales

Las Figuras 5.3.1.2, 5.3.1.3, 5.3.1.4, 5.3.1.5 y 5.7.3.1.6 muestran los resultados experimentales de Wang et al. [1999] contra los resultados numéricos obtenidos, los resultados se muestran en las gráficas en la forma de velocidad frontal del aire vs calidad termodinámica a la salida. La calidad termodinámica a la salida se define de la siguiente manera $x=(h_{out}-h_{liq,sat}(p_{out}))/h_{fg}(p_{out})$. De esta manera tiene un valor negativo cuando se tiene líquido subenfriado a la salida del condensador.

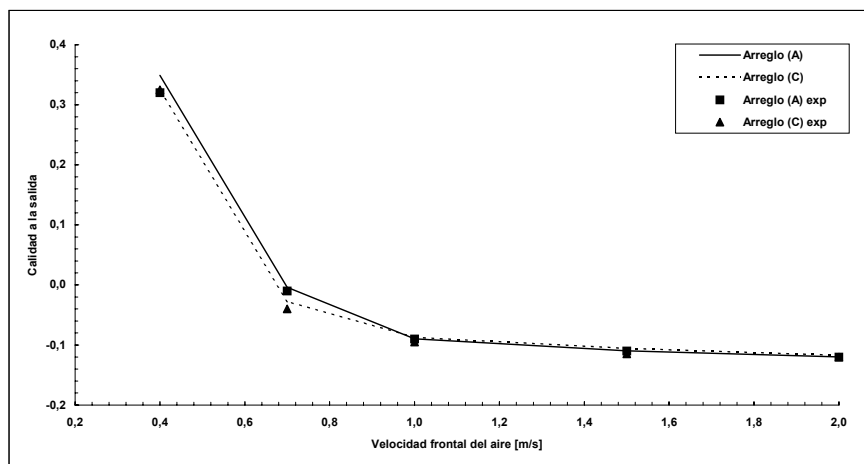


Figura 5.3.1.2. Calidad termodinámica a la salida para los arreglos (A) y (C).

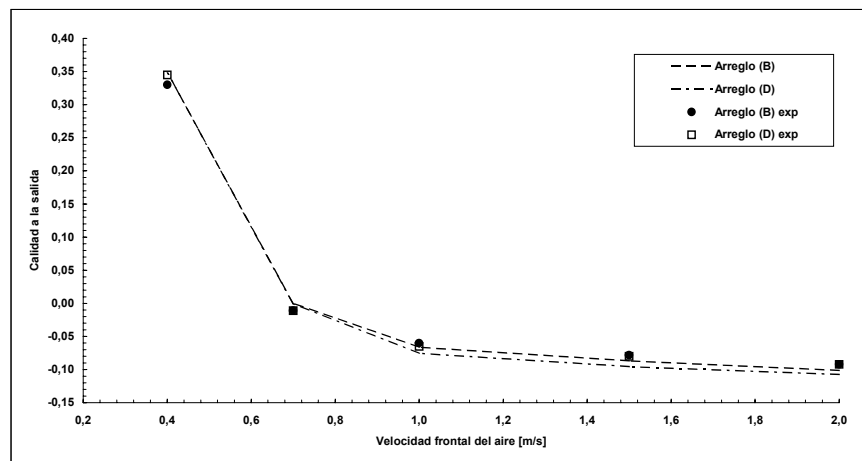


Figura 5.3.1.3. Calidad termodinámica a la salida para los arreglos (B) y (D).

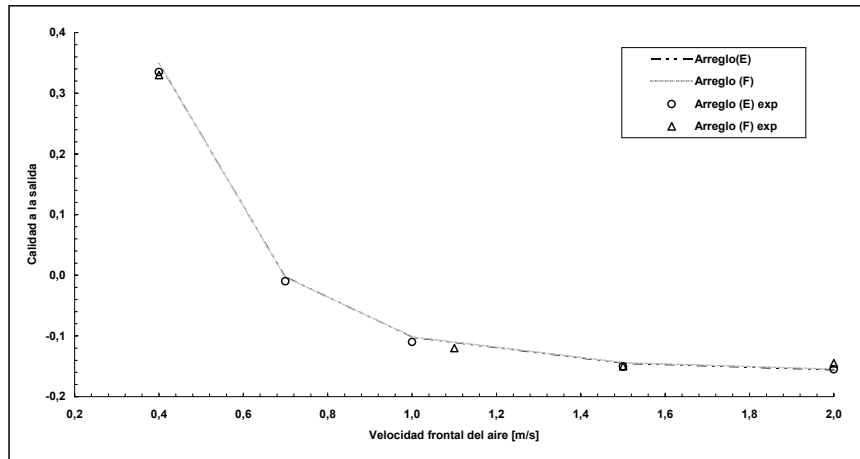


Figura 5.3.1.4. Calidad termodinámica a la salida para los arreglos (E) y (F).

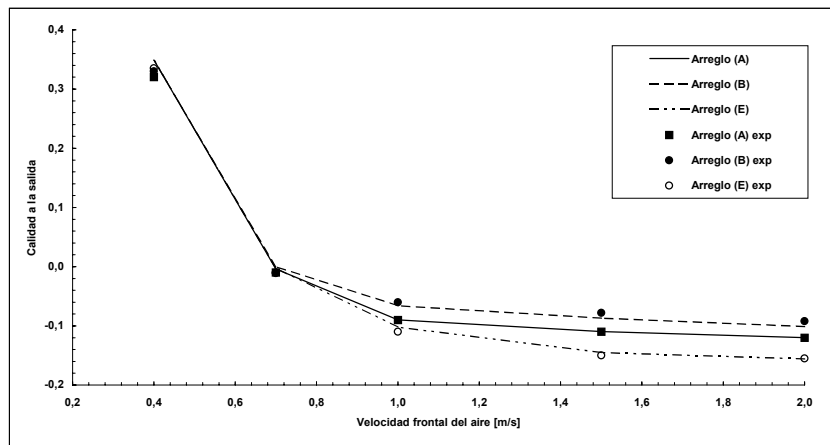


Figura 5.3.1.5. Calidad termodinámica a la salida para los arreglos (A), (B) y (E).

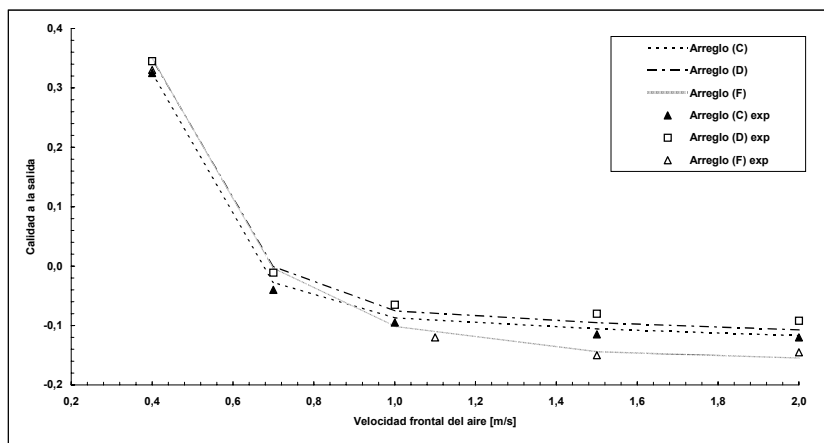


Figura 5.3.1.6. Calidad termodinámica a la salida para los arreglos (C), (D) y (F).

Los resultados experimentales nos muestran, y los numéricos lo ratifican, que el arreglo paralelo-cruzado (B y D) tiene el valor más elevado para la calidad termodinámica a la salida y el arreglo tipo z (E y F) el menor valor y el mejor rendimiento. Los resultados parecen confusos ya que uno pudiera esperar que el arreglo contracorriente-cruzado (A y C) daría mejores resultados que los otros arreglos. La explicación de este fenómeno para el arreglo (A), se puede explicar de la siguiente manera: la temperatura en la porción de entrada

(columna 2, parte superior) es mucho mayor que la de la salida (columna 1, parte superior). Como resultado de esto, el calor por conducción a través de la aleta transfiere energía de regreso al refrigerante. Para los arreglos tipo z, la diferencia de temperaturas entre dos tubos vecinos es relativamente baja, por lo que la transferencia de calor por conducción entre ellos es prácticamente despreciable. Lo anterior además confirma la importancia de simulación multidimensional de la aleta que permite, como se demuestra en estos casos, la correcta simulación que los efectos debidos a la conducción de calor a través de la aleta producen en el rendimiento de este tipo de equipos, cosa que como se mostrará mas adelante no se detectaría ni se vería reflejado en los resultados numéricos con modelos más simplificados para la evaluación del rendimiento de la aleta.

Como se observa en las figuras anteriores (5.3.1.2, 5.3.1.3, 5.3.1.4, 5.3.1.5 y 5.7.3.1.6) existe un buen grado de ajuste, en todos los casos, entre los resultados experimentales reportados por Wang et al. y los resultados numéricos obtenidos con el modelo desarrollado.

Estudio numérico

A continuación se presenta un estudio numérico de una posible mejora al arreglo (A) para incrementar su eficiencia, así como resultado entre la simulación numérica utilizando, por un lado, el análisis multidimensional de la aleta, y por otro lado, utilizando una eficiencia analítica de la aleta, considerando para cada volumen de control una aleta equivalente a una aleta circular con contornos adiabáticos.

Posibles mejoras para aumentar el rendimiento en el condensador con el arreglo (A)

Con el análisis realizado anteriormente, se demuestra que el arreglo (A) no alcanza el mayor subenfriamiento del líquido a la salida del condensador debido a que la aleta hace de puente térmico transfiriendo energía de regreso al fluido, reduciendo la eficiencia del sistema. Para eliminar los efectos de calor reversible en la aleta y mejorar el rendimiento del arreglo contracorriente-cruzado (A), una posible solución es la de utilizar en la construcción del condensador dos aletas separadas en lugar de una sola.

Los resultados ilustrativos obtenidos mediante la simulación numérica utilizando el modelo multidimensional de la aleta se muestran a continuación. En estos se compara los resultados obtenidos por el condensador con el arreglo (A) tal y como se presenta en primera instancia (con una aleta continua) y los resultados al utilizar dos aletas separadas en su construcción (o una aleta cortada); considerando una velocidad frontal del aire de 2 m/s. En la *Figura 5.3.1.7* se muestra la distribución de presiones y fracciones másicas de vapor a lo largo del condensador. Además en la tabla siguiente se presentan valores relevantes obtenidos para ambas simulaciones.

	Aleta Continua	Aleta Cortada
Transferencia de calor [kW]	2.640	2.713
Temperatura de salida del refrigerante [°C]	30.38	25.72
Calidad termodinámica a la salida	-0.120	-0.158

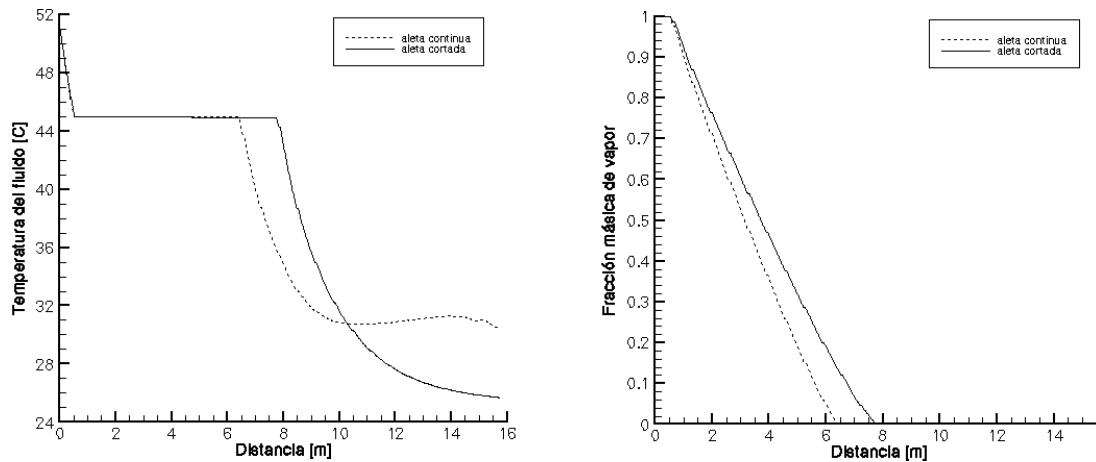
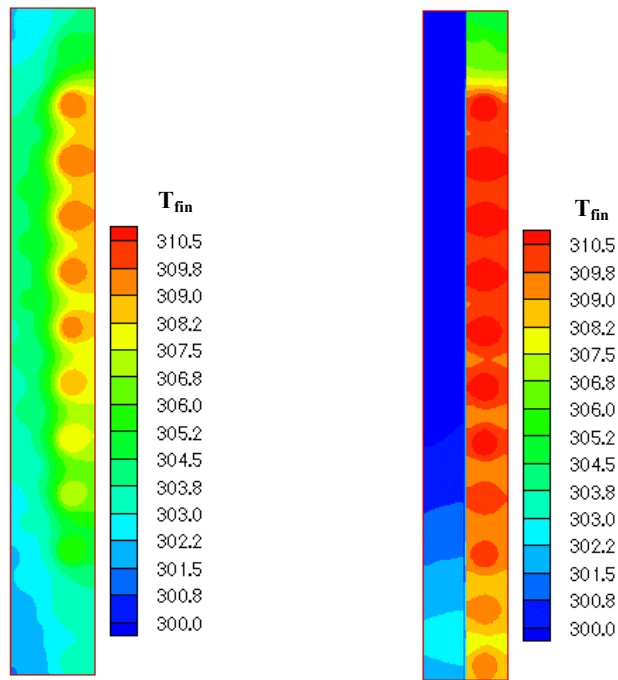


Figura 5.3.1.7. Distribución de temperatura y calidad a lo largo del intercambiador con el arreglo (A).

Como se observa en la tabla anterior, se han eliminado en buena medida utilizando un condensador con la aleta cortada (o formado por dos aletas) los efectos de puente térmico que realiza la aleta continua, esto se ve también con claridad en la distribución de temperaturas a lo largo del condensador que se muestra en la *Figura 5.3.1.7* donde se refleja que con la aleta continua el fluido interior llega a una temperatura mínima aproximadamente a los 10 m de distancia y posteriormente tiende a elevar su temperatura por los efectos de la conducción de calor a través de la aleta, transfiriéndole energía de regreso al refrigerante; para el caso de la aleta cortada se observa que se elimina en gran parte este efecto y la temperatura del fluido continua descendiendo hasta el final del condensador. La sencilla modificación realizada al condensador, como se observa con los resultados mostrados en la tabla anterior, incrementa su eficiencia en la transferencia de calor en cerca de un 3%, lo que representa que el fluido subenfriado a la salida del condensador para estas condiciones de trabajo salga con una temperatura cerca de 5 grados inferior a la del caso de que la aleta fuera continua.

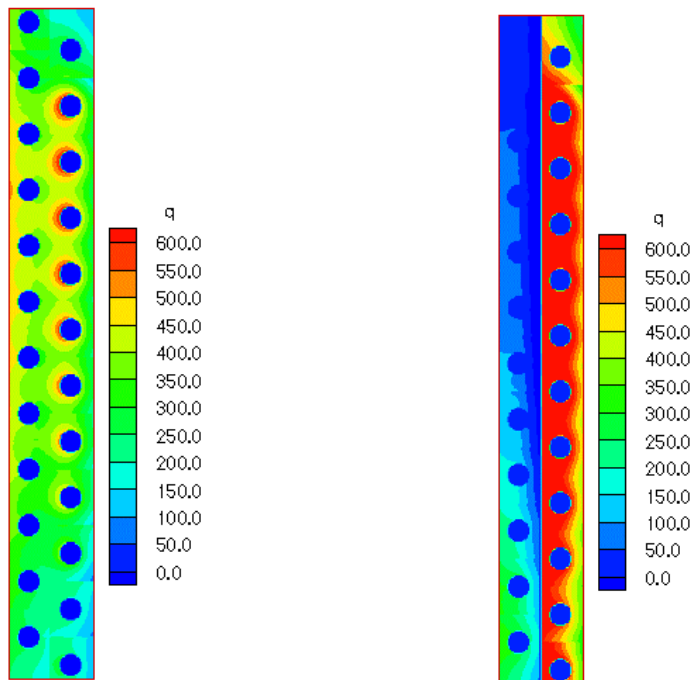
Los efectos de transferencia de calor en la aleta se muestran a continuación, en las *Figuras 5.3.1.8, 5.3.1.9 y 5.3.1.10*, que muestran los resultados numéricos obtenidos por el código, tanto para el caso de la aleta continua como el de la aleta cortada, para la distribución de temperaturas y los flujos de calor en una aleta situada en el centro del condensador, además de la temperatura del aire en el mismo punto del condensador.



Aleta Continua

Aleta Cortada

Figura 5.3.1.8. Temperatura de la aleta.



Aleta Continua

Aleta Cortada

Figura 5.3.1.9. Flujo de Calor.

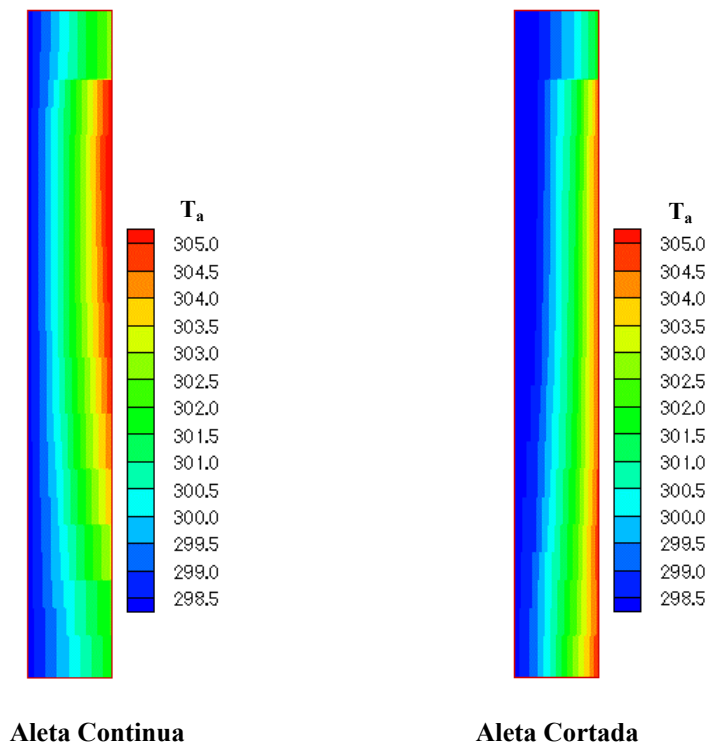


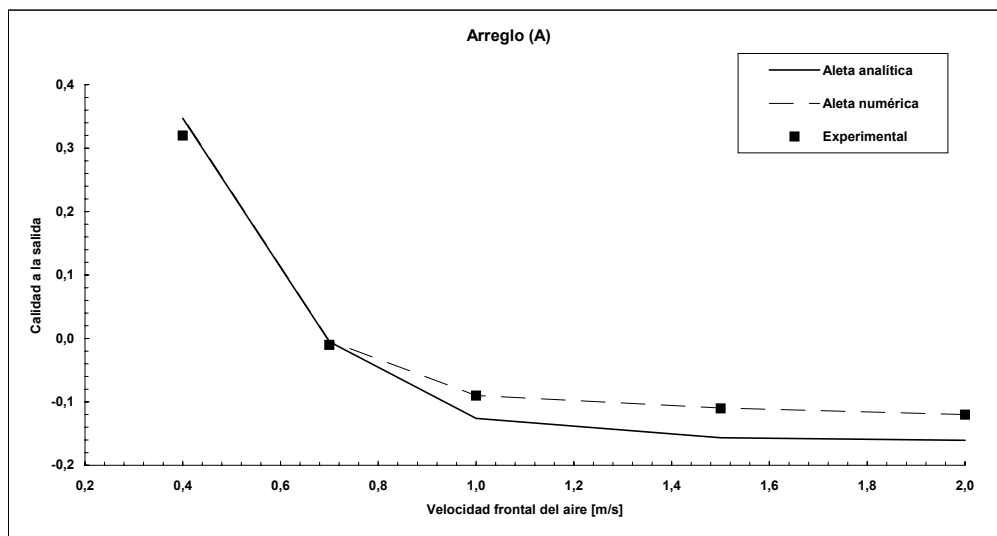
Figura 5.3.1.10. Temperatura del Aire.

