



INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA (Institute for Energy Engineering)

Research Publications

WARNING:

The following article appeared in Conference Proceedings or in a scientific Journal. The attached copy is for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited. Please refer to the corresponding editor to get a copy

Estudio numérico sobre la influencia de la circuitería del refrigerante de un intercambiador de tubos y aletas usando 'IMST-ART'

Santiago Martínez-Ballester*, José González-Maciá

Instituto de Ingeniería Energética. Universidad Politécnica de Valencia. Camino de Vera, 14. E-46022 Valencia, España.

Tel.: +34 963 879121, Fax: 34 963 879126

e-mail: sanmarba@iie.upv.es, web: www.iie.upv.es

Resumen

El presente estudio se ha centrado en analizar el comportamiento de un evaporador en un sistema de compresión de vapor de simple etapa usado para instalaciones de refrigeración, aire acondicionado y bomba de calor. El objetivo principal de este estudio es analizar la influencia de la circuitería del intercambiador de tubos y aletas sobre los parámetros de funcionamiento más importantes del ciclo, tales como: coeficiente de operación (COP), pérdidas de presión y capacidad Frigorífica. Para realizar todo ello se va a usar la herramienta de simulación IMST-ART desarrollada por el grupo de investigación al que pertenecen los autores, la cual contiene un modelo detallado de intercambiador de tubos y aletas basado en volúmenes finitos permitiendo al usuario definir la geometría y cualquier tipo de conexionado entre los tubos. Se plantea el estudio de funcionamiento de un evaporador variando el conexionado entre los tubos (circuitería) con diferentes diseños tomando como base una geometría dada. Los diseños planteados son circuitería en U y circuitería en Z, donde se realiza un análisis del número de circuitos óptimos para cada configuración. Finalmente se estudia el efecto provocado por la bifurcación y unión de tubos en la circuitería. El intercambiador se calcula imponiendo su entalpía de entrada, recalentamiento a la salida, cilindrada y eficiencias del compresor y condiciones de entrada del aire. Para poder comprender los resultados se han estudiado las pérdidas de presión y el flujo de calor por unidad de superficie a lo largo de la longitud del intercambiador de tubos y aletas a nivel de celda de refrigerante. Se observa la influencia del recorrido del refrigerante sobre el COP, desprendiéndose diversas recomendaciones de cara al diseño de la circuitería del intercambiador para ver optimizadas sus funciones y su influencia en el circuito global.

Palabras clave: Simulación, Diseño, Circuitería, Bomba de Calor, Tubos y Aletas

1 Introducción

El comportamiento de una bomba de calor está determinado por el funcionamiento de cada uno de sus elementos trabajando juntos. Esto hace que a la hora de evaluar o plantear estrategias de diseño de sus elementos sea necesario tener en cuenta el sistema global. En el caso que atañe a este trabajo el estudio se centra en el elemento intercambiador de calor, concretamente el evaporador. Para un correcto diseño del mismo se debe seguir un proceso en el que las características de este intercambiador deben ser obtenidas como consecuencia de parámetros del sistema: compresor, condiciones de los fluidos secundarios, cargas térmicas... Pero una vez se tiene definida la geometría del evaporador, de tubos y aletas, existen múltiples circuiterías que pueden cumplir los requisitos de funcionamiento pero se hará con prestaciones distintas en el sistema donde sea instalado. De ahí surge la motivación de realizar este trabajo.

Puesto que el evaporador está integrado en un sistema, la optimización de su diseño se debe entender como la optimización de las prestaciones deseadas del sistema y no de parámetros específicos del evaporador. Respecto a este asunto, hay muchas publicaciones, como por ejemplo [1], que lo que optimizan, variando la circuitería, son características del intercambiador tal como su área total de transmisión de calor fijadas unas condiciones de entrada y gasto másico que trasiega. Este texto lo enfoca de forma distinta; parte de un intercambiador de geometría dada por un diseño del

sistema teniendo en cuenta todos los elementos que lo integran y sus restricciones de funcionamiento y a partir de éste es cuando variando la circuitería del intercambiador se pretende optimizar los parámetros más importantes de una bomba de calor o sistema de refrigeración, el COP. La capacidad frigorífica no es algo que se vaya a optimizar pues en realidad es una restricción del sistema. Durante toda la optimización la geometría, salvo la circuitería, no variará.

El cálculo de un evaporador es muy complicado por existir zonas con diversos tipos de flujo, monofásico y bifásico, siendo éste último el de mayor complejidad. Por ello, para realizar toda esta optimización es necesaria una herramienta de cálculo, en el estudio actual se va a usar 'IMST-ART' que es un software de simulación de bombas de calor y toda clase de sistemas de refrigeración o aire acondicionado. Su modelo ha sido desarrollado por el Instituto al que pertenecen los autores, véase [2]. Este software permite una cómoda simulación de múltiples casos de estudio permitiendo obtener hasta resultados a nivel de celda de fluido, lo que va a ser de gran utilidad para la interpretación y justificación de los diversos comportamientos cuando varía la circuitería. Este software es capaz de modelar cualquier circuitería del intercambiador, mediante una cómoda e intuitiva interfaz el usuario puede elegir entre circuiterías usadas comúnmente o crear la propia suya creando uniones o bifurcaciones entre los tubos.

