

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



Metodología para la Validación de Correlaciones de los Coeficientes de Intercambio de Calor en Condensadores de Tubos aleteados

Alessandro Pisano^{1*}, Santiago Martínez-Ballester¹, José Miguel Corberán¹, Fernando Hidalgo Monpeán², Ferdando Illán Gómez², J-Ramon García Cascales²

¹Universitat Politècnica de València, Instituto de Ingeniería Energética, Camino de Vera, s/n, Valencia, 46022, España.

²Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, C/Dr. Fleming, s/n, Cartagena, 30202, Murcia, España.

* Autor Correspondiente: Tel.: +34 963879120, Fax: +34 96389126, Correo electrónico: apisano@iie.upv.es (A. Pisano).

Keywords: Validación, Condensador, Coeficiente de intercambio de calor, Caída de presión

Introducción

En numerosas aplicaciones tecnológicas como la refrigeración y el aire acondicionado o en los sectores automovilístico y de producción de la energía, la necesidad de intercambiar calor entre fluidos a diferentes temperaturas juega un rol fundamental. Esta tarea está realizada por los intercambiadores de calor y, en particular cuando unos de los fluidos es aire, por los intercambiadores de tubos aleteados o de minicanales.

El diseño o la optimización de un intercambiador pueden ser realizadas experimentalmente, metodología caracterizada por sus altos costes y largos tiempos de ejecución, o utilizando avanzadas herramientas de simulación basados en adecuados modelos analíticos.

Algunos autores [1,2] han ya demostrado que los fenómenos observados durante la condensación pueden ser bien descritos por medio de modelos semi-experimentales. Estos requieren la aplicación de apropiadas correlaciones para al cálculo de los coeficientes de intercambio de calor y de caída de presión en ambos los lados del intercambiador.

La mayoría de los modelos [1,3-10] para el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor distinguen el flujo bifásico en dos macro-categorías: flujo estratificado y flujo anular. Tras la revisión de ulteriores trabajos [11,12-19], de acuerdo con la complejidad de las correlaciones y de las condiciones experimentales, las correlaciones propuestas por Cavallini *et al.* [3,4], Dobson-Chato [5], Shah [6] and Thome *et al.* [7] se consideraron las más interesantes de comparar y discutir en el presente artículo.

De la misma manera, los modelos propuestos por Granryd *et al.* [12], Wang *et al.* [20] y una versión modificada [21] se consideraron los más interesantes por el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor lado aire.

La discusión está apoyada por un trabajo experimental que incluye una campaña de ensayos diseñada para cubrir un largo rango de puntos de funcionamiento de un intercambiador de tubos aleteados. Dos diferentes metodologías de validación se han comparado analizando los resultados por medio de parámetros estadísticos como: error medio (EM), desviación estándar

(SD) y error cuadrático medio (MSE). Las usuales condiciones de contorno para la validación de un modelo [22-26], definidas por las condiciones termodinámicas de entrada al condensador, la temperatura de saturación y el caudal de refrigerante, se remplazaron por el subenfriamiento, temperatura de entrada al condensador y el caudal de refrigerante. Utilizando la metodología de validación tradicional, el calor y el subenfriamiento son considerados como parámetros de validación, mientras que, utilizando las nuevas condiciones de contorno, la validación del modelo se realiza comparando la temperatura de saturación y calor.

Como será explicado luego, la nueva metodología además permite un preciso ajuste del modelo alcanzando altos niveles de acuerdo con los datos experimentales sin la aplicación de algún factor de corrección.

Trabajo experimental

La unidad de ensayo es un intercambiador de tubos aleteados caracterizado por dos circuitos asimétricos (Tabla 1) y montado en una tradicional bomba de calor aire-agua funcionando con R134a.