Eficiencia numérica vs eficiencia analítica de la aleta

Los resultados obtenidos con la eficiencia numérica de la aleta evalúan la conducción de calor a través de los elementos sólidos (tubos y aletas) utilizando un modelo multidimensional. De esta manera, las eficiencias de las aletas son calculadas en el modelo considerando las interacciones entre los tubos (éstos tienen diferentes temperaturas de contacto aleta-tubo).

En el segundo caso, los resultados numéricos son evaluados utilizando una eficiencia de aleta analítica, considerando en cada volumen de control una aleta equivalente como si fuera aleta circular con contornos adiabáticos. Los resultados obtenidos para ambos casos son comparados con los resultados experimentales obtenidos por Wang et al. [1999]. Los resultados se muestran en gráficas en la forma de velocidad frontal del aire vs calidad termodinámica a la salida. Las Figuras 5.3.1.11 muestra que para el arreglo (A) la diferencia entre los resultados numéricos utilizando eficiencia analítica de la aleta y los resultados experimentales son peores que los resultados numéricos obtenidos considerando la resolución numérica de la eficiencia de la aleta, esto debido a que la resolución analítica de la aleta no toma en cuenta la conducción de calor entre volúmenes de control vecinos en la aleta (efecto que es de gran importancia este caso). Un efecto similar se observó al realizar las simulaciones para el arreglo (B), aún cuando en este caso las diferencias no fueron tan pronunciadas; mientras que para el arreglo (E) los resultados son prácticamente los mismos en ambos casos debido a que la

diferencia de temperaturas entre dos tubos vecinos para este caso es relativamente baja, por lo que la transferencia de calor entre ellos es prácticamente despreciable.



• **Figura 5.3.1.11. Calidad a la salida para el arreglo (A).**

La *Figura 5.3.1.12* muestra los resultados numéricos obtenidos por ambos modelos para los arreglos (A), (B) y (E), en este se observa como para el caso de la resolución analítica de la aleta el arreglo (A) de flujo contracorriente-cruzado aparece como el más eficiente de los tres (cosa que se demostró experimentalmente y numéricamente con la resolución numérica de la aleta que no es verdad), cosa que pasaría si no existiera el puente térmico a través de la aleta que transfiere energía de regreso al fluido.

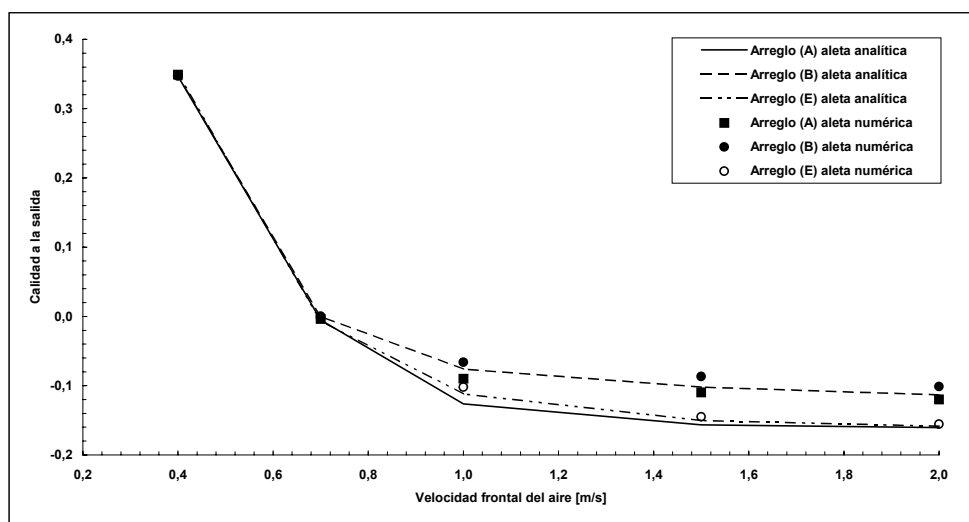


Figura 5.3.1.12 Calidad a la salida para los arreglos (A), (B) y (E).

Por último, la *Figuras 5.3.1.13* muestra la distribución de temperaturas para el R22 para ambos resultados numéricos en el caso del arreglo (A) donde existen las mayores diferencias, que es cuando se presenta una velocidad frontal del aire de 2 m/s. Los resultados muestran como era de esperarse, por las razones explicadas

anteriormente, una gran diferencia en la distribución de temperaturas entre ambos. Los resultados de distribución de temperatura para el caso de la resolución analítica de la eficiencia de la aleta, como se puede observar, son muy parecidos a los que se obtuvieron con la aleta cortada y la resolución multidimensional de la aleta debido a que en este caso los efectos de conducción de calor en la aleta se disminuyen considerablemente (mientras que como se explicó, no pueden ser considerados estos efectos con la resolución analítica de la aleta).

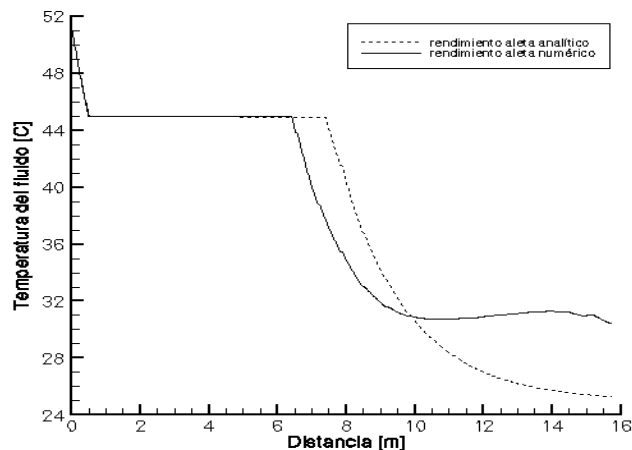


Figura 5.3.1.13 Distribución de temperatura del R22 a lo largo del arreglo (A).

Con los resultados obtenidos para este interesante caso podemos concluir que el modelo desarrollado para la resolución multidimensional de las aletas es de gran importancia para la obtención de resultados precisos en los sistemas en que las diferencias de temperatura entre tubos vecinos puedan ser importantes.

5.3.2. Contrastación con resultados experimentales de condensadores y evaporadores facilitados por la empresa Centauro Internacional.

En esta sección se realiza una comparación entre los resultados experimentales obtenidos por el TÜV (Kälte- und Klimatechnisches Laboratorium) en las condiciones de la prueba estándar (EUROVENT - RATING STANDARD 7/C/001-1999), para diversos evaporadores y condensadores fabricados por la empresa Centauro Internacional. Estos estudios han sido facilitados por la empresa, en el marco de los proyectos de investigación del Laboratorio con la misma. Para cada ensayo experimental realizado, se detallan tanto la geometría como el conexionado de los intercambiadores seleccionados, así como las condiciones de contorno presentes en la experimentación. Los resultados obtenidos experimentalmente se comparan con los resultados numéricos obtenidos por el código numérico desarrollado. En el primer apartado se realiza la contrastación de dos condensadores de aluminio/cobre con tubo interno liso, en el segundo apartado se contrastan los resultados de un mismo intercambiador que en un caso tiene tubo liso y en el otro un tubo con aletas interiores del tipo crossfin. Finalmente en el último apartado se realiza la contrastación con los resultados experimentales obtenidos para dos evaporadores aluminio/cobre de tubo interno liso. Los experimentos han sido realizados utilizando R22 como fluido refrigerante.

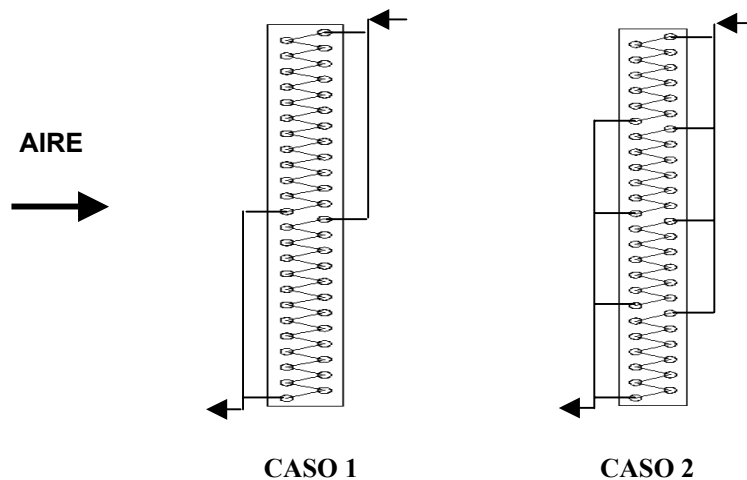
5.3.2.1. Análisis de condensadores con tubo interno liso

La contrastación en este caso se realiza para dos condensadores con tubo interno liso, fabricados con tubos de cobre y aletas de aluminio por la empresa Centauro Internacional trabajando con R22. Una descripción detallada de los equipos y las condiciones de contorno utilizadas en las pruebas se presenta a continuación; además de las correlaciones empíricas utilizadas y la densidad de malla. Finalmente, se presentan resultados de la simulación numérica como son la distribución de la temperatura, calidad y presión a lo largo del intercambiador para cada rama y la contrastación entre resultados numéricos y experimentales.

Geometría

CASO	A1	A2
Arreglo de los tubos	Tres bolillos (Staggered)	
Número de tubos en X (profundidad)	2	
Número de tubos en Y (altura)	24	
Número de circuitos	2	4
Longitud de la aleta en X [mm]	66	
Longitud de la aleta en Y [mm]	914.4	
Longitud del intercambiador en Z [mm]	980	1960
Paso del tubo en X (P_t) [mm]	33.0	
Paso del tubo en Y (P_t) [mm]	38.1	
Paso entre aletas (S_a) [mm]	2.1	
Espesor de la aleta [mm]	0.12	
Tipo de aleta	Ondulada	
Longitud de media onda (x_f) [mm]	8.24	
Longitud de la cresta al valle (p_d) [mm]	1.58	
Diámetro exterior del tubo expandido (D) [mm]	13.2	
Espesor del tubo [mm]	0.42	
Tipo de tubo	Liso	

Conexionado



Condiciones de contorno

Para cada condensador, se realizó un ensayo con las siguientes condiciones de contorno:

CASO	A1	A2
Temperatura del aire a la entrada [°C]	24.9	24.7
Presión del aire a la entrada [bar]	0.957	0.951
Flujo de aire [m ³ /h]	9485	13445
Temperatura del refrigerante a la entrada [°C]	58.3 (sobrecalentado)	65.9 (sobrecalentado)
Presión del refrigerante a la entrada [bar]	15.23	15.23
Flujo de refrigerante [kg/h]	348.8	594.2

Formulación matemática

Las correlaciones empíricas utilizadas y la malla utilizada por el código numérico se dan en la siguiente tabla. La conducción de calor a través de las aletas se resuelve de la manera más precisa por medio de una discretización detallada del dominio y el cálculo multidimensional de la aleta.

CASO	A1	A2
Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante en una sola fase)	Gnielinski [1976]	
Factor de fricción (refrigerante en una sola fase)	Churchill [1977]	
Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante en flujo bifásico)	Dobson [1998]	
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]	
Factor de fricción (refrigerante en flujo bifásico)	Friedel [1979]	
Coefficiente de transferencia de calor (aire)	Kim [1997]	
Factor de fricción (aire)	Kim [1997]	
Resistencia térmica de contacto [W/m ² K]	10000	
Malla (Nx*Ny*Nz)	2*24*30	

Caso A1. Resultados de la simulación numérica

En esta sección los resultados numéricos obtenidos se muestran en la tabla siguiente, junto con la distribución a lo largo del intercambiador de la temperatura, calidad y presión del refrigerante que se muestra en las *Figuras 5.3.2.1.1, 5.3.2.1.2 y 5.3.2.1.3*.

	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	30.78 [°C]	37.90 [°C]
Caída de presión	56.9 [Pa]	36.58 [hPa]
Flujo	9485 [m ³ /h]	174.53 [kg/h] (rama 1) 174.27 [kg/h] (rama 2)
Capacidad	17.91 [kW]	

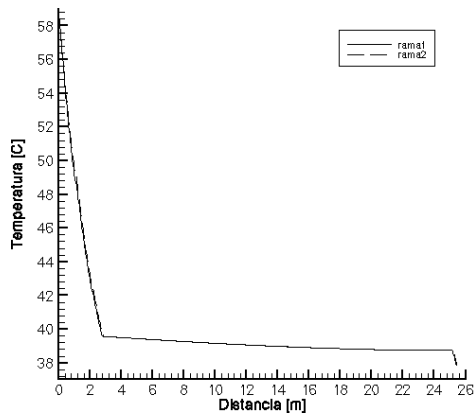


Figura 5.3.2.1.1. Distribución temperatura.

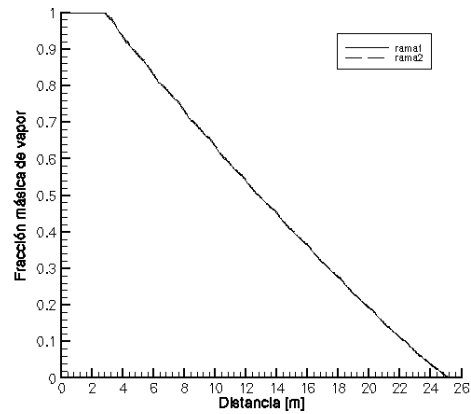


Figura 5.3.2.1.2. Distribución de la calidad de vapor.

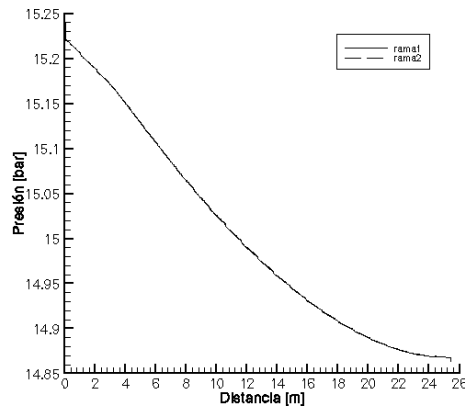


Figura 5.3.2.1.3. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 2 ramas son prácticamente las mismas, esto debido a que la conexión para cada una de las ramas es igual a las otras y el flujo másico obtenido para cada rama es por consiguiente prácticamente el mismo en todas.

Caso A2. Resultados de la simulación numérica

En esta sección se presentan los resultados obtenidos por la simulación numérica y se muestran en la siguiente tabla y en las Figuras 5.3.2.1.4, 5.3.2.1.5 y 5.3.2.1.6 de distribución de temperatura, calidad y presión del refrigerante a lo largo de cada rama.

	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	32.02 [°C]	39.05 [°C]
Caída de presión	32.18 [Pa]	24.85 [hPa]
Flujo	13445 [m ³ /h]	148.29 [kg/h] (rama 1) 148.62 [kg/h] (rama 2) 148.63 [kg/h] (rama 3) 148.66 [kg/h] (rama 4)
Capacidad	28.34 [kW]	

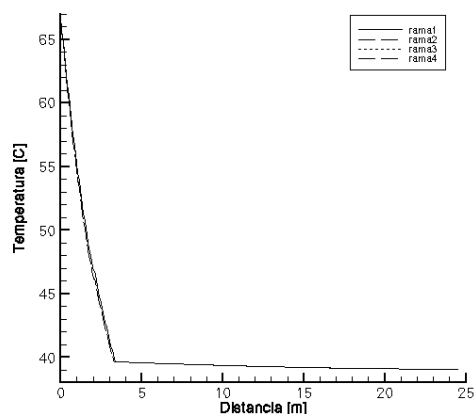


Figura 5.3.2.1.4. Distribución de temperatura.

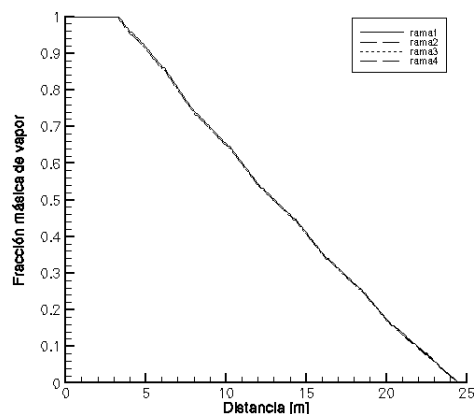


Figura 5.3.2.1.5. Distribución de la calidad de vapor.

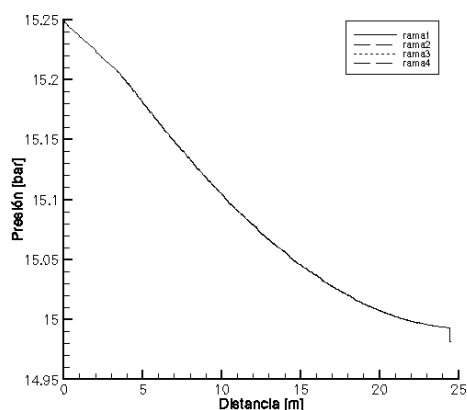


Figura 5.3.2.1.6. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 4 ramas son prácticamente las mismas, esto debido a que la conexión para cada una de las ramas es igual a las otras y el flujo másico obtenido para cada rama es por consiguiente prácticamente el mismo en todas.

