



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

INFLUENCIA DE LA CIRCUITERÍA Y CORTES EN LAS ALETAS DE UN ENFRIADOR DE GAS DE MICROCANALES

MARTÍNEZ-BALLESTER, Santiago ⁽¹⁾; GONZÁLVEZ-MACIÁ, José ⁽¹⁾

CORBERÁN, José-M. ⁽¹⁾

sanmarba@iie.upv.es

⁽¹⁾ Universitat Politècnica de València, Instituto de Ingeniería Energética

RESUMEN

A la hora del diseño o selección de un intercambiador de calor de este tipo, la circuitería es un punto a decidir y costoso de evaluar sin un software de simulación. Mediante el uso de un modelo específico para este tipo de intercambiadores, desarrollado por los autores, se muestran unos estudios numéricos para un enfriador de gas de microcanales funcionando con CO₂ en condiciones transcíticas. En dichos estudios se varía la circuitería cambiando el número de pasos así como ciertas dimensiones del intercambiador, siguiendo para ello diversos criterios. De los resultados se desprenden algunas recomendaciones de diseño de cara a maximizar la eficiencia del intercambiador, como es intentar conseguir formas de elevada altura, reducida longitud y elevado número de pasos. Una mejora a estos intercambiadores, muy estudiada recientemente, es el corte en las aletas del mismo. El presente trabajo también analiza, de forma numérica, como afecta el corte de las mismas a la eficiencia del intercambiador para diversas circuiterías.

Palabras clave: microcanales, simulación, circuitería.

1. Introducción

Actualmente, en aplicaciones para refrigeración y aire acondicionado, está existiendo un gran interés por introducir intercambiadores de calor de microcanales (Fig. 1). Sus características le proporcionan altos coeficientes de transmisión de calor y por ello altas eficiencias. Además poseen una gran compacidad, es decir, un cociente elevado entre el área de intercambio de calor y el volumen del intercambiador, resultando muy compactos y ligeros, con las ventajas de que: menor masa implica menores costes de producción y menos volumen implica menos carga de refrigerante. Uno de los primeros sitios donde se viene aplicando es en el sector de la automoción por la disponibilidad de área frontal.

Dado el creciente interés en los refrigerantes naturales, una ventaja importante que ofrece este tipo de intercambiadores es su reducido volumen para el caso de aquellos refrigerantes que son inflamables, tales como el propano, donde existe una importante limitación, regulada por normativa, de la carga máxima que puede tener el sistema. Un caso extremo sería el del serpentín de tubo de microcanales que elimina los colectores laterales y por tanto minimiza considerablemente el volumen interno y por tanto la carga del refrigerante. En el caso del CO₂, las presiones de trabajo son muy altas y los tubos de microcanales ofrecen una muy buena resistencia mecánica funcionando con tales presiones.

A la hora de seleccionar o diseñar un intercambiador de calor, el uso de una herramienta de simulación reduce de forma importante los costes de desarrollo. En la actualidad, existen muy pocos modelos consolidados para este tipo de intercambiadores. Los autores presentaron un modelo en [1], que tras una serie de modificaciones permite simular el intercambiador con una libre configuración de la circuitería. Además permite la simulación de un intercambiador con las aletas cortadas por la sección media.

El presente trabajo se desarrolla para una aplicación donde se usa CO₂ como refrigerante trabajando con presiones supercríticas, como podría ser el caso de un sistema de refrigeración para automoción. Se ha escogido esta situación por ser una aplicación bastante estudiada en la literatura y, además, porque al trabajar con CO₂ en tales condiciones, el proceso es monofásico lo que facilita mucho el modelado y análisis de los resultados.

Dados un número de tubos y una geometría del intercambiador de calor, existen numerosas posibilidades para conectar los tubos entre sí. En [2] estudiaron la influencia de la circuitería, con su propio modelo, para un condensador. El presente trabajo, expone una serie de estudios donde se evalúa el impacto de la circuitería sobre la potencia térmica intercambiada en un enfriador de gas trabajando con CO₂, estudiándose la mejora de eficiencia que se puede conseguir variando el número de pasos del refrigerante y manteniendo constantes el resto de parámetros geométricos.