En el capítulo de resultados se mostrarán resultados de cómo influye el número de circuitos en el COP del sistema de aire acondicionado y posteriormente se realizará una comparación entre una circuitería simple y una con bifurcaciones y uniones. Esta comparación se realizará mostrando pérdidas de presión y flujo de calor para poder acabar en unas recomendaciones de diseño en cuanto a la circuitería.

2 Descripción del modelo de cálculo

El estudio de simulación se ha realizado por medio del software 'IMST-ART'. En este apartado tan solo se va a describir las principales características del modelo que afectan al presente trabajo. Para una descripción detallada de sus características y capacidades, véase [3].

El modelo global del sistema se divide en submodelos: compresores, intercambiadores de calor, dispositivos de expansión, accesorios y conducciones. Cada submodelo implica una serie de ecuaciones no lineales, y en el caso de los intercambiadores de calor, la solución de un sistema de EDO's, que es discretizado con una técnica de volúmenes finitos. A continuación, los submodelos se acoplan para formar un modelo global de la bomba de calor. El conjunto de ecuaciones forma un complejo sistema de ecuaciones no lineales. Las variables independientes elegidas, para el conjunto de ecuaciones, son la presión y la entalpía en cada punto de entrada y salida. Esta elección garantiza una suave variación de las variables, no conseguida por otras elecciones como la temperatura o el título de vapor.

El cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte del refrigerante se realiza mediante subrutinas de REFPROP (NIST) [4] para cada refrigerante. Las correspondientes propiedades son convenientemente almacenadas en una biblioteca de datos de refrigerantes. Durante la simulación, las propiedades requeridas se calculan por interpolación, a partir de los datos del correspondiente archivo, reduciendo mucho el tiempo de cálculo respecto calcularlas directamente con las funciones de REFPROP. Además, incorpora ficheros para cálculo de las propiedades de cualquier fluido secundario habitual, es decir, aire seco, aire húmedo, agua y salmueras comunes.

Finalmente, el sistema global de ecuaciones se resuelve mediante un solver basado en la subrutina HYBRD1 de MINPACK, subrutina que utiliza una modificación del algoritmo híbrido de Powell [5]. El modelo examina continuamente la convergencia del método y adopta una estrategia especial para encontrar soluciones iniciales adecuadas así como también han sido elaborados cuidadosamente límites para las variables y funciones. El resultado de todo esto es un software muy robusto.

2.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor pueden ser tratados en 'IMST-ART' bajo dos diferentes niveles de modelado dependiendo del grado de precisión requerido por el usuario. El modelo más simple consiste en tratarlos como intercambiadores de los cuales se conoce el área y el coeficiente global de intercambio térmico o imponiendo su temperatura de condensación/evaporación. El cálculo del calor intercambiado entre refrigerante y fluido secundario se realiza usando el método eficiencia-NTU. Este modelo simple permite calcular la influencia de un intercambiador de área conocida en el

funcionamiento del ciclo de refrigeración sin necesidad de mayor detalle. Este modelo se suele usar en prediseños o estudios preliminares.

Cuando se desee realizar simulaciones de sistemas reales, se recomienda usar el siguiente nivel, el modelado detallado. 'IMST-ART' incluye un modelo de intercambiadores de calor basado en la discretización en celdas del intercambiador a lo largo de los flujos de refrigerante y de fluido secundario donde se asume flujo unidimensional. El modelo detallado de intercambiador de calor incluido en 'IMST-ART' ha sido desarrollado para poder ser aplicado a la mayoría de intercambiadores usados, así como cualquier configuración. Sin embargo, en el presente documento sólo se describe el modelo de los intercambiadores de tubos y aletas así como el cálculo del proceso de deshumidificación que ocurre en el lado del aire en los evaporadores.

Se considera que un intercambiador está formado básicamente por dos fluidos que intercambian calor a través de una serie de contornos sólidos ó paredes, formados en este caso por una combinación de tubos y aletas.

- Fluido interno (Refrigerante)

En el caso de un evaporador o condensador se establece un flujo bifásico con cambio de fase. Se asume que el flujo por el interior de los tubos es anular y estacionario con lo que un modelo de flujos separados se puede considerar adecuado en este caso. En una celda de fluido se plantean dos ecuaciones: ecuación de la cantidad de movimiento y la de energía. La distribución de gasto másico a lo largo del intercambiador es conocido, pues se supone uniforme, por ello el caudal másico y la velocidad a lo largo de la ruta del refrigerante se consideran conocidas en cada iteración dentro del intercambiador, pero es desconocido en el sistema global de ecuaciones. De esta forma las incógnitas son las relativas a la salida de la celda: $x, \alpha, \rho_l, \rho_v, h_l, h_v, P, T$. Se adopta la hipótesis de equilibrio termodinámico, de manera que el conjunto de ecuaciones junto a un modelo que permita hallar la fracción de hueco cierra el sistema de ecuaciones. Las correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción más empleadas han sido estudiadas por parte de los autores en [6]. En 'IMST-ART' para el caso de flujo bifásico en el interior de los tubos se usa la correlación VDI [7] para ebullición convectiva, para el caso de evaporación y la correlación de Cavallini [8] para el caso de condensación. Para el cálculo del factor de fricción, la correlación de Friedel [9] es empleada tanto para condensación como para evaporación. La correlación usada para el cálculo de la fracción de huecos es la de Chisholm [10].