Comparación con los resultados experimentales

Los condensadores para el caso A1 y A2 descritos anteriormente, fueron ensayados por el TÜV (Kälte- und Klimatechnisches Laboratorium) en las condiciones de la prueba estándar (EUROVENT - RATING STANDARD 7/C/001-1999). La comparación entre los resultados experimentales y numéricos obtenidos se presentan a continuación:

Modelo	A1		A2	
	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico
Resultados				
Temperatura de salida del aire [°C]	30.8	30.78	31.9	32.02
Temperatura salida del refrigerante [°C]	36.5	37.9	36.8	39.05
Capacidad [kW]	18.1	17.91	31.8	31.36
Diferencia de entalpías (entrada-salida) [kJ/kg]	186.5	184.8	192.6	189.7

Como se observa en la tabla anterior, existe un grado de concordancias bastante aceptable en lo referente a la capacidad, temperatura de salida del aire y diferencias de entalpías entre los resultados numéricos y experimentales; aún así, la temperatura de salida del refrigerante (como líquido subenfriado) es un poco alejada y por encima del valor experimental, lo que indica que al parecer la zona de cambio de fase en nuestro modelo es demasiado extensa comparada con la realidad, por lo que se necesita realizar un mayor trabajo en este campo para mejorar las prestaciones del código desarrollado

5.3.2.2. *Análisis de condensador con tubo interno liso y con micro aletas interiores*

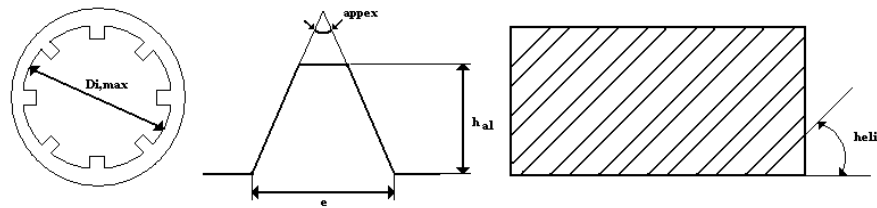
La contrastación en este caso se realiza para dos condensadores idénticos uno con tubo interno liso y otro con microaletas interiores (crossfin), fabricados con tubos de cobre y aletas de aluminio por la empresa Centauro Internacional trabajando con R22. Una descripción detallada de los equipos y las condiciones de contorno utilizadas en las pruebas se presenta a continuación; además de las correlaciones empíricas utilizadas y la densidad de malla. Finalmente, se presentan resultados de la simulación numérica como son la distribución de la temperatura, calidad y presión a lo largo del intercambiador para cada rama y la contrastación entre resultados numéricos y experimentales.

Geometría

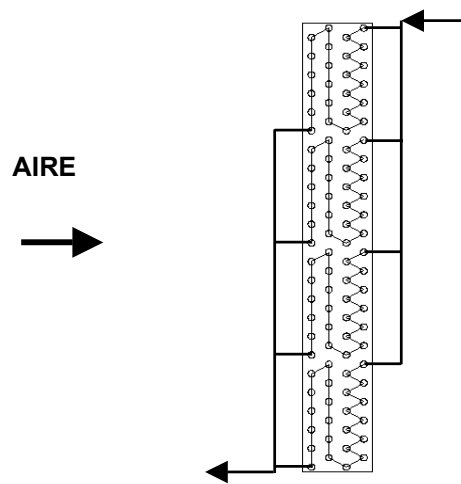
CASO	B1	B2
Arreglo de los tubos	Tres bolillos (Staggered)	
Número de tubos en X (profundidad)	4	
Número de tubos en Y (altura)	24	
Número de circuitos	4	
Longitud de la aleta en X [mm]	132	
Longitud de la aleta en Y [mm]	914.4	
Longitud del intercambiador en Z [mm]	980	
Paso del tubo en X (P_t) [mm]	33.0	
Paso del tubo en Y (P_t) [mm]	38.1	
Paso entre aletas (S_a) [mm]	2.1	
Espesor de la aleta [mm]	0.12	
Tipo de aleta	Ondulada	
Longitud de media onda (x_f) [mm]	8.24	
Longitud de la cresta al valle (p_d) [mm]	1.58	
Diámetro exterior del tubo expandido (D) [mm]	13.2	
Espesor del tubo [mm]	0.42	
Tipo de tubo	Liso	Crossfin

Geometría del tubo aleteado interiormente tipo Crossfin

MODELO	Metofin VA 127 36 VA 40/70 B
Número de aletas	70
Diámetro interior máximo ($D_{i,max}$) [mm]	12.36
Altura de las aletas (h_{al}) [mm]	0.22
Espesor de la base de la aleta (e) [mm]	0.16
Ángulo de hélice (helix) [grados]	20
Ángulo de ápice (appex)[grados]	180



Conexionado



CASOS B1 y B2

Condiciones de contorno

Para cada condensador, se realizó un ensayo con las siguientes condiciones de contorno:

CASO	B1 (tubo liso)	B2 (tubo aleteado)
Temperatura del aire a la entrada [°C]	25.2	24.8
Presión del aire a la entrada [bar]	0.964	0.957
Flujo de aire [m ³ /h]	7830	
Temperatura del refrigerante a la entrada [°C]	61.5 (sobrecalentado)	62.5 (sobrecalentado)
Presión del refrigerante a la entrada [bar]	15.23	15.18
Flujo de refrigerante [kg/h]	489.3	535.5

Formulación matemática

Las correlaciones empíricas utilizadas y la malla utilizada por el código numérico se dan en la siguiente tabla. La conducción de calor a través de las aletas se resuelve de la manera más precisa por medio de la resolución multidimensional de la misma.

CASO	B1 (tubo liso)	B2 (tubo aleteado)
Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante en una sola fase)	Gnielinski [1976]	Ravigururajan [1996]
Factor de fricción (refrigerante en una sola fase)	Churchill [1977]	Ravigururajan [1996]
Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante en flujo bifásico)	Dobson [1998]	Yu [Yu, 1998]
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]	
Factor de fricción (refrigerante en flujo bifásico)	Jung [1989]	Cavallini [2000]
Coefficiente de transferencia de calor (aire)	Kim [1997]	
Factor de fricción (aire)	Kim [1997]	
Resistencia térmica de contacto [W/m ² K]	10000	
Malla (Nx*Ny*Nz)	4*24*30	

Caso B1. Resultados de la simulación numérica

En esta sección los resultados numéricos obtenidos se muestran en la tabla siguiente, junto con la distribución a lo largo del intercambiador de la temperatura, calidad y presión del refrigerante que se muestra en las Figuras 5.3.2.2.1, 5.3.2.2.2 y 5.3.3.2.3.

	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	35.29 [°C]	37.87 [°C]
Caída de presión	85.17 [Pa]	27.32 [hPa]
Flujo	7830 [m ³ /h]	122.38 [kg/h] (rama 1) 122.27 [kg/h] (rama 2) 122.24 [kg/h] (rama 3) 122.10 [kg/h] (rama 4)
Capacidad	25.53 [kW]	

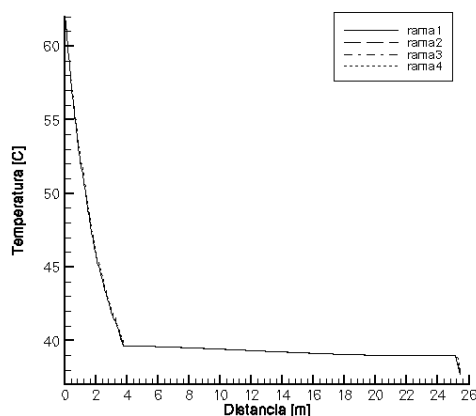


Figura 5.3.2.2.1. Distribución temperatura.

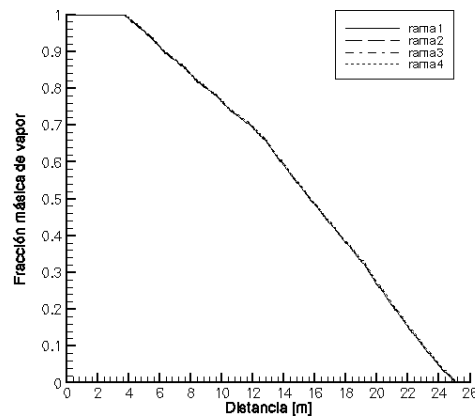


Figura 5.3.2.2.2. Distribución de la calidad de vapor.

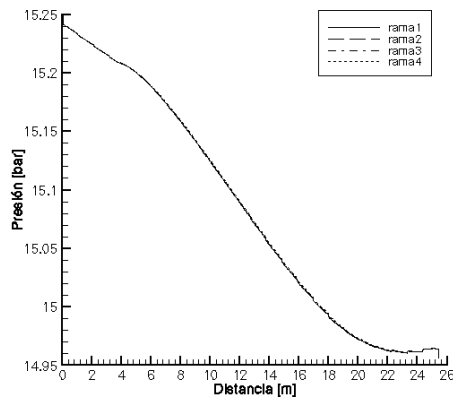


Figura 5.3.2.2.3. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 4 ramas son prácticamente las mismas, esto debido a que la conexión para cada una de las ramas es igual a las otras y el flujo másico obtenido para cada rama es por consiguiente prácticamente el mismo en todas.

Caso B2. Resultados de la simulación numérica

En esta sección se presentan los resultados obtenidos por la simulación numérica y se muestran en la siguiente tabla y en las Figuras 5.3.2.2.4, 5.3.2.2.5 y 5.3.2.2.6 de distribución de temperatura, calidad y presión del refrigerante a lo largo de cada rama.

	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	36.10 [°C]	36.37 [°C]
Caída de presión	84.93 [Pa]	67.35 [hPa]
Flujo	7830 [m ³ /h]	134.16 [kg/h] (rama 1) 133.83 [kg/h] (rama 2) 133.80 [kg/h] (rama 3) 133.71 [kg/h] (rama 4)
Capacidad	28.41 [kW]	

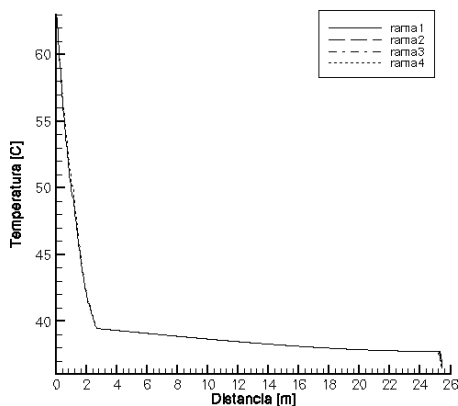


Figura 5.3.2.2.4. Distribución de temperatura.

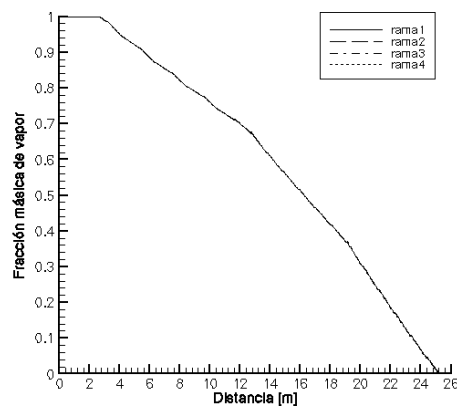


Figura 5.3.2.2.5. Distribución de la calidad de vapor.

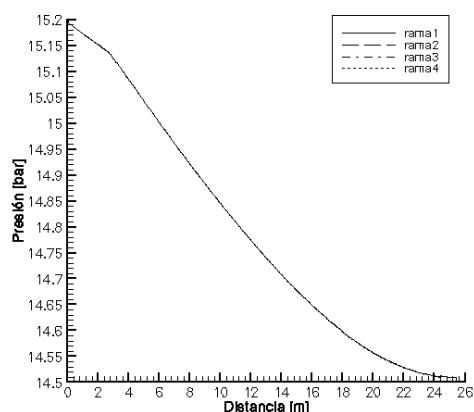


Figura 5.3.2.2.6. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 4 ramas son prácticamente las mismas, esto debido a que la conexión para cada una de las ramas es igual a las otras y el flujo másico obtenido para cada rama es por consiguiente prácticamente el mismo en todas.

Comparación resultados experimentales

Los condensadores para el caso B1 y B2 descritos anteriormente, fueron ensayados por el TÜV (Kälte- und Klimatechnisches Laboratorium) en las condiciones de la prueba estándar (EUROVENT - RATING STANDARD 7/C/001-1999). La comparación entre los resultados experimentales y numéricos obtenidos se presentan a continuación:

Caso	B1 (tubo liso)		B2 (tubo aleteado)	
	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico
Resultados				
Temperatura salida del refrigerante [°C]	36.7	37.87	36.3	36.37
Capacidad [kW]	25.7	25.53	28.3	28.41
Diferencia de entalpías (entrada-salida) [kJ/kg]	188.9	187.87	190.4	190.71
Caída de presión (refrigerante) [bar]	0.416	0.273	0.605	0.673

Como se observa en la tabla anterior, existe un grado de concordancias bastante aceptable en lo referente a la capacidad, temperatura de refrigerante a la salida y diferencias de entalpías entre los resultados numéricos y experimentales; aún así, la caída de presión calculada numéricamente para el tubo liso, al parecer, está bastante por debajo de la realidad, por lo que se necesita realizar un mayor trabajo en este campo para mejorar las prestaciones del código desarrollado, poniendo especial atención quizás en lo referente a la caída de presión a través de los codos (elementos en los cuales existe poca información científica de su comportamiento en posición vertical y con fluidos en cambio de fase con diferentes estructuras de flujo).

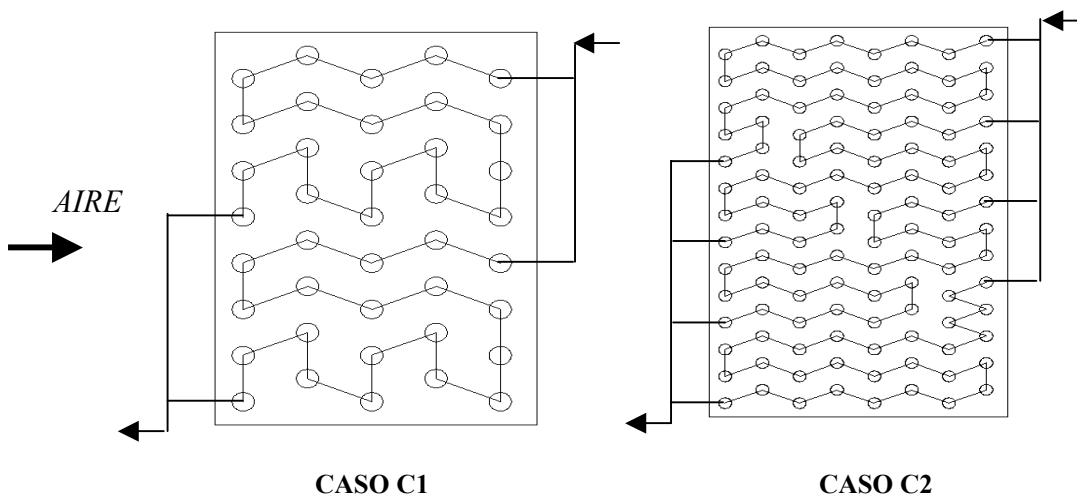
5.3.2.3. Análisis de evaporadores con tubo interno liso

La contrastación en este caso se realiza para dos evaporadores con tubo interno liso, fabricados con tubos de cobre y aletas de aluminio por la empresa Centauro Internacional trabajando con R22. Una descripción detallada de los equipos y las condiciones de contorno utilizadas en las pruebas se presenta a continuación; además de las correlaciones empíricas utilizadas y la densidad de malla. Finalmente, se presentan resultados de la simulación numérica como son la distribución de la temperatura, calidad y presión a lo largo del intercambiador para cada rama y la contrastación entre resultados numéricos y experimentales.

Geometría

CASO	C1	C2
Arreglo de los tubos	Tres bolillos (Staggered)	
Número de tubos en X (profundidad)	5	8
Número de tubos en Y (altura)	8	14
Número de circuitos	2	4
Longitud de la aleta en X [mm]	165.0	264.0
Longitud de la aleta en Y [mm]	304.8	533.4
Longitud del intercambiador en Z [mm]	600	650
Paso del tubo en X (P_t) [mm]	33.0	
Paso del tubo en Y (P_t) [mm]	38.1	
Paso entre aletas (S_a) [mm]	3.2	4.2
Espesor de la aleta [mm]	0.15	0.19
Tipo de aleta	Ondulada	
Longitud de media onda (x_f) [mm]	8.24	
Longitud de la cresta al valle (p_d) [mm]	1.58	
Diámetro exterior del tubo expandido (D) [mm]	13.2	
Espesor del tubo [mm]	0.42	
Tipo de tubo	Liso	

Conexionado



Condiciones de contorno

Para cada evaporador, se realizaron dos ensayos con las siguientes condiciones de contorno:

CASO	C1		C2	
	C1-1	C1-2	C2-2	C2-3
Prueba				
Humedad relativa del aire a la entrada	0.38	0.59	0.41	0.47
Temperatura del aire a la entrada [°C]	10.0	0.1	10.1	0.0
Presión del aire a la entrada [bar]	0.959	0.959	0.957	0.959
Flujo de aire [m ³ /h]	1405		2800	
Calidad del refrigerante a la entrada	0.1783	0.222	0.192	0.212
Presión del refrigerante a la entrada [bar]	4.98	3.81	4.97	3.80
Flujo de refrigerante [kg/h]	38.6	31.5	130.5	104.3

Formulación matemática

Las correlaciones empíricas utilizadas y la malla utilizada por el código numérico se dan en la siguiente tabla. La conducción de calor a través de las aletas se resuelve de la manera más precisa por medio de una discretización detallada del dominio.

CASO	C1	C2
Coeficiente de transferencia de calor (refrigerante en una sola fase)	Gnielinski [1976]	
Factor de fricción (refrigerante en una sola fase)	Churchill [1977]	
Coeficiente de transferencia de calor (refrigerante en flujo bifásico)	Kattan [1998]	
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]	
Factor de fricción (refrigerante en flujo bifásico)	Friedel [1979]	
Coeficiente de transferencia de calor (aire)	Kim [1997]	
Factor de fricción (aire)	Kim [1997]	
Resistencia térmica de contacto [W/m ² K]	10000	
Malla (Nx*Ny*Nz)	5*8*30	8*14*30

Caso C1, Ensayos C1-1 y C1-2. Resultados de la simulación numérica

En esta sección los resultados numéricos obtenidos se muestran en la tabla siguiente, junto con la distribución a lo largo del intercambiador de la temperatura, calidad y presión del refrigerante para el ensayo C1-2 que se muestra en las Figuras 5.3.2.3.1, 5.3.2.3.2 y 5.3.2.3.3.

ENSAYO	C1-1		C1-2	
	AIRE	REFRIGERANTE	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	6.43 [°C]	9.66 [°C]	-2.61 [°C]	-0.13 [°C]
Caída de presión	54.06 [Pa]	15.87 [hPa]	55.96 [Pa]	13.65 [hPa]
Flujo	1405 [m ³ /h]	19.42 [kg/h] (rama 1) 19.18 [kg/h] (rama 2)	1405 [m ³ /h]	15.82 [kg/h] (rama 1) 15.68 [kg/h] (rama 2)
Capacidad [kW]	1.87		1.48	

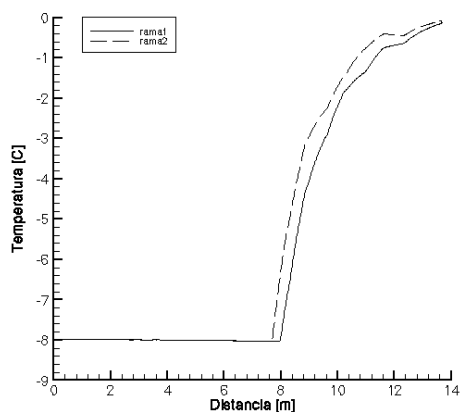


Figura 5.3.2.3.1. Distribución temperatura.