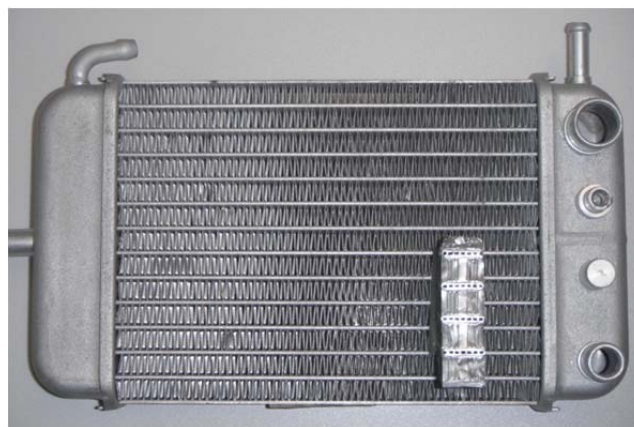


Figura 1: Intercambiador tubos paralelos de microcanales de 2 pasos, con detalle de una sección transversal de los tubos y aleta.

Otro punto analizado en el trabajo es como afectan los cortes de las aletas del intercambiador a la eficiencia del mismo. Este aspecto no es exclusivo de los intercambiadores de microcanales, de hecho es un problema bastante estudiado en intercambiadores de tubos y aletas. Para intercambiadores de tubos y aletas existen numerosos estudios experimentales y numéricos ([3],[4],[5]), donde en [4] se concluye que mediante el corte de las aletas se pueden conseguir aumentos de hasta el 12% en el calor intercambiado y ahorros de material de hasta 40% cuando existe una determinada demanda de calor.

El problema en un intercambiador de microcanales es, sin embargo, distinto. En los intercambiadores de tubo y aletas los cortes se realizan, habitualmente, perpendiculares al avance del aire evitando una conducción longitudinal de calor en la dirección del aire. Pero en los de microcanal los cortes no se disponen perpendiculares al avance del aire sino en su misma dirección, por lo que las mejoras a esperar no son las mismas. No obstante, ciertas aletas (las de tipo persiana) empleadas en este tipo de intercambiadores ya disponen de pequeñas cortes para evitar este tipo de conducción. [6] presenta un estudio experimental para evaluar el efecto de los cortes en las aletas en un serpentín de microcanales, funcionando con CO₂ en condiciones supercríticas. En dicho trabajo se reportaron incrementos de hasta un 4% sobre el calor disipado por el mismo intercambiador sin cortes.

Existen muy pocos modelos para este tipo de intercambiadores de calor que puedan evaluar estas modificaciones, puesto que la mayoría de modelos usan la hipótesis de aleta cortada para el cálculo del calor disipado por la aleta. Por lo tanto, en realidad, lo que predicen la mayoría de modelos es el calor que disiparía con aletas cortadas, como apunta [3]. Algunos autores han trabajado en poder cuantificar las posibles diferencias o mejoras de un sistema a otro. En [7] se estudió un intercambiador de tubos paralelos de microcanales, de 3 pasos, funcionando con CO₂ en condiciones supercríticas, donde se concluyó que la diferencia ente el cálculo con cortes y sin cortes en las aletas era despreciable, para ese intercambiador y esas condiciones.

La influencia de los cortes en las aletas depende de las condiciones, geometría del intercambiador y circuitería del mismo. En lo que respecta al conocimiento de los autores, no existen estudios previos de este tipo cuando se varía la circuitería, es por ello que en este trabajo se presenta unos estudios numéricos de cómo influye el corte de las aletas en un intercambiador de microcanales para distintas configuraciones de la circuitería variando el número de pasos. Para ello se ha usado el modelo desarrollado por los autores [1] ampliado al cálculo de un intercambiador entero.