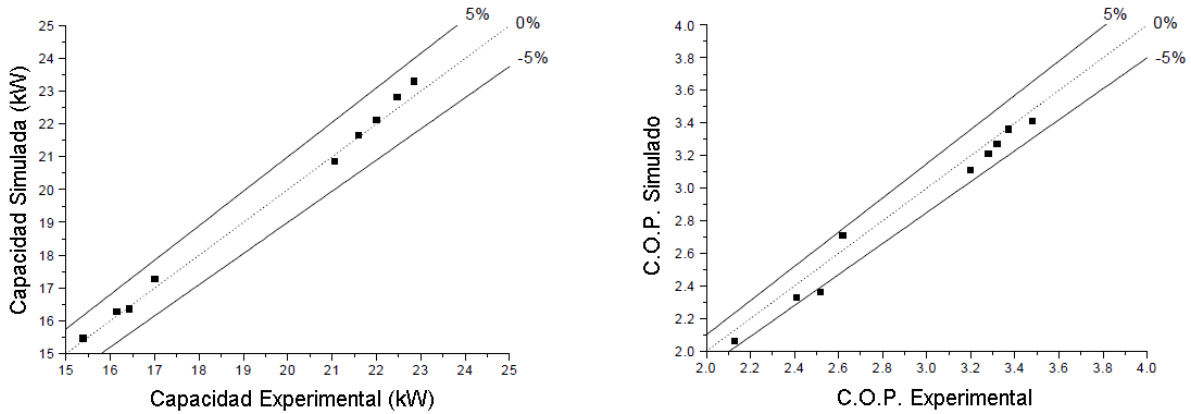
- Fluido externo (Aire)

Para el caso del aire, las ecuaciones de comportamiento son las de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. La aproximación seguida para calcular el proceso de deshumidificación es el recomendado por Threlkeld [11]. El coeficiente de transferencia de calor, h , viene dado por correlaciones semiempíricas. 'IMST-ART' usa las propuestas por Chi Chuan Wang [12,13].

El método numérico empleado para hallar la solución de los intercambiadores de calor se llama SEWTLE (Semi Explicit method for Wall Temperature Linked Equations). Básicamente, este método se basa en un procedimiento iterativo. En primer lugar se realiza una estimación sobre la distribución de temperatura de pared, entonces las ecuaciones planteadas para el fluido se resuelven de forma explícita, obteniendo las condiciones de salida de cualquier fluido a partir de los valores en la entrada del intercambiador de calor y los valores estimados del campo de temperaturas de pared. A partir de la solución anterior, se obtienen las propiedades del fluido en cualquier celda, entonces se calcula la temperatura de pared en todas las celdas de pared a partir del balance de calor intercambiado a lo largo de dicha pared. Este procedimiento se repite hasta que se alcanza la convergencia. El sistema numérico planteado para el cálculo de la temperatura en cada celda de pared es también explícito, de modo que la estrategia global consiste en un cálculo iterativo a partir de una serie de cálculos explícitos. Para más detalles, véase [14].

2.2 Validación del modelo

En las figuras 1 y 2, se puede observar la validación experimental a la que se ha sometido el modelo. Esta validación no ha sido realizada para el presente trabajo, pero se muestra a título informativo del grado de ajuste del modelo con la realidad. Para mayor información, véase [2].



Figuras 1 (izquierda) y 2 (derecha). Representación de valores medidos y simulados para una bomba de calor reversible de aire/agua de aproximadamente 18 kW de capacidad nominal de refrigeración.

El sistema medido es un equipo aire/agua reversible de unos 18 kW de capacidad de refrigeración nominal. Las figuras 1 y 2 muestran la comparación entre la capacidad (figura 1) y el COP (figura 2) medido frente al obtenido por simulación. Como se aprecia el modelo predice el COP y la capacidad dentro de un margen de error relativo del 5% sin ningún ajuste específico.

Dos series de puntos se pueden distinguir, las correspondientes a funcionamiento en calefacción (altos valores de capacidad y COP) y en refrigeración (bajos valores de capacidad y COP).

3 Metodología seguida para la simulación

En este trabajo se intenta plantear y resolver dudas que surjan a la hora de establecer la circuitería del intercambiador de calor. Solamente se quiere analizar la influencia del diseño del evaporador sobre el sistema. Sin embargo como se comentaba en la introducción, el sistema está formado por varios elementos, cada uno con un comportamiento distinto y por ello puede que al variar parámetros del evaporador afecte a condiciones de funcionamiento de otro elemento como el compresor y el cambio final en el funcionamiento de la bomba de calor sea una suma de ambos cambios. Esto puede llevar a confusiones en la interpretación de los resultados puesto que puede que un cambio en la circuitería sea beneficioso para el sistema y quede enmascarado por la contribución negativa que pueda aportar otro elemento de la instalación por su cambio en el comportamiento debido a las variaciones del evaporador. Por lo tanto para poder aislar el funcionamiento del evaporador se va a definir el sistema con los elementos que se explican a continuación.

3.1 Definición del sistema

En primer lugar se parte de unas condiciones de funcionamiento del sistema, el cual es un equipo aire/aire, que son las que se indican en la tabla 1. En dicho sistema no se han considerado las conducciones ni accesorios.

Refrigerante	R134a
Capacidad Frigorífica	7.5 kW
$T_{amb,cond}$	[28,46] °C
$T_{amb,evap}$	25 °C
Subcooling	5 K
Superheat	8 K

Tabla 1. Condiciones funcionamiento del sistema

Como se observa en la tabla 1, la temperatura de ambiente en el lado de la condensación se va a variar para observar tendencias cuando varía su valor. Sin embargo la carga térmica es un requisito de funcionamiento, que debería cumplir todos los intercambiadores planteados.