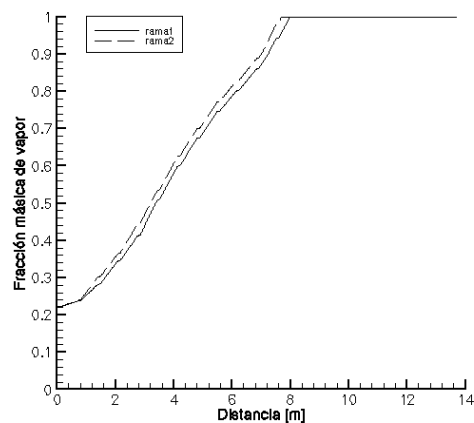


Figura 5.3.2.3.2. Distribución de la calidad de vapor.

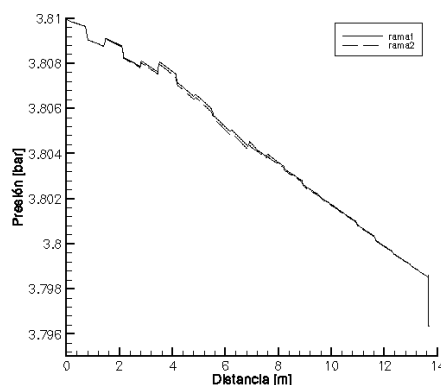


Figura 5.3.2.3.3. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 2 ramas son prácticamente las mismas, esto debido a que la conexión para cada una de las ramas es igual a las otras y el flujo másico obtenido para cada rama es por consiguiente prácticamente el mismo en todas.

Caso C2, ensayos C2-1 y C2-2. Resultados de la simulación numérica

En esta sección se presentan los resultados obtenidos por la simulación numérica que se muestran en la siguiente tabla y en las Figuras 5.3.2.3.4, 5.3.2.3.5 y 5.3.2.3.6 de distribución de temperatura, calidad y presión del refrigerante a lo largo de cada rama para el ensayo C2-2.

ENSAYO	C2-1		C2-2	
	AIRE	REFRIGERANTE	AIRE	REFRIGERANTE
Temperatura de salida	4.19 [°C]	9.0 [°C]	-5.07 [°C]	-1.1 [°C]
Caída de presión	75.91 [Pa]	85.2 [hPa]	89.25 [Pa]	72.18 [hPa]
Flujo	2800 [m ³ /h]	32.17 [kg/h] (rama 1) 32.25 [kg/h] (rama 2) 32.82 [kg/h] (rama 3) 33.26 [kg/h] (rama 4)	2800 [m ³ /h]	25.55 [kg/h] (rama 1) 25.82 [kg/h] (rama 2) 26.44 [kg/h] (rama 3) 26.49 [kg/h] (rama 4)
Capacidad [kW]		6.19		4.92

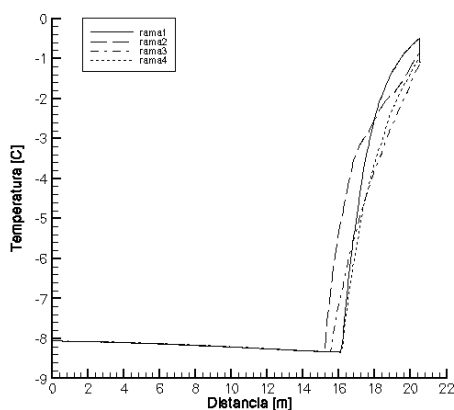


Figura 5.3.2.3.4. Distribución de temperatura.

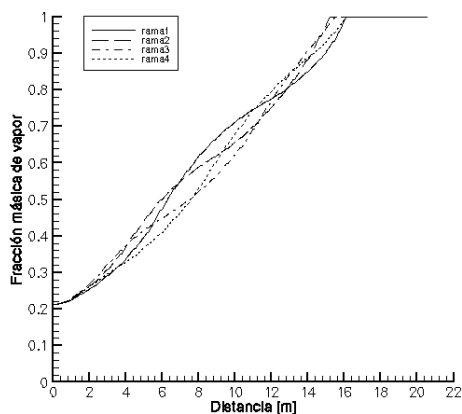


Figura 5.3.2.3.5. Distribución de la calidad de vapor .

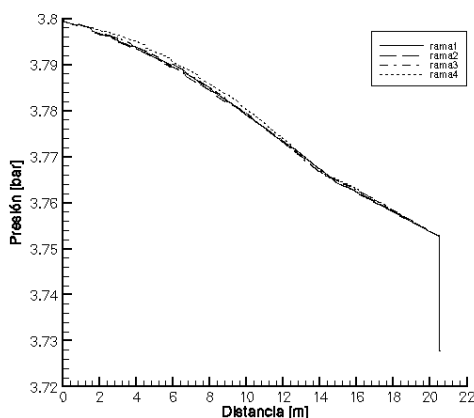


Figura 5.3.2.3.6. Distribución de presión del refrigerante.

Como se muestra en las figuras anteriores, en la temperatura, calidad y presión a lo largo de las 4 ramas existen variaciones, esto debido a que la conexión para cada rama no es igual y el flujo másico obtenido para cada rama varía sensiblemente.

Comparación con los resultados experimentales

Los evaporadores para el caso C1 y C2 descritos anteriormente, fueron ensayados por el TÜV (Kälte- und Klimatechnisches Laboratorium) en las condiciones de la prueba estándar (EUROVENT - RATING STANDARD 7/C/001-1999). La comparación entre los resultados experimentales y numéricos obtenidos se presentan a continuación:

Modelo	C1			
	C1-1		C1-2	
Prueba	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico
Resultados				
Temperatura de salida del aire [°C]	6.2	6.43	-2.7	-2.61
Temperatura salida del refrigerante [°C]	5.3	9.66	-3.4	-0.13
Capacidad [kW]	1.84	1.87	1.46	1.48
Diferencia de entalpías (entrada-salida) [kJ/kg]	171.7	173.6	167.1	167.9

Modelo	C2			
Prueba	C2-1		C2-2	
Resultados	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico
Temperatura de salida del aire [°C]	3.8	4.19	-4.8	-5.07
Temperatura salida del refrigerante [°C]	5.5	9.0	-3.2	-1.1
Capacidad [kW]	6.14	6.19	4.9	4.92
Diferencia de entalpías (entrada-salida) [kJ/kg]	169.3	170.6	169.3	169.5

Como se observa en la tablas anteriores, existe un grado de concordancias bastante aceptable en lo referente a la capacidad, temperatura salida del aire y diferencias de entalpías entre los resultados numéricos y experimentales; aún así, la temperatura de salida del refrigerante (como vapor recalentado) es un poco alejada y por encima del valor experimental, lo que podría indicar que al parecer la zona de cambio de fase en nuestro modelo es poco extensa comparada con la realidad o bien la transferencia de calor en la zona de vapor recalentado es mayor que en la realidad, por lo que se necesita realizar un mayor trabajo en este campo para mejorar las prestaciones del código desarrollado.

5.3.3. Comparación de la transferencia de calor con resultados experimentales de Elmahdy et al. [Elmahdy, 1978]

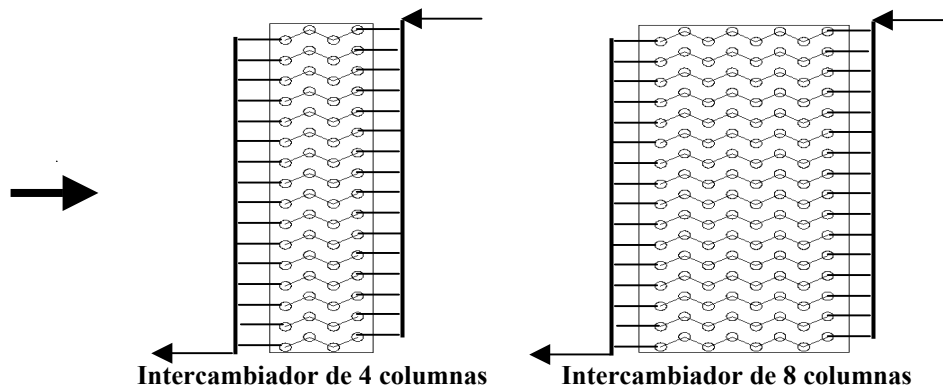
Los resultados experimentales presentados por Elmahdy et al. [Elmahdy, 1978] se realizan para un deshumidificador con diferente número de columnas. La geometría, configuración del flujo, condiciones de contorno y las correlaciones empíricas utilizadas en el modelo numérico se describen a continuación:

Geometría

Arreglo de los tubos	Tres bolillos (staggered)	
Número de tubos en X (profundidad)	4	8
Número de tubos en Y (altura)	16	
Número de circuitos	16	
Longitud de la aleta en X [mm]	140	290
Longitud de la aleta en Y [mm]	610	
Longitud del intercambiador en Z [mm]	610	
Paso del tubo en X (P_1) [mm]	32.8	
Paso del tubo en Y (P_1) [mm]	38	
Material de la aleta	Cobre	
Paso de aleta (S_a) [mm]	2.31 (465 aletas/m)	
Espesor de aleta [mm]	0.165	
Tipo de aleta (plana, ondulada, etc.)	plana	
Material del tubo	Cobre	
Diámetro exterior del tubo (D) [mm]	15.9	
Espesor del tubo [mm]	0.65	

	4 columnas	8 columnas
Área frontal, m ²	0.372	
Mínima área de flujo/ área frontal	0.54	
Área superficial tubos, m ²	1.8	3.5
Área superficial aletas, m ²	38.4	76.9

Conexionado



Condiciones de contorno

Prueba No.	Columnas	Entrada aire T[°C]	Humedad aire entrada [kg _{agua} /kg _{aireseco}]	Flujo másico del aire [kg/s]	Entrada agua T[°C]	Flujo másico agua [kg/s]
1-A	4	34.9	0.0073	0.388	8.4	1.242
2-A		29.9	0.0079	1.248	8.4	2.250
3-A		24.7	0.0069	0.392	8.4	1.245
4-A		32.7	0.0162	1.484	8.5	1.231
5-A		28.4	0.0148	1.871	8.5	1.294
6-A		24.8	0.0136	1.425	8.4	1.235
1-B	8	34.2	0.0075	0.895	8.2	1.991
2-B		27.0	0.0065	1.628	8.2	1.989
3-B		17.7	0.0061	1.663	8.2	1.891
4-B		33.9	0.0168	0.658	8.2	1.931
5-B		26.8	0.0093	1.010	8.3	1.964
6-B		21.3	0.0125	1.381	8.2	1.965

Formulación matemática

Transferencia de calor (aire)	Gray-Webb [1986]
Caída de Presión (aire)	Gray-Webb [1986]
Transferencia de calor (líquido)	Gnielinski [1976]
Caída de presión (líquido)	Churchill [1977]
Resistencia térmica de contacto	142857.1 [W/m ² K] Holman [1986]

Comparación de resultados numéricos y experimentales

Un arreglo de 4 y 8 columnas de un enfriador de aire ha sido ensayado por Elmahdy et al. [Elmahdy, 1978] bajo condiciones de deshumidificación y de acuerdo a los ensayos experimentales especificados en la tabla anterior de *condiciones de contorno*. Se han obtenido la temperatura de salida de ambos fluidos, la humedad del aire a la salida y el calor total transferido para cada equipo. La resistencia térmica de contacto entre el tubo de cobre y aleta de cobre se ha estimado con valores sugeridos por Holman [Holman, 1986].

Para todas las condiciones de contorno en estudio, se ha reflejado que el código predice de forma correcta tanto la pérdida de calor total por el aire como la humedad absoluta a la salida del aire. Además, las situaciones tanto de intercambiador seco y húmedo son modeladas correctamente. La comparación entre los resultados experimentales y las predicciones de la simulación numérica se exponen en las *Tablas 5.3.3.1* y *5.3.3.2* para los intercambiadores de 4 y 8 columnas, respectivamente.

La predicción de el calor transferido son dentro de un $\pm 8.5\%$ para el intercambiador de 4 columnas y de $\pm 5\%$ para el de 8 columnas. La humedad absoluta del aire a la salida se predice con un $\pm 3.5\%$ para el intercambiador de 4 columnas y $\pm 2.5\%$ para el de 8 columnas. Las predicciones del código son razonablemente precisas desde el punto de vista de la transferencia de calor para las geometrías y condiciones de contorno especificadas. Aún así se requiere un mayor trabajo para identificar las posibles incertidumbres que todavía se pueden presentar en los resultados numéricos.

	v_a [m/s]	$T_{a,in}$ [°C]	$W_{a,in}$ [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	$T_{agua,in}$ [°C]	T_{a,out_e} [°C]	T_{a,out_n} [°C]	Dev [%]	W_{a,out_e} [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	W_{a,out_n} [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	Dev [%]
1	0,92	34,9	0,0073	8,4	11,2	12,7	13,04	0,0073	0,0073	-0,16
2	2,77	29,9	0,0079	8,4	15,8	15,5	-1,90	0,0079	0,0079	0,00
3	0,9	24,7	0,0069	8,4	10,3	11,1	7,28	0,0069	0,0069	0,00
4	3,5	32,7	0,0162	8,5	21,3	21,5	0,99	0,0140	0,0142	1,47
5	4,3	28,4	0,0148	8,5	19,9	20,1	1,21	0,0130	0,0133	2,60
6	3,1	24,8	0,0136	8,4	17,4	17,5	0,40	0,0113	0,0117	3,57

	Tagua,out_e [°C]	Tagua,out_n [°C]	Dev [%]	Q_e [kW]	Q_n [kW]	Dev [%]
1	10,2	10,09	-1,08	9,376	8,812	-6,01
2	10,3	10,34	0,39	17,931	18,319	2,16
3	9,5	9,44	-0,63	5,742	5,444	-5,19
4	13,5	13,27	-1,70	25,813	24,620	-4,62
5	13,1	12,71	-2,98	24,963	22,830	-8,54
6	12,1	11,79	-2,56	19,162	17,545	-8,44

Tabla 5.3.3.1 Comparación numérico-experimental de la transferencia de calor y masa para un intercambiador Cu/Cu de 4 columnas con aleta plana.

	v _a [m/s]	T _{a,in} [°C]	W _{a,in} [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	Tagua,in [°C]	T _{a,out_e} [°C]	T _{a,out_n} [°C]	Dev [%]	W _{a,out_e} [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	W _{a,out_n} [kg _{agua} / kg _{aireseco}]	Dev [%]
1	2,0	34,2	0,0075	8,2	10,4	10,4	0,38	0,0075	0,0074	-1,11
2	3,6	27,0	0,0065	8,2	11,9	11,3	-5,38	0,0065	0,0065	0,00
3	3,5	17,7	0,0061	8,2	10,2	9,9	-3,33	0,0061	0,0061	0,00
4	1,5	33,9	0,0168	8,2	11,1	11,3	1,44	0,0081	0,0082	0,67
5	2,2	26,8	0,0093	8,3	10,8	10,7	-0,74	0,0077	0,0079	2,06
6	3,2	21,3	0,0125	8,2	12,3	11,7	-4,88	0,0086	0,0086	-0,55

	Tagua,out_e [°C]	Tagua,out_n [°C]	Dev [%]	Q_e [kW]	Q_n [kW]	Dev [%]
1	10,8	10,81	0,09	21,711	21,833	0,56
2	11,2	11,32	1,07	25,022	26,049	4,10
3	9,8	9,87	0,71	12,687	13,248	4,42
4	11,9	11,86	-0,34	29,974	29,691	-0,94
5	10,8	10,76	-0,37	20,598	20,274	-1,57
6	11,4	11,52	1,05	26,370	27,360	3,75

Tabla 5.3.3.2 Comparación numérico-experimental de la transferencia de calor y masa para un intercambiador Cu/Cu de 8 columnas con aleta plana.

5.4. Estudios numéricos y paramétricos

En esta sección se realizan estudios paramétricos del modelo desarrollado para un prototipo dado de intercambiador (evaporadores inundados de acero galvanizado), se presentan los resultados obtenidos para diferentes materiales de la aleta, espacio entre aletas, además de realizar estudios del comportamiento del equipo bajo diferentes condiciones de contorno, con lo que se ha determinado en que grado afectan las diferentes variables al comportamiento del equipo. También se determina, el grado de influencia que las correlaciones empíricas, así como la densidad de la malla utilizada en la resolución numérica, tienen en el resultado final de la simulación.

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

En esta sección se presenta uno de los primeros estudios realizados con el código numérico desarrollado aplicado a un evaporador inundado de acero galvanizado, este estudio pretende ver la influencia en el resultado de la simulación de las correlaciones empíricas utilizadas, la densidad de malla, las propiedades físicas que se consideran en los sólidos, así como el comportamiento del equipo en diferentes condiciones de funcionamiento. Se plantea la resolución numérica del evaporador TC-08309 fabricado por la empresa Tefrinca, en base al código de simulación desarrollando en el Laboratorio de Termotècnia i Energètica. El estudio se ha estructurado en los siguientes apartados:

- ESTUDIOS NUMÉRICOS Y ANÁLISIS DE DIVERSAS CORRELACIONES EMPÍRICAS.
- ANÁLISIS DE ALETAS COMPUESTAS POR VARIOS MATERIALES.
- ESTUDIOS PARAMÉTRICOS.

Los tres apartados se realizan para el caso de evaporador sin capa de hielo y se lleva la simulación hasta el régimen permanente.

A menos que se indique lo contrario las pruebas realizadas se han centrado en el modelo del evaporador TC-08309 del catálogo de Tefrinca, bajo las siguientes especificaciones (que incluyen geometría, condiciones de contorno y correlaciones empíricas a utilizar):

Geometría

MODELO	TC-08309
Arreglo de los tubos	Tres bolillos
Número de tubos en X (profundidad)	6
Número de tubos en Y (altura)	16
Número de circuitos	12

Longitud de la aleta en X [mm]	33.846
Longitud de la aleta en Y [mm]	1.04688
Longitud del intercambiador en Z [mm]	2.75
Paso del tubo en X (P_1) [mm]	56.66
Paso del tubo en Y (P_1) [mm]	65.43
Material de la aleta	Acero Galvanizado
Paso de aleta (S_a) [mm]	8
Espesor de aleta [mm]	0.25
Tipo de aleta (plana, ondulada, etc.)	plana
Material del tubo	Acero Galvanizado
Diámetro exterior del tubo (D) [mm]	22
Espesor del tubo [mm]	1.35
Espesor del galvanizado [mm]	0.05

Otros datos de la geometría

Conexión de tubos:	Doble circuito.
Codo sencillo:	
Diámetro de curvatura	Distancia entre los centros de los 2 tubos conectados.
Distancia entre tapa y codo	0.01 [m]
Codo doble: (consta de 2 codos de 90 grados y un tramo recto)	
Diámetro de curvatura codos	0.05 [m]
Distancia entre tapa y codos	0.10 [m]
Tramo recto:	Diferencia entre la longitud total entre los centros de los dos tubos conectados menos los 2 codos.