El último estudio se centrará en una particularización de este tipo de intercambiadores, los de serpentín. En este caso se estudiará cómo influye la relación de aspecto (Longitud/Altura) cuando se fijan las áreas de intercambio de calor y la frontal, mientras se varía el número de tubos totales. En cuanto al conocimiento de los autores no se han encontrado estudios sobre tal parámetro.

2. Descripción del Modelo

El modelo que se ha usado para este trabajo se denomina Fin1Dx3 y parte del modelo Fin2D presentado en [1]. El modelo divide cada tubo en una serie de segmentos a lo largo de la dirección de avance del refrigerante, tal como muestra la Fig. 2, que a su vez se dentro de cada segmento, cada elemento (tubo, aleta y aire) es discretizado en una serie de celdas. En Fin2D, la superficie aleteada y la corriente de aire se discretizaban con una malla bidimensional.

La mayoría de los modelos de intercambiadores de calor usan como hipótesis: eficiencia de aleta adiabática en su sección media, aire perfectamente mezclado en la dirección entre tubos y la consideración como despreciable de la conducción longitudinal bidimensional en tubo y aletas. El modelo Fin2D se desarrolló con la idea de comprobar la validez de estas hipótesis y por tanto podía tener en cuenta todos los fenómenos mencionados. Por la formulación usada Fin2D necesitaba una malla muy detallada en la superficie aleteada, resultando como principal inconveniente elevados tiempos de simulación.

Los autores han trabajado en adaptar el modelo Fin2D para poder calcular un intercambiador con un número cualquiera de tubos, así como poder definir libremente la circuitería. También se ha tenido que

modificar la formulación del problema con el fin de reducir el tiempo de simulación. Las principales modificaciones del modelo Fin1Dx3, usado para este trabajo, respecto su anterior versión Fin2D, son:

- Consideración como despreciable de la conducción longitudinal en las aletas, a lo largo de la dirección del flujo de aire. Esto es una buena aproximación en la mayoría de aletas, pues suelen disponer de cortes transversales al avance del aire, como es el caso de las aletas louvered.
- Uso de una función compuesta continua para la temperatura de la aleta. Este es el principal cambio frente al Fin2D. Se basa en la solución para el caso de una aleta de temperaturas conocidas en su base y extremo. De esta forma el cálculo de la aleta solo depende de las temperaturas de sus extremos, reduciendo enormemente el tamaño de malla requerido y reduciendo un orden de magnitud el tiempo de cálculo de un mismo caso.

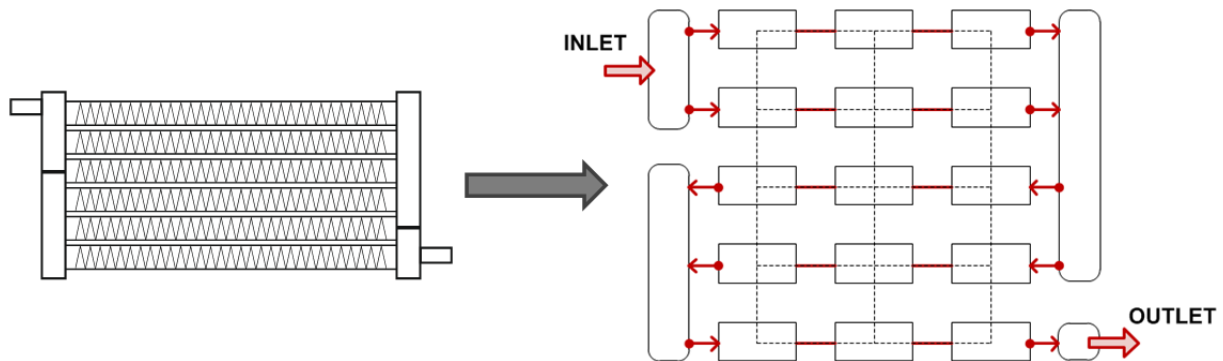


Figura 2: Discretización en segmentos de un intercambiador de calor de microcanales de 3 pasos.