- **Compresor**
Para que el compresor no afecte al comportamiento del sistema solo cabe la posibilidad de imponer uno con rendimiento volumétrico y eficiencia constantes y de valores 100%. Del compresor solo queda imponer su cilindrada, la cual viene determinada por aquella que sea capaz de cumplir la restricción de la capacidad frigorífica impuesta, en las condiciones más desfavorables que son para $T_{amb,cond}=46\text{ °C}$. Tras los cálculos pertinentes se obtiene una cilindrada de 60 cm^3 .
- **Condensador**
Siguiendo la idea de definir elementos que no influyan en el estudio del evaporador, este intercambiador se va a modelar imponiendo su presión de trabajo. Por supuesto carecerá de caída de presión. Dicha presión de trabajo será la correspondiente a la de saturación a una temperatura igual a que se expresa en la ecuación (1).

$$T_{sat,cond} = T_{amb,cond} + \Delta T \quad (1)$$

Dicho ΔT se fija a 12 °C , siguiendo las recomendaciones de [15]. Del lado del secundario se establece como temperatura de entrada la $T_{amb,cond}$ y como temperatura de salida la anterior más un $\Delta T=9\text{ °C}$.

- **Evaporador**
Se trata de un intercambiador de tubos y aletas que se ha escogido de acuerdo a las características del funcionamiento de la instalación. Su geometría viene detallada en la tabla 2. El número de circuitos y topología de los mismos va a ser variable, los cuales se detallan en el siguiente punto.
En cuanto al secundario, se impone una velocidad máxima del aire a través suyo de 2 m/s , una temperatura de entrada igual a $T_{amb,evap}$ y una humedad relativa del 50% . En todas las circuiterías se impone que circule a contracorriente.

Diámetro exterior tubo	9.52 mm	Número de filas	3
Espesor tubo	0.813 mm	Número de tubos por fila	15
Material tubo	Cobre	Paso longitudinal entre tubos	22 mm
Tipo superficie interior	Lisa	Paso transversal entre tubos	25 mm
Espesor aleta	0.1 mm	Altura del coil	375 mm
Tipo aleta	Plana	Ancho del coil	1.2 m
Material aleta	Aluminio	Profundidad del coil	66 mm
Separación entre aletas	1.81 mm		

Tabla 2. Geometría del intercambiador tubos y aletas

3.2 Topologías de evaporador a ensayar

Aspectos comunes a todas ellas son: flujo a contracorriente y disposición alternada de los tubos.

Se plantean 3 disposiciones:

- Disposición en U
- Disposición en Z
- Disposición personalizada. Esto significa que, dado un número de circuitos, se confeccionará el recorrido de uno de ellos (repitiéndose siempre que sea posible en el resto de circuitos), mediante uniones y bifurcaciones con el fin de obtener un funcionamiento óptimo del sistema. Para una correcta realización hay que comprender bien los fenómenos físicos que se dan en su interior: los relativos a la caída de presión y a los de transmisión de calor.

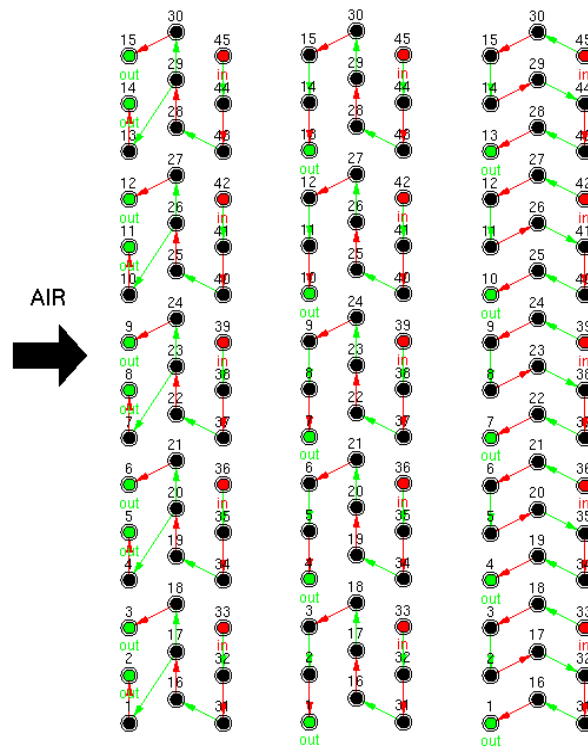


Figura 3. Topologías ensayadas para 5 circuitos: Personalizada a la izquierda, en U la del centro en Z la de la derecha.

Para cada una de ellas se simulará un distinto número de circuitos:

- Para los U y Z: 4, 5, 7 y 8 circuitos
- Para los personalizados: 3, 4, 5 y 7 circuitos.

Cada uno de ellos se simulará en el rango de las temperaturas del aire de condensación indicadas en el punto anterior.

4 Resultados y análisis

4.1 Comparación circuiterías

El evaporador trabaja como un elemento, para una temperatura de condensación dada, con entalpía de entrada constante. La otra restricción es la cilindrada del compresor que se ha elegido de tal forma que intercambie la capacidad frigorífica estipulada en cualquier condición. De esta forma las condiciones de salida del evaporador son resultado de la simulación.