Condiciones de contorno fluido exterior (aire)

Humedad relativa a la entrada	0.75
Temperatura a la entrada [°C]	2.0
Presión a la entrada [bar]	1.0
Flujo de aire [m ³ /h]	27000
Grosor medio de capa de hielo [mm]	0.0

Condiciones de contorno fluido interior (amoníaco)

Temperatura de saturación [°C]	-10
Presión de saturación según REFPROP v5.0 [bar]	2.90783
Condiciones a la entrada	Condiciones de saturación ($x_g=0$)
Flujo másico [kg/s]	0.20 (aprox. 4.5 recirculaciones)

Correlaciones empíricas utilizadas en el caso estándar

Coef. de transferencia de calor (refrigerante)	Shah [1976]
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]
Factor de fricción (refrigerante)	Friedel [1979]
Coef. de transferencia de calor (aire)	Gray-Webb [1986]
Factor de fricción (aire)	Gray-Webb [1986]

La resistencia térmica de contacto entre la aleta y el tubo se considera como un valor muy alto debido a que el galvanizado al parecer ofrece un muy buen contacto entre la aleta y el tubo. Para los codos y elementos en la parte exterior del intercambiador, se considera que existe una convección natural y se asigna un coeficiente de transferencia de calor supuesto para esta situación, en este caso $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. La temperatura del aire en el exterior se considera igual a la del aire a la entrada del intercambiador.

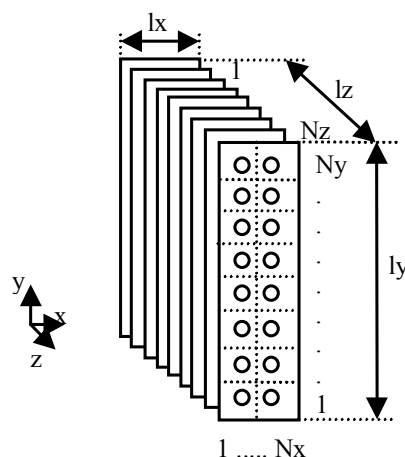
Estudios numéricos y análisis de diversas correlaciones empíricas

Los resultados que se adjuntan en este apartado se han realizado con la intención de poner de manifiesto la influencia de:

- Densidad de la malla.
- Cálculo numérico y analítico de la aleta.
- Correlaciones del coeficiente de transferencia de calor, factor de fricción y fracción volumétrica de vapor.

Densidad de la malla

Los macro volúmenes de control se definen de la siguiente manera:



El número de volúmenes de control (VC) para cada dirección quedan definidos de la siguiente manera:

- N_x Coincide con el número de tubos en X.
- N_y Coincide con el número de tubos en Y.
- N_z Número de VC que se desean dar en Z.

La *Tabla 5.4.1.1* muestra los resultados numéricos más significativos obtenidos para distintas densidades de malla (número de volúmenes de control) en la dirección z.

Tabla 5.4.1.1. Densidad de la malla.

Nodos Nz	Número total de VC	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
10	960	55904	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
20	1920	55903	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
30	2880	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
50	4800	55908	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7669	0.2175	24.05
70	6720	55908	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7669	0.2175	24.05

Los parámetros representados en la tabla son:

\dot{Q}_{total} potencia frigorífica total del evaporador.

SHR es la relación entre el calor sensible y calor total del sistema (este parámetro nos indica la aportación del calor sensible y el calor latente a la potencia total del sistema).

ΔT_{aire} es la diferencia entre la temperatura del aire a la salida y la temperatura del aire a la entrada del evaporador.

Δp_{aire} es la diferencia entre la presión del aire a la salida y la presión del aire a la entrada del evaporador.

ΔT_{NH3} es la diferencia entre la temperatura del refrigerante a la salida y la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador.

Δp_{NH3} es la diferencia entre la presión del refrigerante a la salida y la presión del refrigerante a la entrada del evaporador.

x_{gout} es la fracción másica de vapor ó calidad del refrigerante a la salida del evaporador, es decir la relación entre la masa total de vapor entre la masa total de refrigerante.

U_o es el coeficiente global de transferencia de calor. Cabe resaltar que la simulación numérica realizada considera en el cálculo del evaporador los coeficientes superficiales de transferencia de calor variables a lo largo del flujo (interior y exterior), distribución multidimensional del flujo de calor por conducción en las partes sólidas (tubos y aletas), propiedades termofísicas variables, etc. Es por ello que el cálculo de un coeficiente global de transferencia de calor se realiza tan solo a efectos orientativos y su cálculo se realiza en base al calor total intercambiado \dot{Q}_{total} (calculado del proceso de integración numérica) y del área exterior de transferencia de calor A_o según la expresión:

$$U_o = \frac{\dot{Q}_{total}}{A_o \Delta T_m}$$

en donde ΔT_m es la diferencia efectiva de temperaturas estimada como la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ($\Delta T_m = \Delta T_{lm}$).

De la tabla anterior, *Tabla 5.4.1.1*, se observa que para estas cinco densidades de malla, la resolución de la simulación no se ve afectada en términos generales al disminuir el número de volúmenes de control en la discretización del evaporador. No así el tiempo de cálculo que se incrementa al incrementarse el número de nodos. Es por ello que se ha tomado para el caso estándar un número de nodos intermedio en la dirección z, es decir 30, que se utilizarán de aquí en adelante a menos que se indique lo contrario.

Cálculo numérico vs analítico de la aleta

El cálculo analítico de la aleta se realiza mediante correlaciones apropiadas del rendimiento de la aleta (que se supone como una aleta circular equivalente con contorno adiabático), mientras que para el cálculo numérico se toma un mallado fino de la aleta que nos permita, mediante un blocking-off, poder simular la aleta de una forma precisa. De la resolución numérica de la ecuación de conducción se obtiene el calor (disipado o absorbido) y la temperatura de cada VC. Teniendo estos datos es posible calcular el rendimiento de la aleta. Este cálculo es más preciso que el cálculo analítico por cuanto considera la geometría real de la aleta y las condiciones reales de trabajo.

Tabla 5.4.1.2. Eficiencia de la aleta calculada numérica o analíticamente.

η_{aleta}	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
numérica	56986	0.766	-4.56	-20.50	-0.65	-7743	0.2217	24.46
analítica	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05

Para el caso ensayado podemos concluir (ver *Tabla 5.4.1.2*) que el cálculo analítico nos da un grado de precisión razonable, no obstante deberá considerarse para cada caso la conveniencia de utilizar o no esta formulación simplificada, en este caso funciona bastante bien debido a que no existen diferencias importantes de temperaturas entre tubos vecinos.

Correlaciones del coeficiente de transferencia de calor, factor de fricción y fracción volumétrica de vapor

En este apartado se presentan los resultados obtenidos al emplear distintas correlaciones empíricas en la interacción del flujo (interior y exterior) con los contornos sólidos limitantes. En todos los casos las correlaciones empleadas son las que hemos denominado estándar (apartado introducción) a menos que se indique lo contrario.

Tabla 5.4.1.3. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante.

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Chen [1966]	58890	0.761	-4.68	-20.37	-0.67	-7963	0.2291	25.61
Shah [1976]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Gungor [1987]	55594	0.770	-4.47	-20.39	-0.65	-7675	0.2163	23.88
Wattelet [1994]	55498	0.770	-4.46	-20.39	-0.65	-7678	0.2159	23.83
Kattan [1998]	58187	0.763	-4.63	-20.37	-0.66	-7833	0.2263	25.24

De las correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, se observa en la Tabla 5.4.1.3 que la mayor diferencia entre las diferentes correlaciones utilizadas en el calor total del sistema es de un 5.75%, de acuerdo con la bibliografía, se ha escogido la correlación de Shah [Shah, 1976], por ser la que se ha desarrollado con bancos de prueba para el amoníaco y es la que se recomienda para este refrigerante en algunas bibliografías, mientras que las demás han sido desarrolladas principalmente para CFC y HCFC.

Tabla 5.4.1.4. Fracción volumétrica de vapor del refrigerante.

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Hughmark [1962]	55890	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7744	0.2175	24.03
Zivi [1964]	55995	0.769	-4.49	-20.39	-0.66	-7771	0.2179	24.09
Tandon [1985]	55994	0.769	-4.49	-20.39	-0.67	-7907	0.2179	24.07
Premoli [Rice, 1987]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Homogéneo [Rice, 1987]	55650	0.770	-4.47	-20.39	-0.57	-6737	0.2162	24.00
L-Martinelli [Rice, 1987]	55887	0.769	-4.49	-20.39	-0.64	-7562	0.2174	24.05
Smith [Rice, 1987]	55832	0.769	-4.48	-20.39	-0.62	-7341	0.2171	24.04
Rouhani [Kattan, 1998]	55891	0.769	-4.49	-20.39	-0.64	-7619	0.2174	24.05

La Tabla 5.4.1.4 muestra que las correlaciones para la fracción másica de vapor influyen muy poco en el resultado final del calor total del sistema, en menos de un 0.3%, si se elimina la de flujo homogéneo que es la que considera que el líquido y el gas en el cambio de fase se mueven a la misma velocidad.

Tabla 5.4.1.5. Factor de fricción del refrigerante.

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
L-Martinelli [1949]	55730	0.769	-4.48	-20.39	-0.59	-7006	0.2167	24.02
Chisholm [1973]	57266	0.765	-4.58	-20.38	-1.41	-16526	0.2250	23.99
Friedel [1979]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Jung [1989]	55375	0.770	-4.45	-20.39	-0.47	-5533	0.2149	23.96
Souza [1995]	55411	0.770	-4.46	-20.39	-0.54	-6432	0.2153	23.90

De las correlaciones para el cálculo del factor de fricción se tiene, de la *Tabla 5.4.1.5*, que la mayor diferencia obtenida para este caso en el calor total es de un 3.3% entre la correlación de Chisholm y de Jung, pero eliminando la de Chisholm ya que es la que se aleja más de las demás correlaciones la diferencia en porcentaje es de un 0.95% entre las correlaciones restantes. Y en la pérdida de carga del refrigerante despreciando nuevamente la correlación de Chisholm por obtener valores muy diferentes a las demás hay una diferencia en porcentaje de un 27.8%.

Tabla 5.4.1.6. Coeficiente de transferencia de calor lado aire.

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Gray_Webb [1986]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Wang [1996]	50634	0.763	-4.03	-20.43	-0.62	-7280	0.1971	21.23
Wang_wet [1997]	58119	0.771	-4.68	-20.37	-0.66	-7831	0.2261	25.28

La *Tabla 5.4.1.6* muestra que las correlaciones de transferencia de calor para el aire, nos dan un diferencia en porcentaje entre las más alejadas de un 12.8% en el calor total, dándonos la correlación de Graywebb un valor intermedio.

Tabla 5.4.1.7. Factor de fricción lado aire.

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Gray_Webb [1986]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Wang [1996]	55906	0.769	-4.49	-22.28	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Wang_wet [1997]	55903	0.769	-4.49	-35.12	-0.65	-7668	0.2175	24.05

Las correlaciones del factor de fricción para el aire, nos dan una diferencia en porcentaje prácticamente inapreciable entre las distintas para el flujo de calor total, no así para la caída de presión en el aire que puede variar hasta un 42%.

Tabla 5.4.1.8. Correlaciones del coeficiente de transferencia de calor y factor de fricción para el fluido exterior (ambas a la vez).

FÓRMULA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Gray_Webb [1986]	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05
Wang [1996]	50633	0.763	-4.03	-22.33	-0.62	-7280	0.1971	21.23
Wang_wet [1997]	58116	0.771	-4.68	-35.09	-0.66	-7831	0.2261	25.28

La *Tabla 5.4.1.8* presenta los resultados obtenidos utilizando tanto la correlación de transferencia de calor como la de factor de fricción para el aire que proponen los autores, obtenemos una diferencia en porcentaje de 12.9% en el calor total y para la caída de presión en el aire de un 36.4%.

La consideración de $\frac{\partial T}{\partial y} = cte$ se ha contrastado numéricamente mediante una simulación bidimensional de la transferencia de calor por conducción en una aleta formada por una zona central de acero y capa de galvanizado a los dos lados, análoga a la que encontramos en los evaporadores.

Considerando un espesor uniforme e igual del galvanizado en ambas caras de la aleta, área transversal $S_1=S_3=e'l$, mientras que $S_2=e'l$. Por lo que la ecuación anterior queda:

$$\dot{Q}_y = -(2e'l\lambda_{zinc} + e'l\lambda_{acero}) \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5.4.1.5)$$

Y el calor por unidad de superficie nos queda como:

$$\dot{q}_y = \frac{\dot{Q}_y}{S_{total}} = -\frac{(2e'l\lambda_{zinc} + e'l\lambda_{acero})}{(2e'+e)l} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (5.4.1.6)$$

Comparando la ecuación anterior con la ecuación de conductividad nos queda que la conductividad térmica es:

$$\tilde{\lambda} = \frac{2e'l\lambda_{zinc} + e'l\lambda_{acero}}{(2e'+e)} \quad (5.4.1.7)$$

Calor específico a presión constante del material de la aleta

Tomando el término transitorio de la ecuación de la energía en sólidos, nos queda que el calor total acumulado,

$$\dot{Q} = \int_{vc} \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dV = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} V_{total} \quad (5.4.1.8)$$

Considerando que $\frac{\partial T}{\partial t} = cte$.

$$\dot{Q} = (\rho_{zinc} c_{p_{zinc}} V_{zinc} + \rho_{acero} c_{p_{acero}} V_{acero}) \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.4.1.9)$$

Considerando que $\rho_{zinc} = \rho_{acero} = \tilde{\rho}$ e igualando ecuaciones 5.4.1.8 y 5.4.1.9 para despejar c_p , nos queda,

$$\tilde{c}_p = \frac{c_{p_{zinc}} V_{zinc} + c_{p_{acero}} V_{acero}}{V_{total}} = \frac{2e'c_{p_{zinc}} + ec_{p_{acero}}}{(2e'+e)} \quad (5.4.1.10)$$

Tabla 5.4.1.9. Resultados obtenidos considerando aleta plana de diferentes materiales (acero, zinc y acero-galvanizado).

MATERIAL ALETA	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH3} [°C]	Δp_{NH3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Aluminio	74029	0.735	-5.69	-20.27	-0.76	-8896	0.2876	34.27
Zinc	64176	0.750	-5.03	-20.33	-0.70	-8283	0.2495	28.49
Acero	51128	0.784	-4.18	-20.42	-0.62	-7315	0.1990	21.62
Acero_galv (caso real)	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05

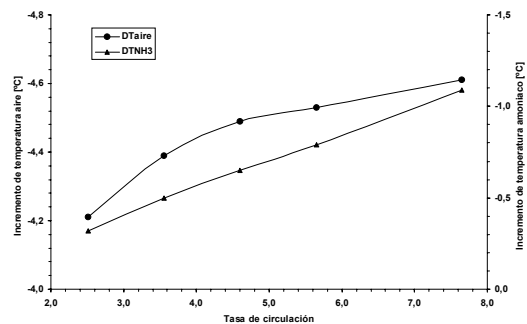
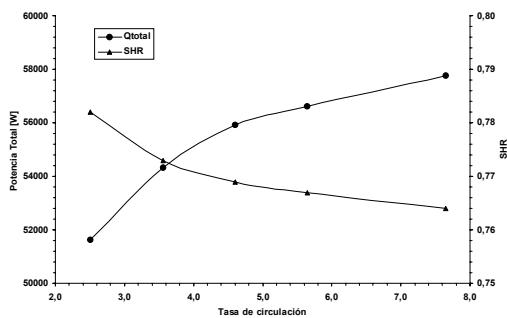
De la Tabla 5.4.1.9 se observa que, considerando las propiedades de la aleta como un solo material (aluminio, zinc, acero), los resultados varían apreciablemente del caso en que se considera la aleta compuesta de acero galvanizado. Esto sobre todo debido a que la conductividad térmica para el acero y el zinc son bastante diferentes (del orden de dos veces mayor la del zinc que la del acero). Los resultados presentados en la Tabla 5.4.1.9 emplean un grosor total de la aleta idéntico en los cuatro casos.

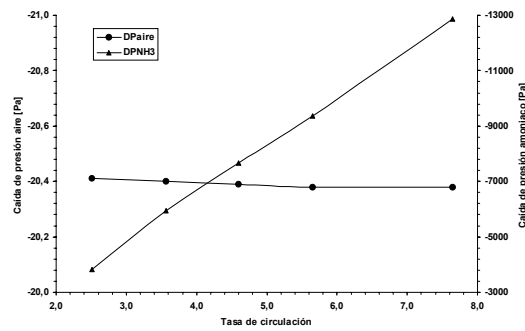
Estudio paramétrico

El objetivo de este estudio es el de poder evaluar la influencia de diferentes variables sobre el comportamiento global del intercambiador. Las variables escogidas son: flujo másico del refrigerante, o si se desea tasa de circulación (la tasa de circulación se define como la relación másica entre el líquido bombeado y la cantidad de líquido evaporado $n = \dot{m} / \dot{m}_{evap}$), flujo másico del aire, temperatura de entrada del aire, temperatura de saturación del refrigerante, humedad relativa del aire a la entrada, conexionado entre tubos y separación entre aletas.

Las simulaciones, al igual que los casos anteriores, se hacen para un evaporador sin capa de hielo y en estado permanente con aleta y tubos de acero galvanizado. Los resultados obtenidos se muestran en las gráficas siguientes, donde se puede observar la influencia de la variable escogida sobre el calor sensible y latente del aire, el calor del refrigerante, la caída de presión de ambos fluidos y el incremento ó decremento de temperatura para ambos fluidos.