3. Estudios de simulación

Para la elección del intercambiador a estudiar, y de las condiciones de operación en que se va a hacer, se ha escogido como referencia el usado en [8], que se corresponde con un intercambiador de microcanales destinado a la automoción, funcionando con CO_2 como refrigerante en condiciones supercríticas. Originalmente este intercambiador consta de 3 pasos y un total de 34 tubos. En el presente trabajo se desea variar el número de pasos, llegando al caso límite de un serpentín de tubos. En el caso del serpentín de tubos se va a producir una gran reducción del área de paso del refrigerante así como un aumento de longitud a recorrer por el mismo respecto el caso de un único paso. Por lo tanto, si se mantuviese el mismo gasto másico de refrigerante que en el caso de un solo paso, las pérdidas de presión serían tales que situarían tal caso fuera de la práctica. Por estos motivos, partiendo de la base del intercambiador de [8] se han redimensionado ciertas dimensiones del mismo, resultando la geometría final que se lista en la tabla 1.

Tabla 1: Características geométricas del intercambiador de calor usado en los estudios.

Área frontal (cm^2)	242.5	Área lado refrigerante (cm^2)	609
Área lado aire (cm^2)	6465	Número total de tubos	12
Longitud (mm)	192	Profundidad (mm)	16.5
Tipo aleta	Louvered	Separación entre aletas (mm)	1.15
Número de canales	11	Diámetro del canal (mm)	0.79
Espesor tubo (mm)	0.43	Altura aleta (mm)	8.89
Espesor aleta (mm)	0.1		

En cuanto a las condiciones de funcionamiento se ha escogido las correspondientes al test nº 2 de [8]. Se han escogido estas, por corresponder al del ensayo de mayor potencia térmica disipada, y por ello interesante para mejorar. Al haber modificado el número total de tubos y ciertos valores de la geometría, se introducen cambios a los gastos máxicos originales, resultando como condiciones finales las mostradas en la tabla 2.

Tabla 2: Condiciones de operación para los casos simulados.

Gasto máxico CO ₂ (g/s)	Presión CO ₂ (kPa)	Temperatura entrada CO ₂ (°C)	Gasto máxico aire (g/s)	Temperatura entrada aire (°C)
5.64	10792	138.6	87.3	43.5

3.1. Variación del número de pasos

Para estudiar el número de pasos, se parte del intercambiador descrito anteriormente con un solo paso y se le va aumentando el número de pasos progresivamente hasta llegar al número máxico de tubos, caso que se corresponde con una configuración de serpentín. A modo de ejemplo, la Fig. 3 muestra los esquemas de los intercambiadores correspondientes a 3 y 12 pasos. Además se va a estudiar la circuitería en dos escenarios distintos: para una velocidad del aire de 3 m/s y para 1 m/s. Los resultados se muestran en la Fig 4.