En primer lugar se va a analizar el funcionamiento del sistema con las circuiterías U y Z para varios números de circuitos y temperaturas de condensación. Esto se representa en la en la figura 4. En ella, se aprecia como para un número bajo de circuitos el comportamiento se puede decir que es el mismo, esto significa que, para este intercambiador, cuando se tienen muchos tubos por circuito (es el caso de cuando se tienen pocos circuitos) las diferencias de la circuitería U respecto la Z desaparecen. Sin embargo para 7 y 8 circuitos la diferencia ya se hace notar. Esta diferencia aumenta conforme disminuye la temperatura de condensación, lo que significa que cuanto peores son las condiciones para el COP menos se puede mejorar éste con la circuitería.

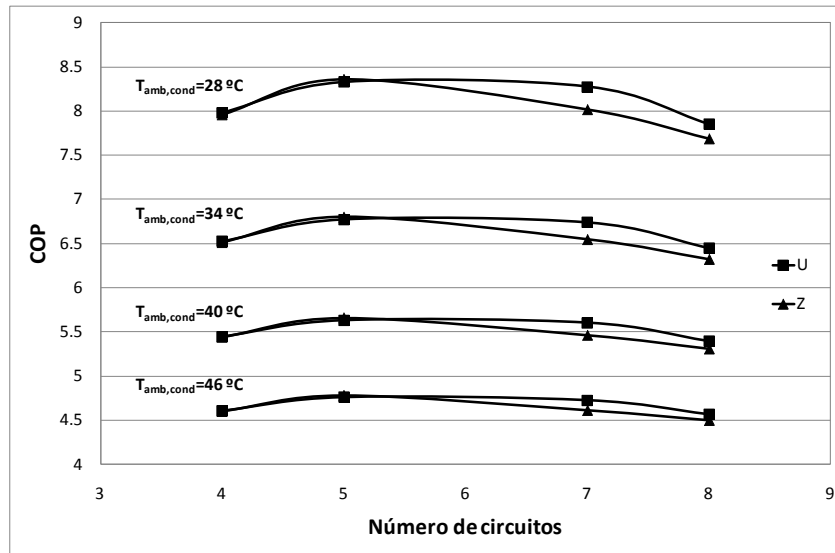


Figura 4. Variación del COP en función de la circuitería y de la temperatura ambiente de condensación.

Finalmente para un número elevado de circuitos vuelve a desaparecer la diferencia entre U y Z y esto es consecuencia de que cuando hay muy pocos tubos por circuito la diferencia topológica entre ambos desaparece siendo casi idénticos el recorrido por circuito entre ambas configuraciones.

Una vez visto el comportamiento con las tipologías comunes U y Z, se procede a plantear un circuito personalizado. A la hora de confeccionarlo hay que tener en cuenta que el beneficio o perjuicio obtenido debido a la realización del circuito es fundamentalmente debido a las variaciones de gastos másicos que se realicen a lo largo del trayecto seguido por el refrigerante en un circuito. Los dos aspectos clave en donde va a repercutir son en la caída de presión y en el flujo de calor transmitido. La dificultad radica en que si se desea obtener grandes flujos de calor ello implica velocidades altas de flujo pues esto repercute en un mayor coeficiente de convección pero esto conlleva grandes caídas de presión. Por lo tanto si se fija en el COP como parámetro a optimizar se tienen efectos opuestos ante la variación del gasto másico. Es por ello que hay que, o bien buscar un equilibrio o bien buscar que efecto es predominante sobre el COP. Para ello en primer lugar se plantea, partiendo de una tipología de 3 circuitos en la cual existe más libertad de construir caminos diferentes, 3 alternativas: una que favorezca la transmisión de calor (se consigue minimizando el número de bifurcaciones), una segunda que minimice la caída de presión (se consigue aumentando el número de bifurcaciones) y por último una que intente buscar un equilibrio entre ambos parámetros. Dichas configuraciones se muestran en la figura 5, mostrándose solo la circuitería por circuito para cada tipo.

Para realizar un adecuado trayecto de cada circuito en base al parámetro deseado (flujo de calor o caída de presión) se tienen que entender las causas que lo producen. En las ecuaciones (2) y (3) se observa la dependencia del flujo de calor con la velocidad del refrigerante, donde el coeficiente de convección h del refrigerante aumenta a medida que lo hace la velocidad por dentro de la conducción y como el diámetro del tubo es constante éste aumentará a medida que lo haga el gasto másico.

$$\dot{q} = h \cdot \Delta T \quad (2)$$

$$h = f(u) \quad (3)$$

Para las pérdidas de presión se tiene que considerar todos los términos involucrados, los cuales se detallan en la ecuación (4) que proviene de la conservación de la cantidad de movimiento. El término de fricción es tanto mayor cuanto menor es la densidad, por ello es predominante en la fase vapor. Así mismo como se aprecia en la ecuación (5) la pendiente de la caída de presión por fricción depende cuadráticamente de la velocidad de masa. También hay que tener en cuenta que cuando aparece la evaporación se produce una aceleración aumentando el término de la caída de presión debida a la aceleración del flujo.

$$\Delta P = \Delta P_{fricción} + \Delta P_{gravedad} + \Delta P_{aceleración} \quad (4)$$

$$\frac{dP_{fricción}}{dx} = \frac{1}{2} \frac{f_l}{D_h} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (5)$$

$$f = f\left(\text{Re} = \frac{u \cdot L_c}{\nu}\right) \quad (6)$$

En base a los conocimientos de cada uno de estos términos se han confeccionado las circuiterías de la figura 5. En ella solo se muestra un circuito siendo el resto análogos.