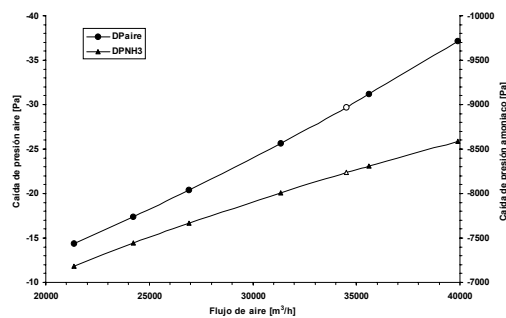
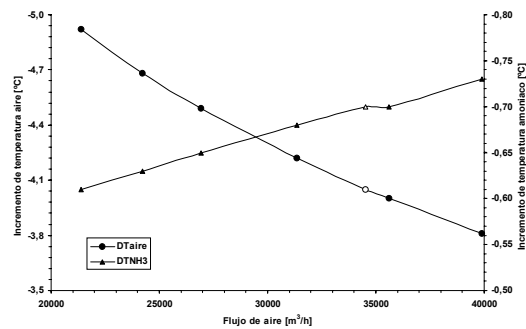
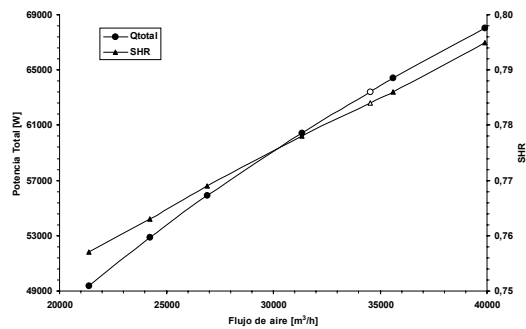
Tasa de circulación





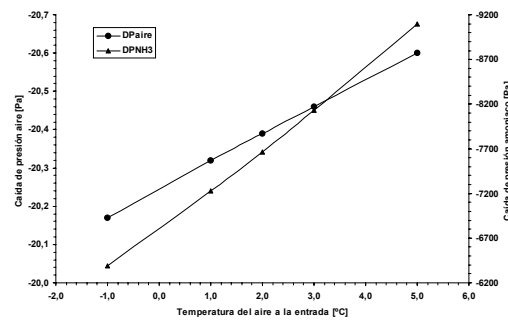
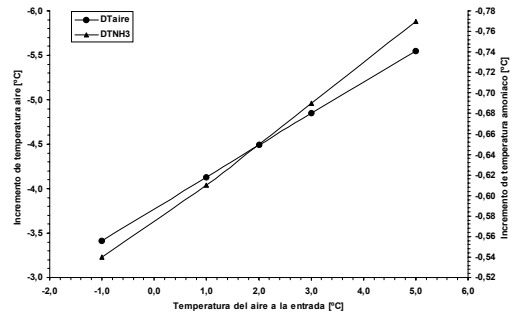
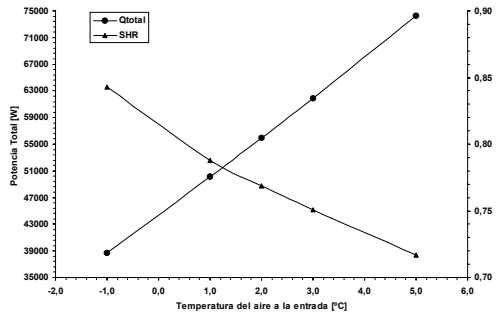
De las figuras anteriores observamos que al incrementarse el número de tasas de circulación, la potencia total del sistema se incrementa, mientras el SHR sufre un ligero descenso. Al incrementarse la tasa de circulación se incrementa el flujo del refrigerante por lo que la caída de presión en el amoníaco se incrementa de manera notable, incrementándose de esta manera el ΔT_{NH3} .

Flujo de aire a la entrada



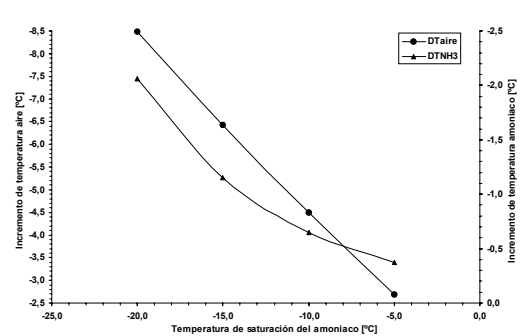
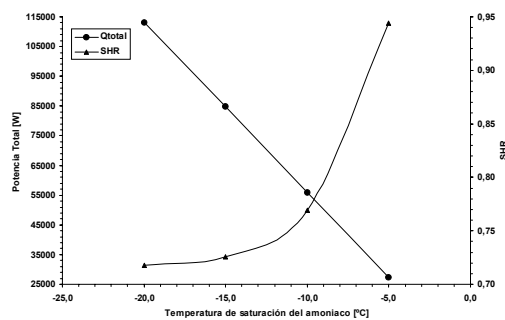
De las figuras anteriores los puntos marcados en blanco, nos indican el valor del flujo de aire a la entrada considerando las curvas del ventilador (HCFT4-560H de Soler & Palau). También se observa que al incrementarse el flujo de aire se incrementa la potencia del sistema y se incrementa ligeramente el SHR. También se incrementa el ΔT_{aire} y la caída de presión en el aire, como era de esperarse.

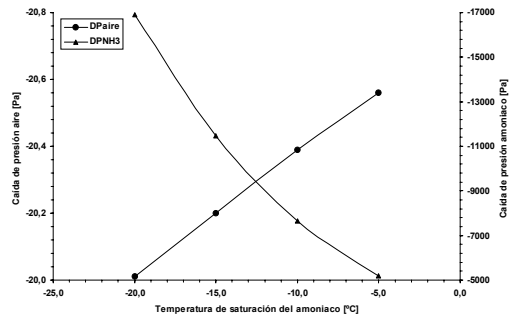
Temperatura del aire a la entrada



De estas gráficas se observa que al reducir la temperatura de entrada del aire, decrece la potencia del sistema, mientras se incrementa el SHR. La diferencia entre la temperatura de entrada y de salida del evaporador disminuye al reducir la temperatura del aire a la entrada, mientras la caída de presión del aire disminuye ligeramente.

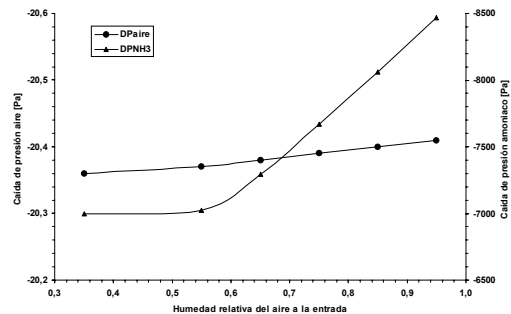
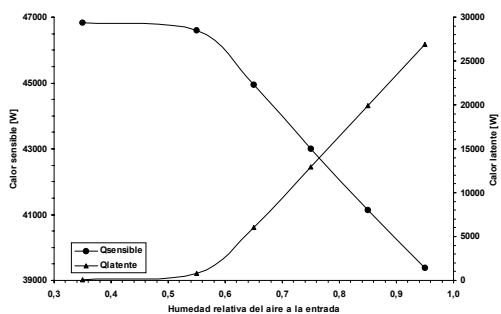
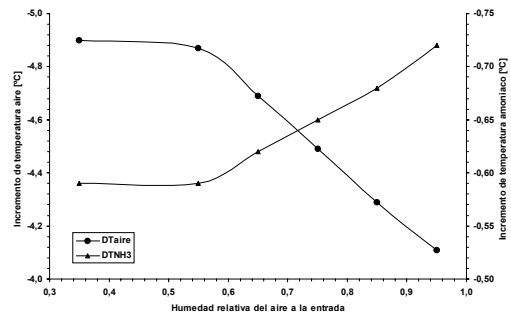
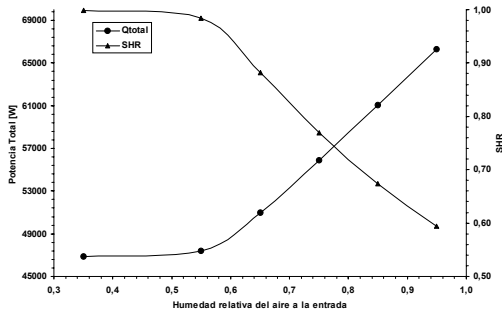
Temperatura de saturación del refrigerante





Al disminuir la temperatura de saturación del refrigerante para las mismas condiciones de trabajo se obtiene un aumento en la potencia del sistema pero un decremento importante en el SHR.

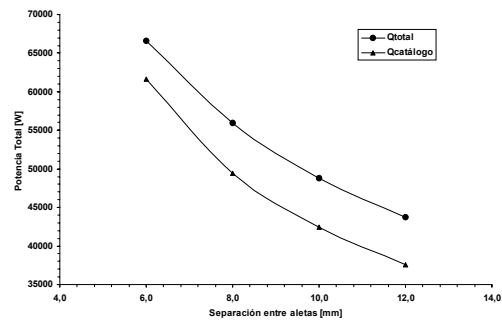
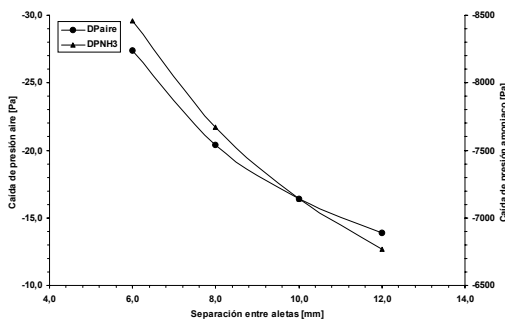
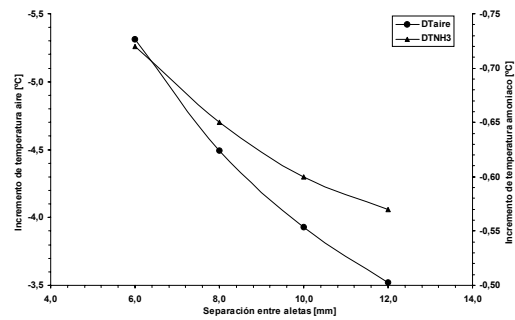
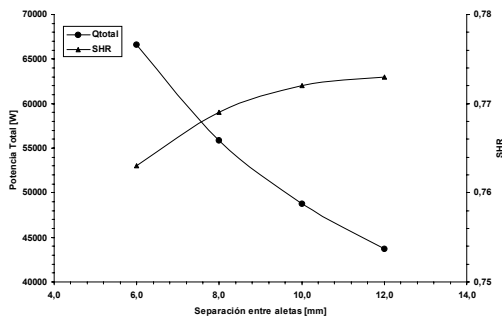
Humedad relativa del aire a la entrada



De estas gráficas se observa que al incrementarse la humedad relativa del aire a la entrada se incrementa la potencia total del sistema, pero se decreta de manera apreciable el SHR y el ΔT_{aire} . También observamos que a humedades inferiores a 0,5, el SHR es prácticamente uno y la potencia del sistema permanece prácticamente inalterable.

La caída del ΔT_{aire} y por consiguiente del calor sensible al incrementarse la humedad es debida al aumento de temperatura de tubo que se produce al aumentar el calor total (sensible + latente) cedido al fluido interno, dado que los coeficientes de transferencia de calor internos y la temperatura de este varían levemente para distintos SHR.

Separación entre aletas



De estas gráficas se observa que al disminuir el paso entre aletas, se incrementa la potencia del sistema y el ΔT_{aire} , mientras que también sufre un importante aumento la caída de presión del aire.

En la última gráfica aquí representada se ha introducido a efectos orientativos, la potencia disipada que da el catálogo de Tefrinca. Se observa que los resultados obtenidos por la simulación se encuentran aproximadamente un 10% por encima del valor dado en el catálogo. Los datos obtenidos del catálogo, sin embargo, no han sido obtenidos en pruebas experimentales.

Conexión entre tubos

En este apartado se estudia la influencia del conexionado entre tubos. Se realizaron 3 tipos diferentes de conexionado:

- Doble circuito (conexionado estándar para este evaporador).
- Circuito sencillo.
- Tipo 2 en el que aproximadamente en el centro del intercambiador se cambian las últimas dos filas por las primeras dos y las de en medio se dejan sin variación (las demás conexiones a lo largo del evaporador del Tipo 2 son iguales a las del doble circuito).

Tabla 5.4.1.10. Resultados obtenidos considerando diferentes conexiones.

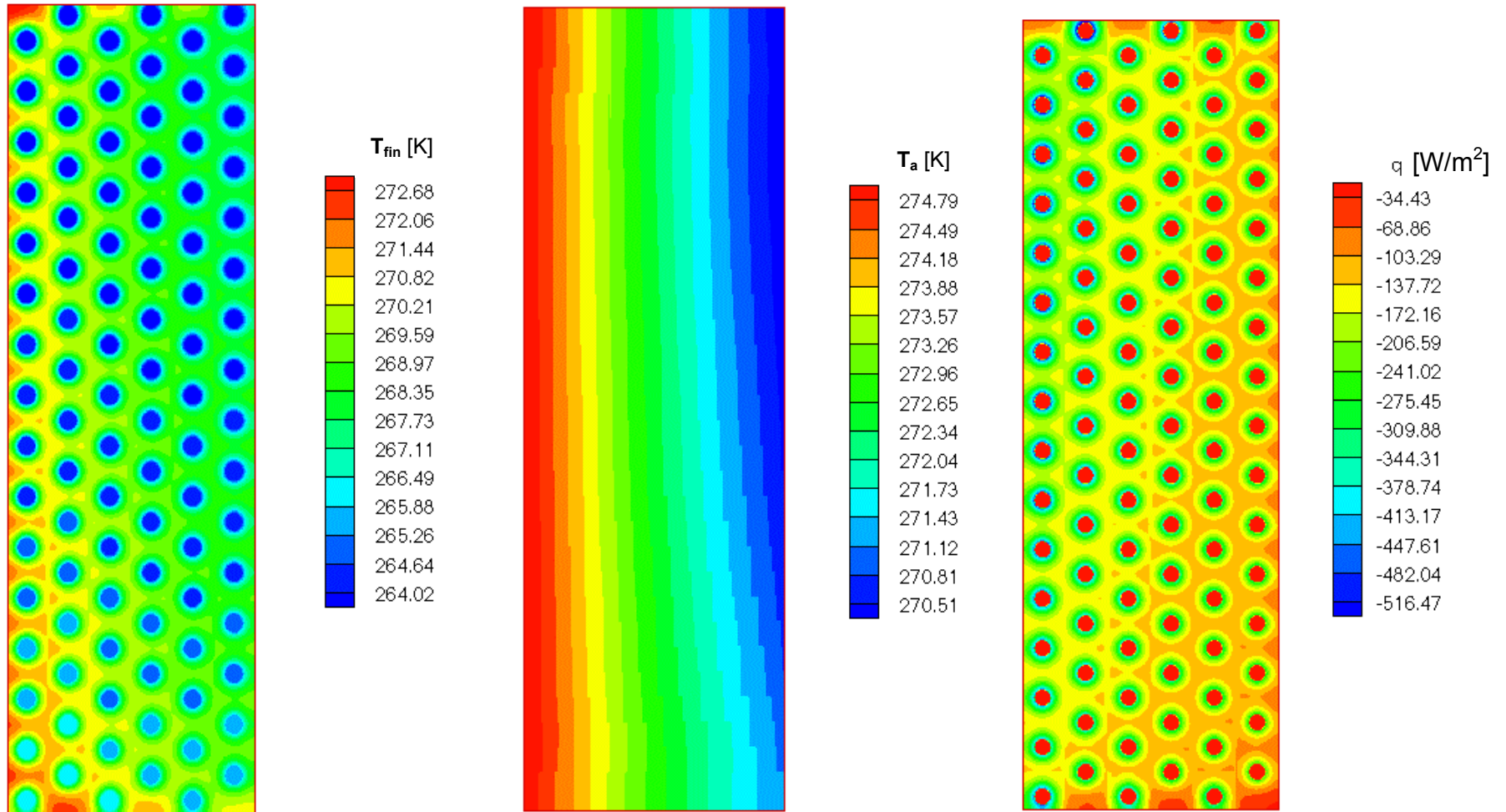
CONEXIÓN	\dot{Q}_{total} [W]	SHR	ΔT_{aire} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	ΔT_{NH_3} [°C]	Δp_{NH_3} [Pa]	x_{gout}	U_o [W/m ² K]
Circuito sencillo	63478	0.751	-4.99	-20.34	-2.89	-32560	0.2530	25.747
Conexión Tipo 2	55974	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7724	0.2178	24.08
Doble circuito	55907	0.769	-4.49	-20.39	-0.65	-7668	0.2175	24.05

De la *Tabla 5.4.1.10* se observa que el cambio de las conexiones entre los tubos del evaporador de la forma estándar y del Tipo 2, no presenta para este caso efectos de ganancia importantes en la potencia total del sistema. Se realizaron algunas simulaciones más con conexiones similares a las del Tipo 2 a lo largo del evaporador y las ganancias obtenidas resultaron mínimas. Este estudio se realizó con la idea que al homogeneizar el flujo entre los conductos del evaporadores, se obtendrían ganancias razonables en la potencia del mismo, cosa que no sucede debido al que el fluido interior está en cambio de fase y su temperatura de saturación no varía de manera importante entre los diferentes circuitos por lo que la temperatura de las paredes del tubo serán prácticamente las mismas independientemente del conexionado entre ellas.

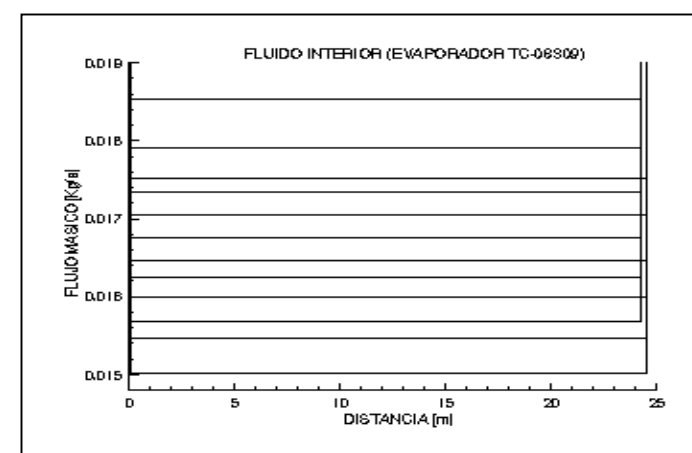
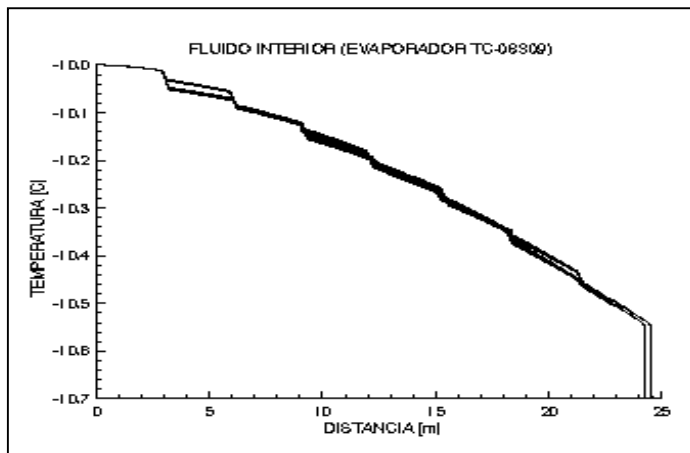
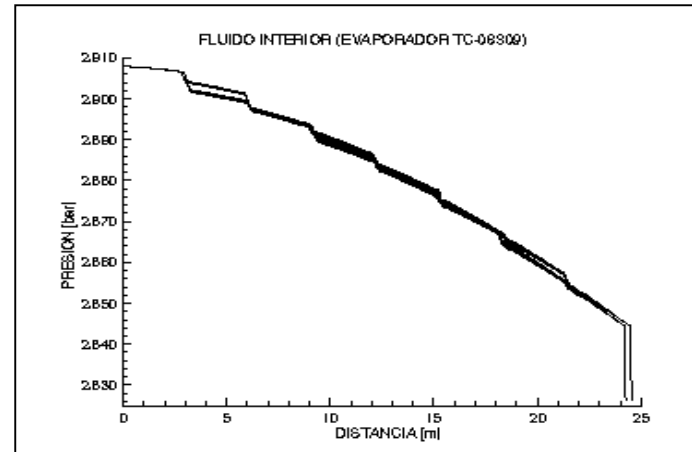
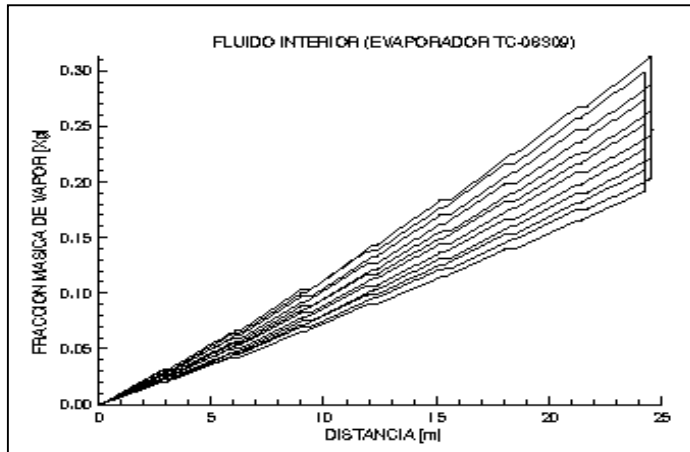
En el caso del circuito sencillo, se observa que la potencia frigorífica se incrementa, pero al tener circuitos de una longitud de casi 46 metros (45.96 m), la caída de presión en el refrigerante se incrementa en más de 4 veces y en consecuencia la diferencia entre la temperatura del NH₃ a la entrada y salida se incrementa hasta -2.89 °C.