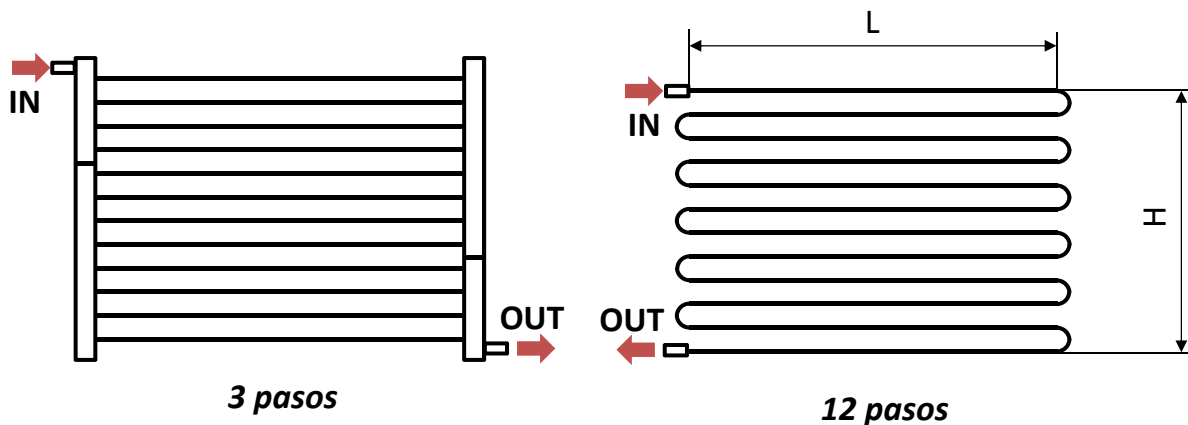


Figura 3: Esquemas de los intercambiadores usados en las simulaciones para 3 pasos y 12 pasos.

En primer lugar, la Fig. 4 muestra cómo cuanto mayor es la velocidad del aire mayor es la capacidad intercambiada, debido a dos motivos: dado que la geometría es constante, mayor velocidad se consigue con mayor gasto máxico resultando más calor intercambiado; cuanto mayor sea la velocidad del aire mayor será el coeficiente de transmisión de calor y por tanto mejor será la transmisión de calor.

Para cada una de las velocidades la tendencia del calor intercambiado cuando se varía el número de pasos es idéntica. Esta tendencia muestra como a medida que se ponen más pasos, la transmisión de calor aumenta. Lo que está sucediendo es que al aumentar el número de pasos, dado que el gasto de refrigerante es siempre el mismo, se va reduciendo el área de paso del refrigerante y por tanto aumentando la velocidad del mismo. Este aumento de velocidad provoca el aumento del coeficiente de transmisión de calor del lado del refrigerante, siendo ésta la principal causa de que un aumento del número de pasos siempre proporcione una mejora en la eficiencia del intercambiador de calor. Dado que es monofásico la tendencia es asintótica, si existiera cambio de fase la situación cambiaría debido a las pérdidas de presión, como se explica más abajo.

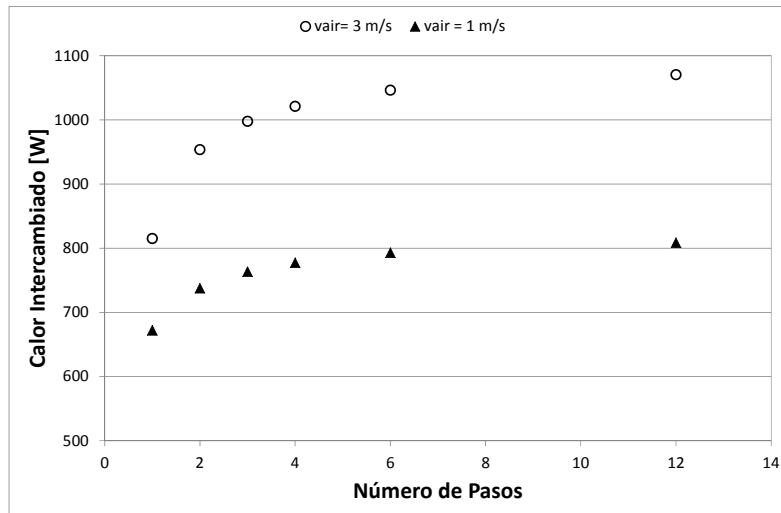


Figura 4: Potencia térmica intercambiada cuando se varía el número de pasos de refrigerante para dos velocidades del aire: 1 m/s y 3 m/s.

En cuanto a la caída de presión del lado del refrigerante, a mayor número de pasos, mayor será la caída de presión, pues conforme aumenta el número de pasos aumenta la velocidad del refrigerante y además lo hace la longitud a recorrer por el mismo. Si estuviéramos trabajando con un condensador a medida que las pérdidas de presión aumentan, la temperatura de saturación irá descendiendo y por lo tanto la diferencia disponible de temperaturas entre ambos fluidos irá reduciéndose. Sin embargo, el aire no sufriría ningún cambio en la caída de presión al variar el número de pasos.