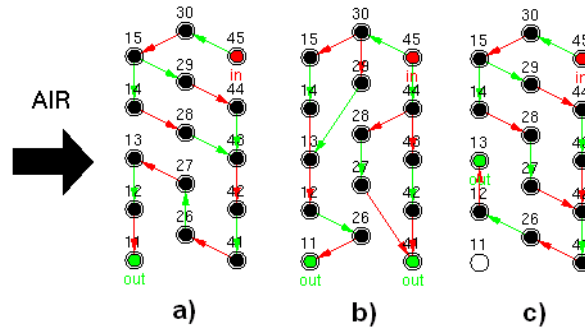


Figura 5. Topologías por circuito personalizadas para 3 circuitos: a) optimiza el flujo de calor, b) optimiza la caída de presión, c) estrategia intermedia.

En la figura 6 se puede observar el comportamiento de estas tres topologías de donde se desprende claramente que el efecto que más pesa en el COP es la caída de presión. Es por ello que, para continuar con el estudio, el resto de topologías para números distintos de circuitos se van a confeccionar con la estrategia de minimizar la caída de presión.

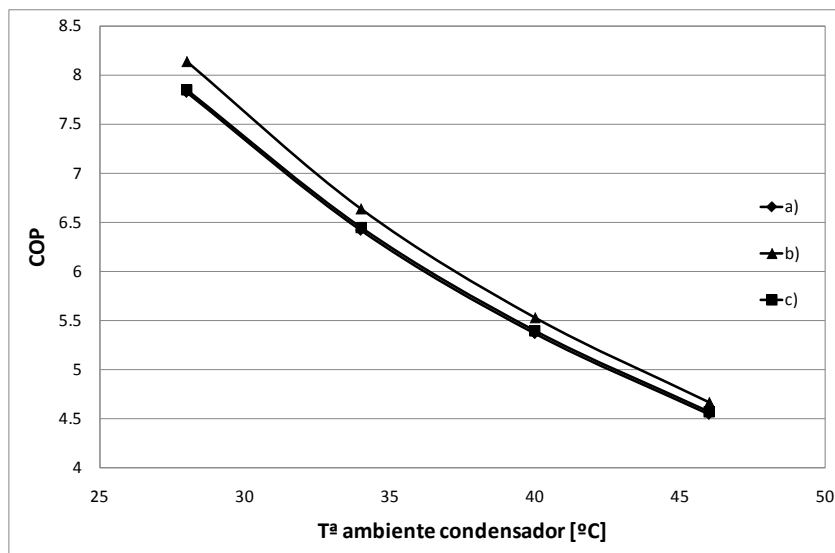


Figura 6. COP para cada configuración personalizada de 3 circuitos variando la temperatura ambiente del lado del condensador.

Finalmente las configuraciones personalizadas para distintos números de circuitos son las mostradas en la figura 7. El número máximo de circuitos realizados es de 7, pues a partir de ahí no quedan suficientes tubos como para hacer un trazado distinto al de la circuitería U o Z.

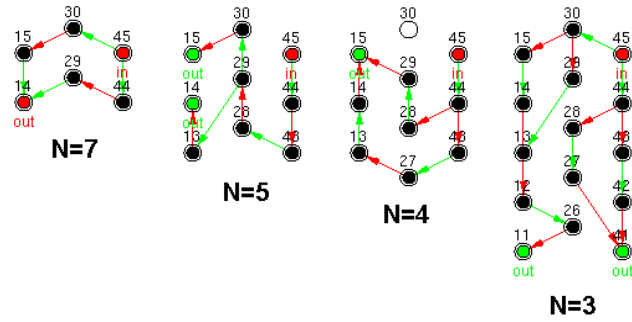


Figura 7. Topologías por circuito personalizadas para N circuitos.

Ahora se hace un estudio análogo al de la figura 4 pero incluyendo las nuevas circuiterías. Esto se muestra en la figura 8. En ella se puede ver como el interés de una circuitería personalizada aparece cuando se dispone de pocos circuitos o lo que es lo mismo cuando se dispone de muchos tubos por circuito, que es cuando existe suficiente libertad para la confección de un camino muy distinto al de una topología U o Z. Las diferencias en comportamiento aumentan cuando decrece la temperatura ambiente del lado de la condensación, siendo casi inapreciable cuando dicha temperatura es elevada. En este intercambiador el interés de un circuito con bifurcaciones y uniones deja de ser oportuno cuando el número de circuitos es mayor de 5, siendo incluso negativo para 7 circuitos.

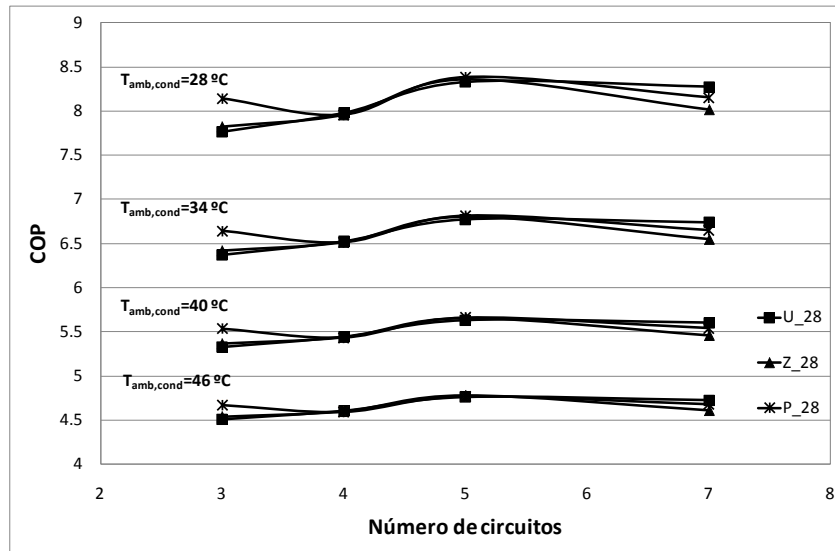


Figura 8. Variación del COP en función de la circuitería y de la temperatura ambiente de condensación.