Los resultados ilustrativos del caso estándar se observan en las gráficas siguientes, donde se ha representado la distribución de temperaturas y el calor en una aleta de la mitad del intercambiador, la distribución de temperaturas del aire en la parte media del evaporador, así como gráficas del refrigerante que ilustran la caída de presión, temperatura, fracción másica de vapor y flujo másico para cada rama o camino en el intercambiador, lo que nos da una idea del detalle con que se conocen cada una de las variables a lo largo de su recorrido a través del evaporador.

Gráficas de la temperatura de una aleta en la mitad del intercambiador, la temperatura del aire en la misma sección y el calor transferido en la aleta.



Gráficas del refrigerante



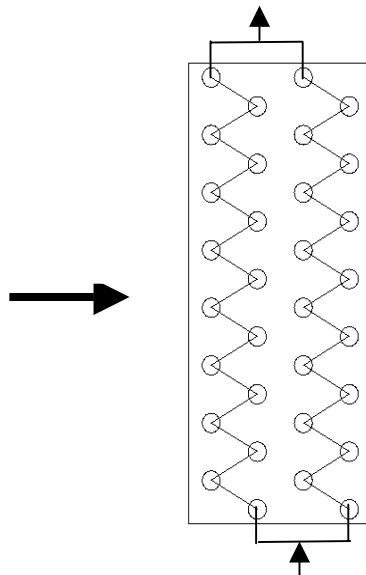
5.4.2. Estudio de la simulación numérica de evaporador y enfriador de líquido de acero galvanizado

Se seleccionó para este análisis (y en un futuro a corto plazo se pretende su comparación con resultados experimentales en la unidad diseñada para este fin, que se describirá en el *Capítulo 6*) el evaporador modelo TC-08101 fabricado por la empresa Tefrinca. En esta sección se presenta un estudio numérico detallado de este equipo. Una descripción de su geometría, conexión y las condiciones de contorno de interés en que se realizan las simulaciones se describen a continuación:

Geometría

MODELO	TC-08101
Arreglo de tubos	Tres bolillos
Número de tubos en X (profundidad)	4
Número de tubos en Y (altura)	8
Número de circuitos	2
Longitud de la aleta en X [mm]	225.14
Longitud de la aleta en Y [mm]	523.44
Longitud del intercambiador en Z [mm]	600
Paso del tubo en X (P_x) [mm]	56.66
Paso del tubo en Y (P_y) [mm]	65.43
Paso de aleta (S_a) [mm]	8.0
Espesor de aleta [mm]	0.25
Tipo de aleta	Plana
Diámetro exterior del tubo (D) [mm]	22.0
Espesor del tubo [mm]	0.32
Espesor del galvanizado [mm]	0.05

Conexión



Fluidos refrigerantes utilizados

MODELO	TC-08101
Refrigerante	NH ₃ , R134a, Etilenglicol, Propilenglicol y Freezium

Los últimos tres fluidos refrigerantes son soluciones acuosas de etilenglicol, propilenglicol y Freezium (nombre comercial de una solución de potasio HCOOK). Los tres refrigerantes son simulados diluidos en una solución acuosa y cuyo porcentaje en volumen de cada refrigerante es del 40%.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno para el caso estándar se describen en la siguiente tabla:

MODELO	TC-08101				
Prueba	Evaporador inundado		Enfriador de líquido		
Refrigerante	NH ₃	R134a	Etilenglicol 40%	Propilenglicol 40%	Freezium 40%
Humedad del aire a la entrada	0.0 (aire seco)				
Temperatura del aire entrada [°C]	1.0				
Presión del aire a la entrada [bar]	1.0				
Flujo másico de aire [m ³ /h]	2700				
Calidad del refrigerante a la entrada	0 (saturación)	0 (saturación)	0 (líquido)	0 (líquido)	0 (líquido)
Temp. refrigerante entrada [°C]	-10				
Presión refrigerante entrada [bar]	2.9078	2.0061	5.0		
Flujo másico del refrigerante [kg/h]	32.4	207.0	5400		

Correlaciones empíricas utilizadas

La resistencia térmica de contacto para estos casos fue tomada como infinito debido a que se supone un contacto perfecto entre la aleta y el tubo por la acción del galvanizado, se utilizó el cálculo de la aleta analítico porque no existen diferencias significativas de temperatura entre tubos vecinos, las correlaciones empíricas utilizadas y la malla escogida son:

Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante)	Shah [1976]
Fracción volumétrica de vapor (refrigerante)	Premoli [citado por Rice, 1987]
Factor de fricción (refrigerante)	Friedel [1979]
Coefficiente de transferencia de calor (aire)	Gray y Webb [1986]
Factor de fricción (aire)	Gray y Webb [1986]
Malla (Nx*Ny*Nz)	4*8*30

Un estudio numérico completo ha sido desarrollado a partir de estos datos. Las correlaciones empíricas utilizadas se han escogido de los resultados obtenidos en el estudio previo (modelo TC08309). Lo primero que se realizó es un estudio de la influencia de la malla (número de volúmenes de control) en la solución final.

Solución numérica independiente de la malla

La diferencia relativa con respecto a una solución independiente de la malla es mostrada en la *Tabla 5.4.2.1* siguiente, la solución de referencia es obtenida utilizando $N_x*N_y*N_z=4*8*70=2240$ macro volúmenes de control.

Tabla 5.4.2.1. Resultados numéricos utilizando diferentes mallas.

Nodos N_z	Total de macro volúmenes de control	\dot{Q}_{total} Flujo de calor [W]	ΔT_{aire} [°C]	ΔT_{NH_3} [°C]	Δp_{aire} [Pa]	Δp_{NH_3} [Pa]	x_{gout}
10	320	2893	-2.35	-0.09	56.05	1101.8	0.2482
20	640	2894	-2.35	-0.09	56.05	1101.8	0.2483
30	960	2895	-2.35	-0.09	56.05	1101.8	0.2483
50	1600	2901	-2.36	-0.09	56.05	1101.7	0.2489
70	2240	2901	-2.36	-0.09	56.05	1101.7	0.2489

La *Tabla 5.4.2.1* muestra que los resultados para las diferentes mallas son prácticamente los mismos para todos los casos, por esta razón, a menos que se diga lo contrario la malla $4*8*30$ será utilizada. La principal razón de escoger esta y no una mayor, es por el incremento del tiempo de CPU al incrementarse los volúmenes de control.

Estudios Paramétricos

En esta sección se presentan los estudios paramétricos realizados para este evaporador trabajando con diferentes fluidos refrigerantes y bajo diferentes condiciones de operación.

Evaporador inundado trabajando con Amoníaco (NH_3)

El objetivo de este estudio es evaluar la influencia de diferentes variables en el comportamiento térmico y fluido-dinámico del intercambiador de calor. Las variables seleccionadas son: flujo másico del refrigerante y del aire, temperatura de entrada del aire y temperatura de saturación del refrigerante.

El primer estudio paramétrico se ha desarrollado para situación de estado permanente sin formación de hielo (aire seco). Un ejemplo de los resultados obtenidos se observa en las siguientes figuras (*5.4.2.1*, *5.4.2.2*, *5.4.2.3* y *5.4.2.4*).

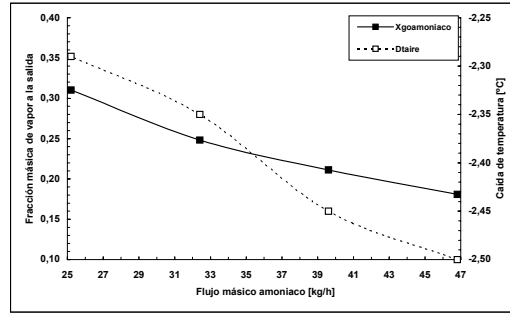
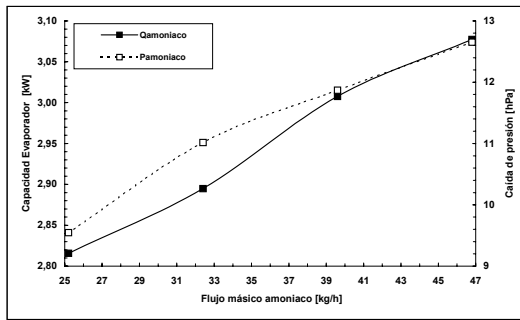


Figura 5.4.2.1. Influencia del flujo másico del refrigerante: un incremento en el flujo másico del refrigerante en el sistema provoca un incremento en el calor transferido y un decremento de la fracción másica de vapor a la salida y de la misma forma un aumento lógico de la caída de presión del refrigerante. El incremento en la transferencia de calor provoca una mayor diferencia entre la temperatura del aire a la entrada y la salida.

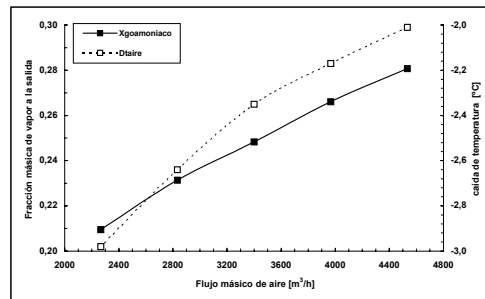
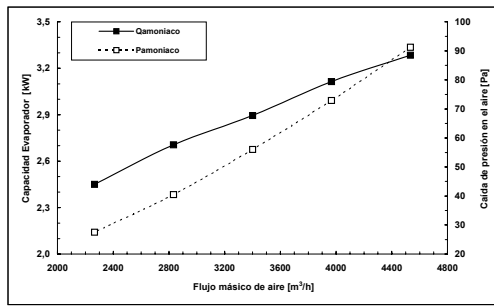


Figura 5.4.2.2. Influencia del flujo de aire: Un incremento en el flujo de aire en el sistema provoca un incremento en el calor transferido por el sistema, un lógico e importante incremento en la caída de presión del aire y un decremento entre la diferencia de temperatura del aire entre la entrada y la salida. Un incremento del flujo de aire para un mismo flujo de refrigerante provoca un incremento en la calidad del refrigerante a la salida del sistema.

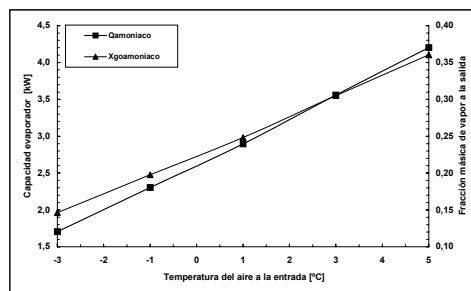


Figura 5.4.2.3. Influencia de la temperatura del aire a la entrada: Si la temperatura del aire a la entrada se reduce, la potencia decrece y la calidad del refrigerante a la salida también.

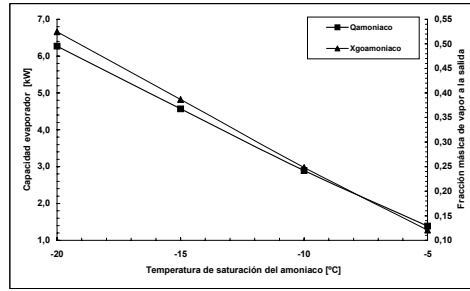


Figura 5.4.2.4. Influencia de la temperatura de saturación del refrigerante: Si se reduce la temperatura de saturación del refrigerante (disminuyendo la presión de entrada del refrigerante), se incrementa la potencia y la calidad el refrigerante a la salida, para unas mismas condiciones de entrada del aire.

A continuación se presenta la distribución de temperatura, calidad y presión del refrigerante para cada rama, obtenidos de la simulación numérica del evaporador inundado (Figuras 5.4.2.5, 5.4.2.6 y 5.4.2.7) junto con una tabla que contiene el flujo másico del refrigerante para cada rama.

RAMA	1	2
Flujo másico [kg/h]	16.00	16.40

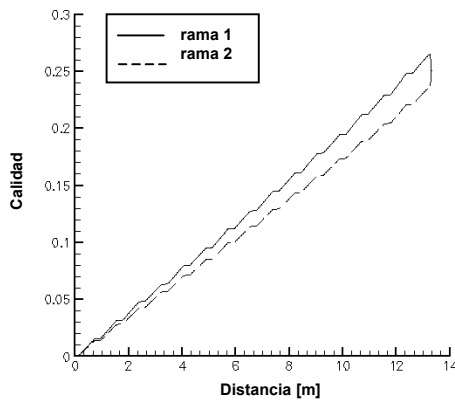


Figura 5.4.2.5. Distribución de la calidad.

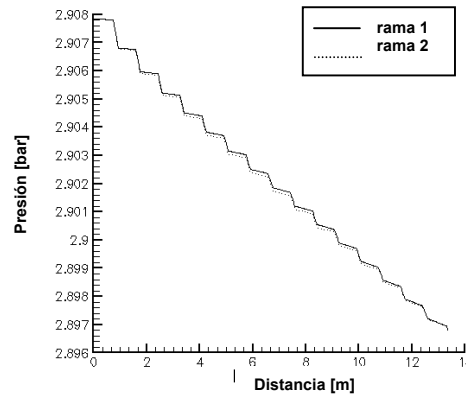


Figura 5.4.2.6. Distribución de la presión.

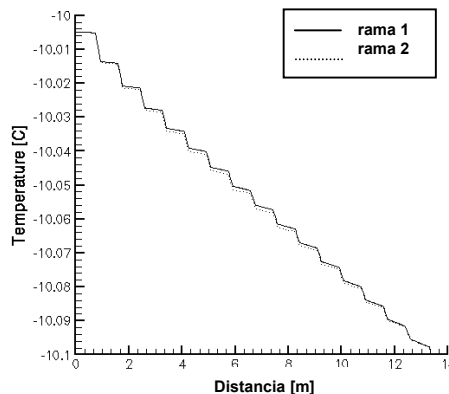


Figura 5.4.2.7. Distribución de temperatura.

Evaporador inundado trabajando con R134a

El objetivo de este estudio. Como se mencionó anteriormente, es evaluar la influencia de diferentes variables en el comportamiento térmico y fluido-dinámico del intercambiador de calor. Las variables seleccionadas son: flujo másico del refrigerante y del aire, temperatura de entrada del aire y temperatura de saturación del refrigerante. El estudio paramétrico se ha desarrollado para situación de estado permanente sin formación de hielo (aire seco). Un ejemplo de los resultados obtenidos se observa en las siguientes figuras (5.4.2.8, 5.4.2.9, 5.4.2.10 y 5.4.2.11).

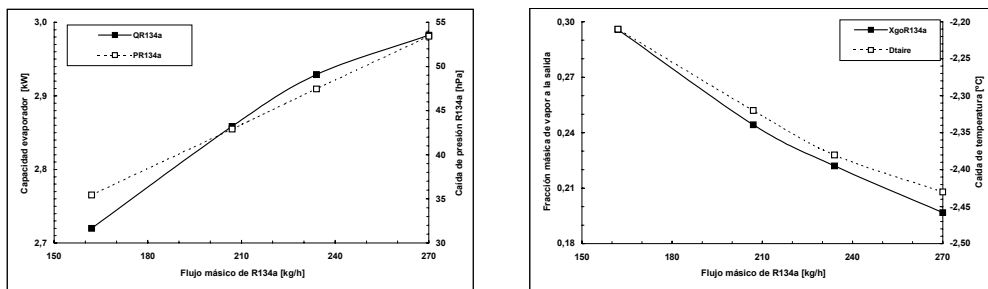


Figura 5.4.2.8. Influencia del flujo másico de refrigerante: un incremento en el flujo másico del refrigerante en el sistema provoca un incremento en el calor transferido y un decremento de la fracción másica de vapor a la salida y de la misma forma un aumento lógico de la caída de presión del refrigerante. El incremento en la transferencia de calor provoca una mayor diferencia entre la temperatura del aire a la entrada y la salida.

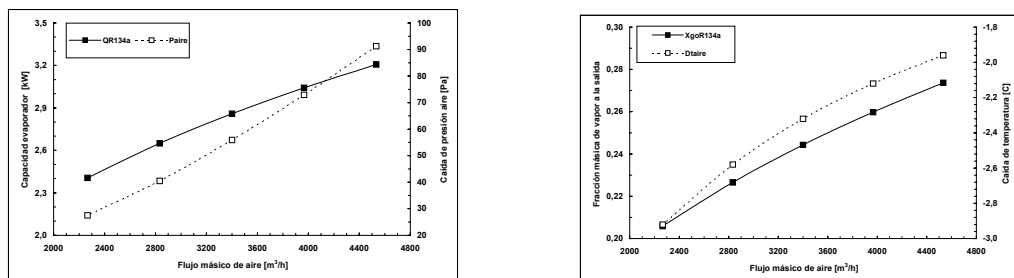


Figura 5.4.2.9. Influencia del flujo de aire: Un incremento en el flujo de aire en el sistema provoca un incremento en el calor transferido por el sistema, un lógico e importante incremento en la caída de presión del aire y un decremento entre la diferencia de temperatura del aire entre la entrada y la salida. Un incremento del flujo de aire para un mismo flujo de refrigerante provoca un incremento en la calidad del refrigerante a la salida del sistema..