Esta influencia del número de pasos sobre el coeficiente de transmisión de calor y sobre la caída de presión hace que, para un condensador, exista un número óptimo de pasos para intercambiar calor con la máxima eficiencia tal y como se reporta en [2].

3.2. Influencia de los cortes en las aletas

Sobre el mismo intercambiador descrito en la tabla 1 y operando en las condiciones de la tabla 2, se han modelado unos cortes en todas las aletas, en la sección media de su altura a lo largo de la dirección del tubo. Tal como se describía en la introducción, ésta técnica ha sido bastante estudiada en la literatura.

La mayoría de los modelos asumen la aleta como cortada en su sección media, despreciando el calor por conducción entre tubos. Por ello, de forma numérica, pocos modelos pueden estudiar esta influencia.

Los resultados se muestran en la Fig. 5, donde se ha representado el incremento porcentual de calor intercambiado de la solución con aleta cortada respecto la que no la tiene cortada, cuando se varía el número pasos. Las condiciones estudiadas son exactamente las mismas del apartado anterior, por lo que la solución para el caso de aleta continua coincide con los mostrados en la Fig. 4.

La Fig. 5 muestra nuevamente como las tendencias para velocidades distintas son exactamente las mismas, incluso en la localización del máximo. Si analizamos una de ellas, se observa como el calor disipado por el intercambiador con las aletas cortadas es siempre mayor al de no cortar las aletas. Tan solo coinciden en valor cuando el número de pasos es uno, que es cuando el problema es totalmente simétrico, no existiendo diferencia de temperatura entre tubos y siendo por tanto perfectamente válida la hipótesis de aleta de extremo adiabático.

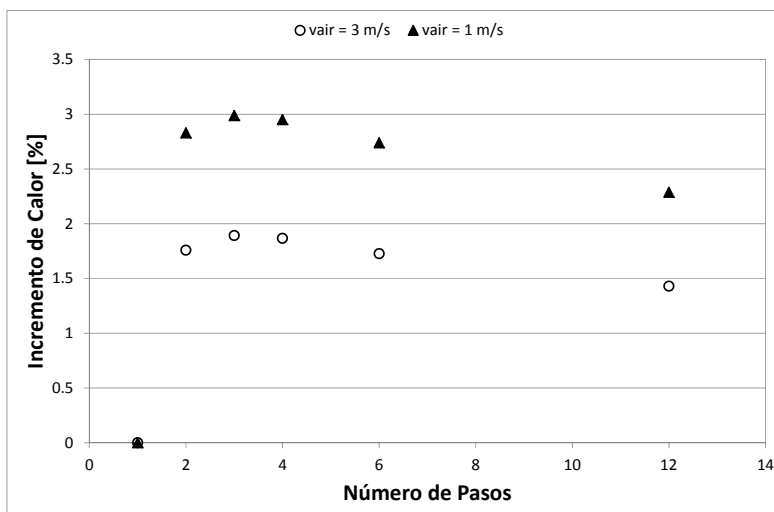


Figura 5: Diferencia porcentual del calor intercambiado con aletas cortadas respecto el intercambiado con aletas continuas, cuando se varía el número de pasos para dos velocidades de aire: 1 m/s y 3 m/s.

En este caso el máximo potencial de mejora es para 3 pasos. El valor de esta mejora depende de la velocidad del aire (o de su gasto másico cuando el área frontal es fija), siendo mayor cuanto menor es la velocidad, conclusión que coincide con los estudios realizados en [4]. En cualquier caso, la mejora máxima que se puede conseguir en un intercambiador de las características estudiadas es del 3%, siendo un valor bajo. Estos resultados coinciden con los medidos por [6] en un serpentín con CO₂, que fueron mejoras de hasta 3.9 % en la capacidad intercambiada.