4.2 Comportamiento del refrigerante a lo largo de un circuito

En este punto se podrán sacar conclusiones importantes de cara al diseño de cualquier circuitería. Se va a estudiar el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor (del lado del refrigerante), caída de presión y flujo de calor para las circuiterías personalizada de 3 circuitos b) de la figura 5 y la de tipo U de 3 circuitos, las cuales son muy distintas en su comportamiento, ambas para la temperatura en la que presentan mayores diferencias que es la de 28 °C. La circuitería U sirve de referencia para interpretar las soluciones pues ésta no tiene ninguna bifurcación ni unión. Puesto que en el personalizado hay distintos caminos para estudiar en la figura 9 se muestra el seguido.

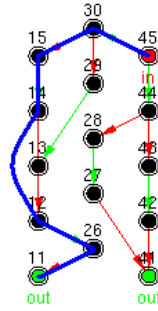
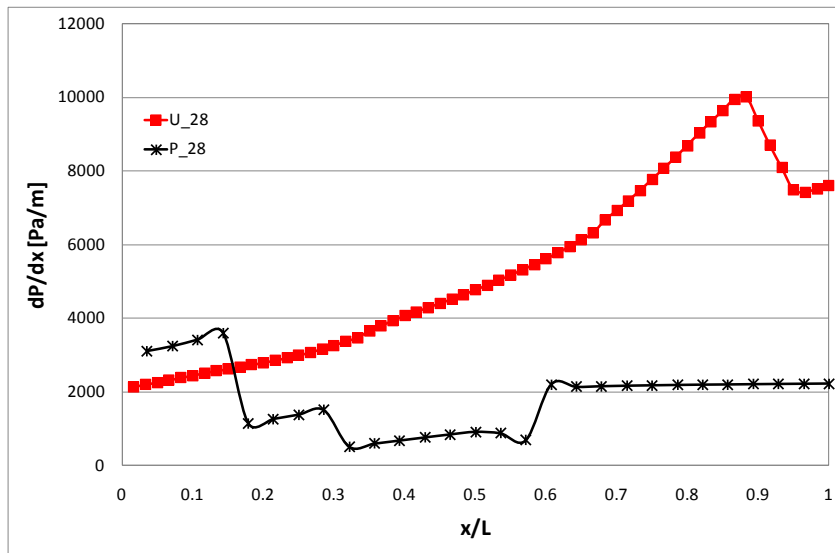


Figura 9. Trayecto seguido en la visualización de los parámetros durante la simulación.

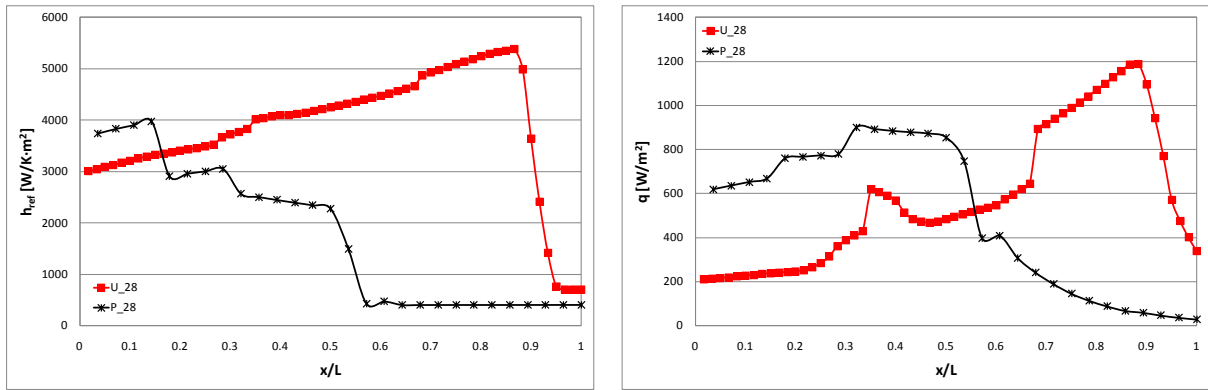
En primer lugar se analizan la caída de presión. Para ello se estudia la pendiente de la caída de presión respecto la longitud a lo largo de todo el intercambiador. Todo ello se puede ver en la 10. En cada bifurcación se observa como la pendiente de la caída de presión se reduce considerablemente, esto es debido a que se reduce el gasto másico del refrigerante y la caída de presión depende cuadráticamente de la velocidad mientras que solo linealmente respecto el factor de fricción como aparece en la ecuación (5).



Figuras 10. Representación de la pendiente de la caída de presión en cada punto a lo largo del intercambiador.

El área encerrada por la curva dP/dx se corresponde con la caída total de presión del intercambiador, por lo que se puede concluir que bifurcar es beneficioso para la caída de presión.