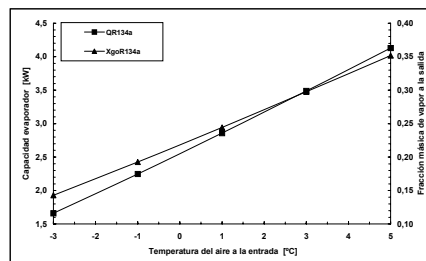


Figura 5.4.2.10. Influencia de la temperatura del aire a la entrada: Si la temperatura del aire a la entrada disminuye, la potencia se incrementa y la calidad del refrigerante a la salida también.

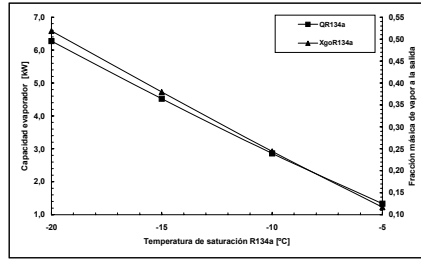


Figura 5.4.2.11. Influencia de la temperatura de saturación del refrigerante: Si se reduce la temperatura de saturación del refrigerante (disminuyendo la presión de entrada del refrigerante), se incrementa la potencia y la calidad el refrigerante a la salida, para unas mismas condiciones de entrada del aire.

Los resultados presentados para el evaporador inundado utilizando amoníaco y R134a muestran que para un flujo de calor igual removido, se necesita mucho menos flujo másico de amoníaco comparado con el R134a, esto debido al elevado calor latente de cambio de fase para el amoníaco. Además de esto, el R134a tiene una densidad cerca del doble que el amoníaco, por esta razón si se circula un flujo másico de refrigerante igual para los dos casos, el R134a requiere entre 6 y 8 veces más potencia de la bomba.

A continuación se presenta la distribución de temperatura, calidad y presión del refrigerante para cada rama, obtenidos de la simulación numérica del evaporador inundado (*Figuras 5.4.2.12, 5.4.2.13 y 5.4.2.14*) junto con una tabla que contiene el flujo másico del refrigerante para cada rama.

RAMA	1	2
Flujo másico [kg/h]	105.83	101.17

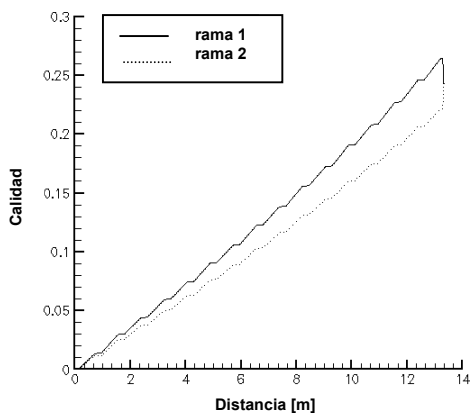


Figura 5.4.2.12. Distribución de la calidad.

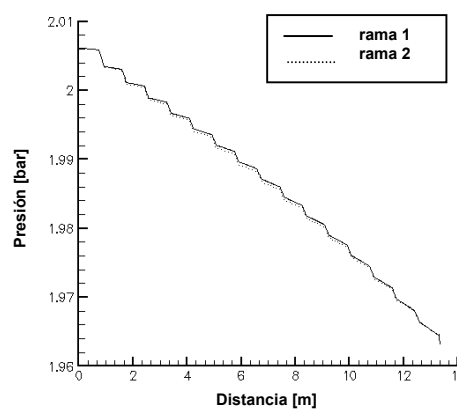


Figura 5.4.2.13. Distribución de la presión.

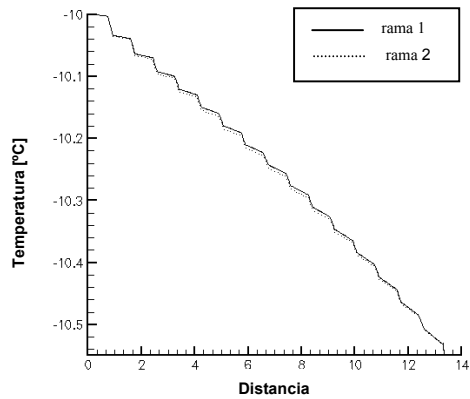


Figura 5.4.2.14. Distribución de la temperatura.

Enfriadores de líquido

Los refrigerantes utilizados son 3 soluciones acuosas de etilenglicol, propilenglicol y Freezium con un porcentaje de 40 % en volumen en la mezcla. Las propiedades termofísicas de las dos primeras soluciones acuosas se obtuvieron del libro ASHRAE HANDBOOK 1997 Fundamentals y de correlaciones dadas por el fabricante para el Freezium. El estudio paramétrico se enfoca de la misma manera que para los dos casos anterior, los resultados obtenidos en la simulación se presentan en las siguientes figuras (5.4.2.15, 5.4.2.16, 5.4.2.17 y 5.4.2.18). Cabe resaltar que para estos casos en líquido no cambia de fase. Las correlaciones utilizadas para el fluido refrigerante sin cambio de fase son:

Coefficiente de transferencia de calor (refrigerante)	Gnielinski [1976]
Factor de fricción (refrigerante)	Churchill [1977]

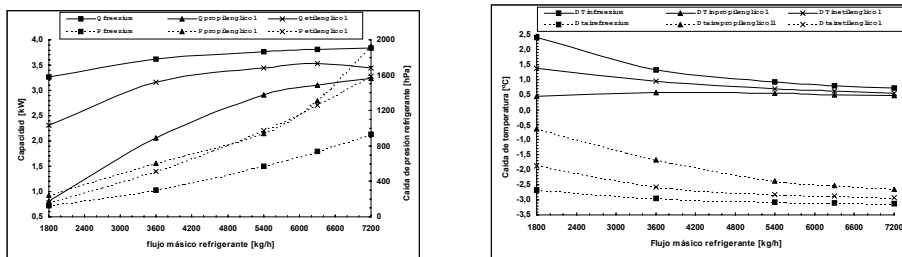


Figura 5.4.2.15. Influencia del flujo másico del refrigerante: un incremento en el flujo másico del refrigerante provoca un incremento en el calor transferido y también un importante incremento en la caída de presión del refrigerante. El flujo de calor se incrementa con el incremento del flujo másico del refrigerante hasta una cierta zona donde este calor permanece prácticamente constante como se observa en la figura.

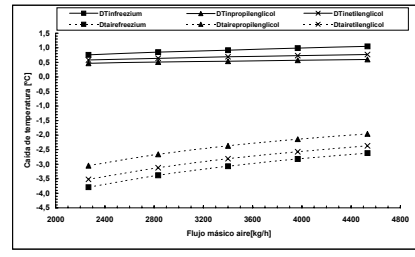
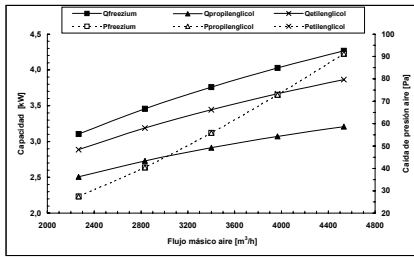


Figura 5.4.2.16. Influencia del flujo de aire: un incremento en el flujo de aire incrementa el calor transferido por el sistema y una lógica e importante caída de presión mayor en el aire que prácticamente no es afectada por el refrigerante utilizado. La diferencia entre la temperatura del aire a la entrada y la salida disminuye con un mayor flujo másico de aire.

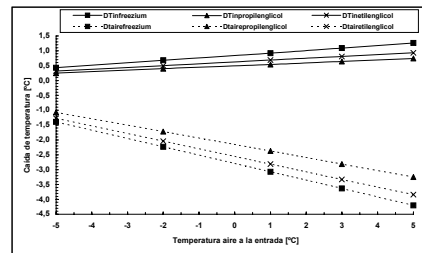
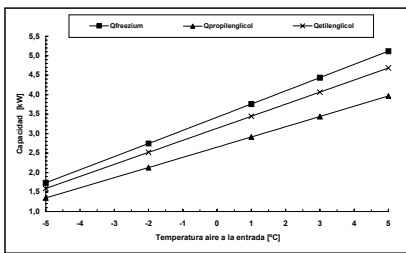


Figura 5.4.2.17. Influencia de la temperatura del aire a la entrada: si la temperatura del aire a la entrada se reduce, la potencia disminuye y la diferencia entre la temperatura del aire a la entrada y a la salida se incrementa.

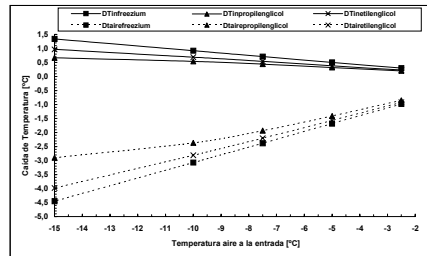
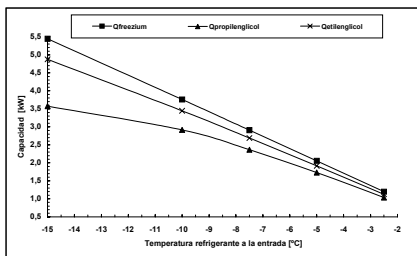


Figura 5.4.2.18. Influencia de la temperatura del refrigerante a la entrada: si la temperatura del refrigerante disminuye, se obtiene un incremento en la potencia del sistema y se observa un incremento en la diferencia de temperaturas del aire a la entrada y la salida.

Con las figuras mostradas anteriormente (*Figuras 5.4.2.15, 5.4.2.16, 5.4.2.17 y 5.4.2.18*), se observa que con el Freezium podemos obtener mejores prestaciones para el sistema. Además que para la misma concentración, el Freezium tiene más bajo punto de congelación y se reduce la caída de presión del refrigerante con este fluido debido a su viscosidad sustancialmente más baja.

Conclusiones

Este capítulo se ha dedicado al estudio de evaporadores y condensadores de tipo compacto (tubos y aletas) en aplicación al campo de la refrigeración y del aire acondicionado. La resolución del flujo bifásico se ha realizado según la metodología detallada en el capítulo 2 de esta Tesis. De especial relevancia ha sido la capacidad de la simulación realizada de flujos bifásicos en 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 y de los sólidos (tubos y aletas). 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. El modelo numérico desarrollado se ha validado con diferentes casos experimentales presentados en la literatura y ensayos facilitados por empresas con las que colabora el laboratorio. Los resultados como se ha visto son muy alentadores, poniendo de manifiesto con las simulaciones numéricas, por ejemplo, la influencia del conexionado, separación entre aletas, condiciones de entrada de ambos fluidos (refrigerante y aire), etc. Además de analizar aspectos numéricos tales como densidad de malla, correlaciones empíricas utilizadas, forma de evaluación del rendimiento de la aleta, etc. A pesar de esto, se necesita realizar un mayor trabajo en este campo para mejorar las prestaciones de dicho código. Además, se pretende tener una mayor cantidad de datos experimentales para poder comparar y validar el código de una manera más general (cosa que se podrá hacer en próximas fechas con la unidad experimental diseñada para ensayos de este tipo de equipos que se comentará en el Capítulo 6). 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 como el flujo másico del refrigerante, el flujo del aire, la temperatura de entrada del aire, la separación entre aletas, etc. en el comportamiento térmico y fluido-dinámico de este tipo de equipos.

Nomenclatura

\dot{m}	flujo másico [kg/s]
\dot{Q}	calor [W]
\dot{Q}_{total}	potencia frigorífica total [W]
\dot{q}	flujo de calor [W/m^2]
A_f	área de la aleta [m^2]
A_{ft}	área de contacto tubo-aleta [m^2]
A_o	área exterior total [m^2]
A_{ta}	área de contacto tubo-aire [m^2]
appex	ángulo de ápice [rad]
c_p	calor específico a presión constante [J/kg K]
D	diámetro [m]
Dev	desviación
$D_{i,max}$	diámetro interior máximo para tubos aleteados interiormente [m]
e	espesor de la aleta [m]
e'	espesor galvanizado [m]
h	entalpía específica [J/kg]
h_{al}	altura de al aleta en tubos aleteados [m]
helix	ángulo de hélice [rad]
h_{fg}	calor latente de cambio de fase [J/kg]
l	ancho de la aleta [m]
l_x	longitud del intercambiador en la dirección X [m]
l_y	longitud del intercambiador en la dirección Y [m]
l_z	longitud del intercambiador en la dirección Z [m]
n	tasa de circulación
N_x	número de volúmenes de control del intercambiador en la dirección X
N_y	número de volúmenes de control del intercambiador en la dirección Y
N_z	número de volúmenes de control del intercambiador en la dirección Z
p	presión [Pa]
p_d	longitud de la cresta al valle de la aleta [m]
P_l	paso del tubo en la dirección X [m]
P_t	paso del tubo en la dirección Y [m]
R_c	resistencia térmica de contacto [W/m^2K]
S	área transversal [m^2]
S_a	paso de aleta [m]
SHR	relación entre el calor sensible y el calor latente [calor sensible/calor total]
T	temperatura [K]
t	tiempo [s]
U_o	coeficiente exterior de transferencia de calor [W/m^2K]
V	volumen [m^3]
VC	volumen de control
W	humedad absoluta [$kg_{agua}/kg_{aireseco}$]
x	calidad termodinámica
x_f	longitud de media onda de la aleta [m]
x_g	fracción másica de vapor

Símbolos griegos

α	coeficiente superficial de transferencia de calor [W/m ² K]
Δp	diferencia de presión entre la salida y la entrada [Pa]
ΔT	diferencia de temperatura entre la salida y la entrada [K]
ΔT_{lm}	diferencia media logarítmica de temperaturas [K]
ΔT_m	diferencia efectiva de temperaturas [K]
δ_{ice}	espesor del hielo [m]
η_f	eficiencia de la aleta
λ	conductividad térmica [W/mK]
θ_a	ángulo de la aleta [rad]
ρ	densidad [kg/m ³]
v	velocidad [m/s]

Subíndices

_e	experimental
_n	numérico
a	aire
con	condensado
evap	líquido evaporado
exp	experimental
ext	exterior
fin	aleta
in	entrada
liq	líquido
out	salida
refri	refrigerante
sat	saturación
w	pared

Referencias del Capítulo 5:

- 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.
- 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.
- 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.
- Chisholm D. (1973)**, *Pressure Gradients Due to Friction during the Flow of Evaporation Two-Phase Mixtures in Smooth Tubes and Channels*, Int. J. 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.
- 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.
- Dobson, M. K., Chato, J. C. (1998)**, *Condensation in Smooth Horizontal Tubes*, Journal of Heat Transfer, vo.120, pp. 193-213.
- Eckels, P.W., Rabas, T.J. (1987)**, *Dehumification: On the Correlation of Wet and Dry Transport Processes in Plate Finned-Tube Heat Exchangers*, Journal of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 575-582.
- Elmahdy, A.H., Biggs, R.C. (1978)**, *Performance Simulation of Multi-Row Dry (and/or Wet) Heat Exchangers*, Proceedings 6th. Int. Heat Transfer Conference, Vol.4, Washington, pp.327-332.
- 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.
- Gnielinski V. (1976)**, *New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow*, International Chem. Eng., vol.16, pp.359-368.
- Gray, D.L. and Webb, R.L. (1986)**, *Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Plate Finned-tube Heat Exchangers having plain fins*, Proceedings of 8th Int. Heat Transfer Conference, pp.2745-2750.
- Gungor, K. E. and Winterton, H. S. (1987)**, *Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data*, Chemical Eng. Res. Des., vol.65, pp.148-156.
- Holman, J.P. (1986)**, *Transferencia del calor*, CECSA.
- Hughmark, G.A (1962)**, *Holdup in Gas-Liquid Flow*, Chemical Engineering Progress, vol.58, No.4, pp. 62-65.
- Jung, D. and Radermacher, R. (1989)**, *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants*, International Journal Heat Mass Transfer, Vol.32, No.12, pp. 2435-2446.
- Kattan N., Thome, J. R. and 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.
- Kim, N.H, Yun, J.H., Webb, R.L. (1997)**, *Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-tube Heat Exchangers*, Journal of Heat Transfer, Vol. 119, No. 3, pp. 560-567.
- Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C. (1949)**, *Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes*, Ch. Eng. Progress, 45 no. 1,pp. 39-48.
- Oliet, C., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares, O. and Oliva A. (2000)**, *Advanced Numerical Simulation of Compact Heat Exchangers. Application to Automotive, Refrigeration and Air Conditioning Industries*, to be presented in the European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, ECCOMAS 2000, Barcelona, 11-14 September 2000.
- Oliet, C., Pérez-Segarra, C.D., García-Valladares, O., Ordoñez, R., Sudrià, J. (1998)**, *Diseño Termo-fluidico de Intercambiadores Compactos Gas-líquido. Aplicación a Radiadores de Automoción y Evaporadores*, XIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Terrassa, pp. 581-587.
- Pérez-Segarra, C. D., Oliet, C., García-Valladares, O. and Oliva, A. (1999)**, *Numerical Simulation and*

experimental Validation of fin-and-tube Heat Exchangers, Internal Report (2nd version), Joule project JOE3-CT98-7012 (task 1), Heat and Mass Transfer Technological Center (CTTC), Polytechnic University of Catalonia (UPC), Terrassa, December 1999.

Pérez-Segarra, C. D., Linfante, C., Marcolino, M., Oliva, A., Oliet, C., García-Valladares. (2000), *Full Numerical Simulation of both the Internal Single-phase Flow through Headers and Tubes and the External Air Flow through Parallel Corrugated Plates*, Internal Report, Joule project JOE3-CT98-7012 (task 3), Heat and Mass Transfer Technological Center (CTTC), Polytechnic University of Catalonia (UPC), Terrassa, January 2000.

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.

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.

Shah, M. (1976), *A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow Through Pipes*, ASHRAE Transactions, vol.82, no.2, pp.66-68.

Souza, A. L. and Pimenta, M. M. (1995), *Prediction of Pressure Drop During Horizontal Two-Phase Flow of Pure and Mixed Refrigerants*, FED-Vol. 210, Cavitation and Multiphase Flow ASME.

Tandon, T. N., Varma, H.K. and Gupta, C. P. (1985), *A Void Fraction Model for Annular Two-Phase Flow*, International Journal of Heat Mass Transfer, vol. 28, No. 1, pp.191-198.

Wang, C. C., Chang, Y.J., Hsieh, Y. C. and Lin, Y. T. (1996), *Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plain fins*, International Journal of Refrigeration, vol. 19, No. 4, pp. 223-230.

Wang, C. C., Hsieh, Y. C. and Lin, Y. T. (1997), *Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers Under Dehumidifying Conditions*, Journal of Heat Transfer, vol. 119, pp. 109-117.

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.

Wattelet, J. P., Chato, J. C., et al. (1994), *Heat Transfer Flow Regimes of Refrigerants in a Horizontal-Tube Evaporator*, ACRC TR-55.

Yu, J. and Koyama, S. (1998), *Condensation Heat Transfer of Pure Refrigerants in Microfin Tubes*, Proceedings 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 325-330.

Zivi, S. M. (1964), *Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production*, Journal of Heat Transfer, 86C, pp.247-252.