3.3. Variación de la relación de aspecto en un serpentín

Cuando se diseña un intercambiador de calor de estas características, el área de transmisión de calor del lado del aire viene determinada por aquella para satisfacer una demanda térmica, mientras que el área frontal viene determinada por la caída de presión admisible en lado del aire. Una vez fijadas estas áreas, existen diversas combinaciones del número de pasos y longitud de cada paso que satisfacen tales restricciones. De la geometría de este tipo de intercambiadores se deduce fácilmente que fijar el área del lado del aire y la frontal equivale a imponer un producto $N \cdot L$ constante, donde N es el número de pasos y L la longitud de cada uno de ellos.

Se define como relación de aspecto el cociente L/H (cotas mostradas en la Fig. 3). Al tratarse de un intercambiador de serpentín, hablar de número de pasos es lo mismo que hablar del número total de tubos. Por lo tanto, como consecuencia de imponer $N \cdot L$ constante, al cambiar el número de pasos o tubos lo hará la longitud y la altura, variando por tanto L/H . El intercambiador del que se parte es el descrito en la tabla 1 y las condiciones son las correspondientes a las de la tabla 2 en todas las simulaciones.

Los resultados del estudio se muestran en la Fig. 6. Es importante destacar que este tipo de estudios solo es posible realizarlos con modelos que tengan en cuenta la conducción de calor entre tubos, pues de lo contrario la solución de variar la relación de aspecto (manteniendo constantes las áreas de aire y la frontal) sería siempre la misma si se usa un modelo que asume la eficiencia de aleta adiabática en el extremo, tal y como se observa en la figura para el caso de aleta cortada. Para la configuración si cortar, la figura muestra como la variación del L/H , en la escala logarítmica, influye notablemente obteniendo importantes variaciones en la eficiencia. Los valores extremos L/H mostrados en la figura se corresponden a variar el número de tubos entre $N=2$ (mayor L/H) y $N=16$ (menor L/H). A la vista de los resultados, en cuanto a eficiencia, es preferible intercambiadores de serpentín con muchos tubos cortos que con pocos tubos largos. Es interesante ver como cuando se varía la relación de aspecto, la asíntota parece estar en el calor que intercambiaría el intercambiador si tuviese las aletas cortadas. Por lo tanto la relación de aspecto que maximiza el calor intercambiado es aquella que tiende a eliminar la conducción entre tubos a través de las aletas.

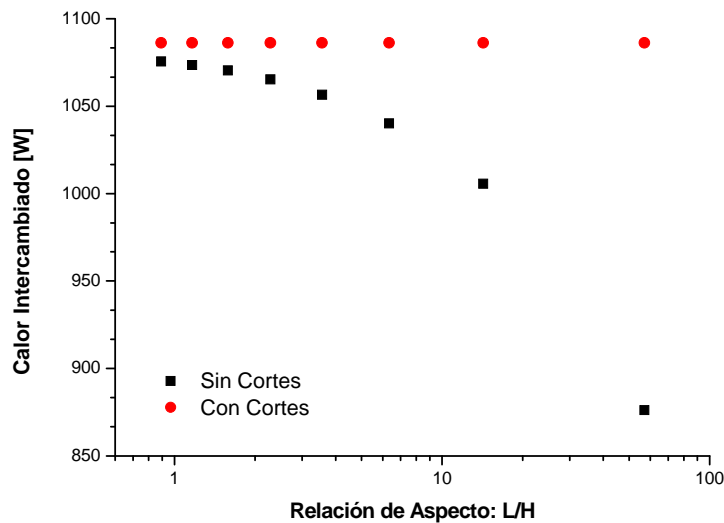


Figura 6: Potencia térmica intercambiada cuando se varía la relación de aspecto, con aleta cortada y sin cortar.

4. Conclusiones y consideraciones finales

En el trabajo se ha introducido un modelo desarrollado por los autores para intercambiadores de microcanales, que es capaz de modelar cualquier circuitería y que no supone como nulo el calor por conducción entre tubos, como hace gran número de modelos existentes en la literatura.