Para estudiar la transmisión de calor se realizan las gráficas de las figuras 11 y 12. En el caso del flujo de calor es tan importante el coeficiente de convección como el ΔT disponible entre primario y secundario. Para aumentar el coeficiente de convección se necesita aumentar la velocidad del flujo por ello el bifurcar es algo que le penaliza, sin embargo con un correcto trazado del refrigerante se puede conseguir un ΔT satisfactorio. Véase en la figura 12 como a pesar de que en el intervalo $x \in [0.14, 0.53]$ el coeficiente de convección es inferior en el circuito personalizado el q es mayor debido a que por el trazado que sigue dispone de un mayor ΔT . Esta es la principal razón de por qué la circuitería U es mejor que la Z tal y como se observaba en la figura 4.



Figuras 11 (izqda.) y 12 (derecha). A la izquierda se representa el coeficiente de transmisión de calor del lado del refrigerante. A la derecha se representa el flujo de calor en cada punto a lo largo del intercambiador.

Cada salto en la curva del flujo de calor para la circuitería U se corresponde con un ΔT entre primario y secundario distinto. Al contrario que en la gráfica dP/dx , en la gráfica de q el área encerrada bajo ella solo coincide con el Q total del intercambiador en el caso de la topología U, si previamente se multiplica dicho calor por 3 (pues se tienen 3 circuitos). En el caso de la personalizada solo se está representando un camino seguido por el refrigerante, para hallar el Q total habría que sumarle los obtenidos en los caminos restantes y después multiplicar por 3, por ello se puede deducir que el Q total es superior en el circuito personalizado que en el de tipo U.

Respecto al flujo de calor se puede decir que la topología influye mucho en el comportamiento y no solo hay que pensar en el coeficiente de convección, cuando se establece un recorrido para el circuito, sino también en el ΔT que se puede obtener en cada tubo, de ahí se explica la mejora que representa una configuración contracorriente frente a una equicorriente.

5 Conclusiones

Los objetivos de este trabajo han sido:

- Presentar 'IMST-ART' como una potente herramienta para la simulación y análisis de ciclos de refrigeración.
- Presentar una metodología de simulación para la optimización un sistema de refrigeración tomando como criterio la optimización del COP del ciclo global respondiendo solo a los cambios producidos en la circuitería del evaporador.
- Estudiar y comparar el funcionamiento de diversas topologías de circuitería: clásicas y personalizadas.
- Estudiar los procesos de transferencia de calor y pérdidas de presión en un intercambiador con uniones y bifurcaciones en un circuito y sin ellas.

Tras la realización de los estudios explicados en el trabajo se puede concluir:

- 'IMST-ART' ha sido una herramienta muy potente de cálculo permitiendo una libre configuración de la circuitería en un intercambiador de tubos y aletas.
- Para un número grande de circuitos la topología U presenta un mejor comportamiento que la Z.
- El impacto de la circuitería sobre el COP depende de las condiciones de funcionamiento siendo menos significativas cuanto peores son las condiciones para el COP.
- El peso de la caída de presión sobre el COP del ciclo es mayor que el de la transmisión de calor.
- Una configuración con uniones y bifurcaciones solo se justifica cuando el número de circuitos es reducido o el número de tubos por circuito es elevado.
- La caída de presión se ve favorecida por una reducción de la velocidad del refrigerante mientras que ello conlleva un detrimento en la transferencia de calor pues se reduce el coeficiente de transmisión de calor del refrigerante, aunque se puede subsanar si se elige un

camino para el refrigerante que disponga de un mayor salto de temperaturas entre ambos fluidos.

Referencias

- [1] Wang, Chi-Chuan, Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions, *J. of Heat Transfer*, vol. 119, pp.109-117, 1997.
- [2] J.M. Corberán, J. González, P. Montes, R. Blasco, 'ART' A computer code to assist the design of refrigeration and a/c equipment. *Int. Ref. Conf. Proceedings, Purdue University 2002*, R9-4.
- [3] Página Oficial 'IMST-ART', <http://www.imst-art.com/>. Último acceso en 14-06-2009.
- [4] NIST. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 8.0
- [5] More et al. User Guide for MINPACK-1, 1980.
- [6] Corberán, J.M., García, M. Modelling of Plate Finned Tube Evaporators and condensers working with R134a. *Int. Journal of Refrigeration*. Vol. 21, N° 4, pp. 273-284, 1998.
- [7] VDI Heat Atlas, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1993.
- [8] Cavallini, A., et al., In-tube condensation of halogenated refrigerants. *ASHRAE Transactions: Research 2002, Winter meeting*, 4507.
- [9] Friedel, L., New friction pressure drop correlations for upward, horizontal and downward two-phase pipe flow, presented at the HTFS Symposium, Oxford, 1979.
- [10] Whalley, P.B., *Two-Phase flow and heat transfer*, Oxford Science Publications, 1996, New York.
- [11] J. L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1970.
- [12] Wang, Chi-Chuan et al., Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins, *Int. J. of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [13] Wang, Chi-Chuan et al., Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins, *Int. J. of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [14] Corberán, J.M., Fernández de Córdoba, P. González, J., Alias, F, Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE): A General Finite-Volume Technique for the Calculation of Complex Heat Exchangers, *Numerical Heat Transfer, Part B* vol 40 pp. 37-59, 2001.
- [15] Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A., Palm B., Rohlin P., *Refrigeration engineering*. Royal Institute of Technology, KTH 2003.