Con el uso de este modelo, para un enfriador de gas de CO₂ en condiciones transcíticas, se ha estudiado la influencia de parámetros de diseño tales como: el número de pasos, el efecto de cortar las aletas para distintos números de pasos y la relación de aspecto (L/H) en el caso de un serpentín. Las conclusiones de dichos estudios, en tales condiciones, han sido:

- En un intercambiador monofásico, dadas unas dimensiones fijas del intercambiador, cuanto mayor es el número de pasos mayor es la capacidad, siendo asintótica la tendencia. Por el contrario, esto también implica un aumento de la caída de presión del lado del refrigerante.
- Los cortes en las aletas siempre representan una mejora en la eficiencia del intercambiador, existiendo un número de pasos óptimo en el que el corte en las aletas maximiza la capacidad intercambiada. Las mejoras máximas que se han encontrado son del 3 %. Cuanto menor es la velocidad del aire por el intercambiador mayor es el potencial de mejora mediante esta técnica. Tan solo cuando existe un único paso, la mejora es nula.
- En el caso de un serpentín la relación de aspecto que maximiza la eficiencia del intercambiador es la correspondiente a un elevado número de tubos de poca longitud. En cualquier caso, la máxima eficiencia a la que se puede aspirar es la correspondiente a tener las aletas cortadas, sea cual sea la relación de aspecto.

Resaltar que para realizar, de forma numérica, los estudios correspondientes a los apartados 3.2 y 3.3, solo es posible hacerlo con un modelo que tenga en cuenta la conducción de calor entre tubos.

5. Agradecimientos

El trabajo de Santiago Martínez-Ballester fue cubierto por el Ministerio de Educación de España, bajo el programa de formación de profesorado universitario (FPU).

6. Referencias

- [1] MARTÍNEZ-BALLESTER, S. CORBERÁN, J.M. GONZÁLVEZ-MACIA, J., DOMANSKI, P.A. "Analysis of Segment-by-Segment ϵ -NTU Modelling of a Minichannel CO₂ Gas-Cooler". *13th International Refrigeration and Air-Conditioning conference at Purdue University (Indiana, USA, de 12 a 15 de Julio 2010)*.
- [2] SHAO, L.L. YANG, L. ZHANG, C.L. GU, B. *Numerical Modeling of Serpentine Microchannel Condensers*. International Journal of Refrigeration, 2009, vol. 32 (6), pp. 1162-1172.
- [3] DOMANSKI, P.A., CHOI, J.M., PAYNE, W.V. "Longitudinal Heat Conduction in Finned-Tube Evaporator". *22nd IIR International Congress of Refrigeration, Beijing, China, 2007*.
- [4] SINGH, V. AUTE, V. RADERMACHER R. *Investigation of Effect of Cut Fins on Carbon Dioxide Gas Cooler Performance*. HVAC&R Research, 2010, vol. 16 (4), pp. 513-527.
- [5] ZILIO, C., CECCHINATO, L., CORRADI, M., SCHIOCHET, G. *An Assessment of Heat Transfer Through Fins in a Fin-and-Tube Gas Cooler for Transcritical Carbon Dioxide Cycles*. HVAC&R Res. J, 2007, vol. 13 (3), 457-469.
- [6] PARK, C.Y. HRNJAK, P. *Effect of Heat Conduction through the Fins of a Microchannel Serpentine Gas Cooler of Transcritical CO₂ System*. International Journal of Refrigeration, 2007, vol. 30 (3), pp. 389-397.
- [7] ASINARI, P., CECCHINATO, L., FORNASIERI, E. *Effects of Thermal Conduction in Microchannel Gas Coolers for Carbon Dioxide*. Int. J. Refrigeration, 2004, vol. 27(6), 577-586.
- [8] YIN J.M., BULLARD C.W., HRNJAK P.S. *R-744 Gas Cooler Model Development and Validation*. Int. J. Refrigeration, 2001, vol. 24 (7), 692-701.