Tabla 1: Datos técnicos del condensador

Dimensiones generales	Numero de filas	3
	Numero de tubos por fila	19
	Espesor del intercambiador [m]	0.45
	Distancia long. [mm]	21.9
	Distancia trasv. [mm]	25.35
	Numero de circuitos	2
Datos de los tubos	Material de los tubos	Cobre
	Diámetro externo [mm]	9.52
	Espesor del tubo [mm]	0.813
	Superficie interna	Liso
Datos de las aletas	Espesor [mm]	0.1
	Paso [mm]	2.6
	Tipo	Plano
	Material	Aluminio

Este sistema es además equipado con un compresor hermético de velocidad variable, un evaporador de placas y una válvula electroestática cual dispositivo de expansión. A la salida de condensador, un acumulador impone las condiciones de saturación y una válvula de 4-vías permite la inversión del ciclo modificando la modalidad de funcionamiento del intercambiador. Las pruebas con subenfriamiento diferente de cero se ejecutaron excluyendo el acumulador y modificando manualmente la carga de refrigerante hasta llegar al valor deseado.

Las temperaturas se han medido por medio de termopares a la entrada y la salida del intercambiador en ambos sus lados. Transductores diferenciales permiten la evaluación de la caída de presión de aire y refrigerante, mientras que un caudalímetro (Coriolis) provee a la medición del caudal másico de R134a.

La campaña experimental ha sido planteada para cubrir un amplio abanico de condiciones de funcionamiento. Los parámetros variables han estado divididos en dos categorías: variables internas y externas. El primer grupo está formado por temperatura de entrada del aire [20-46°C]



y velocidad del aire [1.5-4 m/s]. El segundo incluye el caudal de refrigerante [50.4-82.2 m³/h] y diferentes valores del subenfriamiento [0-5-10°C].

Resultados

El software comercial IMST-ART [21] ha sido utilizado como herramienta para predecir las prestaciones del intercambiador objeto del estudio y por lo tanto la validación de su modelo es el objetivo del presente trabajo. El modelo se basa en el Método de los Volúmenes Finitos para discretizar el intercambiador y resuelve el sistema de ecuaciones por medio del método SEWTLE propuesto por Corberán *et al.* [27].

Tabla 3: Valor de los coeficientes mantenidos constantes

Correlación objeto del análisis	HTC _{Flujo bifásico} [W/m ² K]	HTC _{Aire} [W/m ² K]	PD _{Flujo bifásico} [Pa/m]	PD _{Aire} [Pa/m]
HTC _{Flujo bifásico} [W/m ² K]	Correl. analizada	56.62; 77.33 87.21; 110.09	Valor exp.	Valor exp.
HTC _{Aire} [W/m ² K]	Eq. (1)	Correl. analizada	Valor exp.	Valor exp.
PD _{Flujo bifásico} [Pa/m]	Eq. (1)	56.62; 77.33 87.21; 110.09	Correl. analizada	Valor exp.

El estudio de validación será presentado comparando los resultados conseguidos con diferentes correlaciones para calcular los coeficientes de intercambio de calor del aire y del refrigerante. Con el fin de aislar los efectos de cada correlación, cuando una de estas está estudiada, los restantes coeficientes de intercambio de calor y caída de presión se consideran constantes. Existe, pero, solo una excepción. Estudiando los coeficientes de intercambio de calor del refrigerante y del aire, los que se utilizan en la zona donde el refrigerante no está cambiando de fase se consideran siempre calculados por los modelos de Gnielinsky [28] y Churchill [29]. Esta decisión se ha tomado en cuanto tales correlaciones se consideran suficientemente precisas para el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor monofásico convectivo dentro de tubos caracterizados por secciones transversales circulares.

El valor constante de los coeficientes es el resultado de un inicial pre-ajuste del modelo mediante apropiados factores de ajuste. El factor de intercambio de calor bifásico fue obtenido utilizando la siguiente ecuación:

$$HTC_{Bifásico} = \left(HTC_{Medio} - \frac{A_{Monofásico}}{A_{TOT}} HTC_{Monofásico} \right) / \left(\frac{A_{Bifásico}}{A_{TOT}} \right) \quad (1)$$

Donde el HTC_{Medio} y las áreas parciales de intercambio de calor han sido determinada por el modelo ajustado. Símilmente, también los coeficientes de intercambio de calor lado aire (Tabla 3) se determinaron para cada velocidad experimental del aire (1.5, 2.5, 3.2 y 4 m/s).

Viceversa, cuando el calor intercambiado es subestimado, el modelo no puede determinar de forma correcta las condiciones a la salida del intercambiador. De hecho, aunque el modelo devuelve un valor del subenfriamiento nulo, el refrigerante sale del intercambiador con un título de vapor diferente de cero.

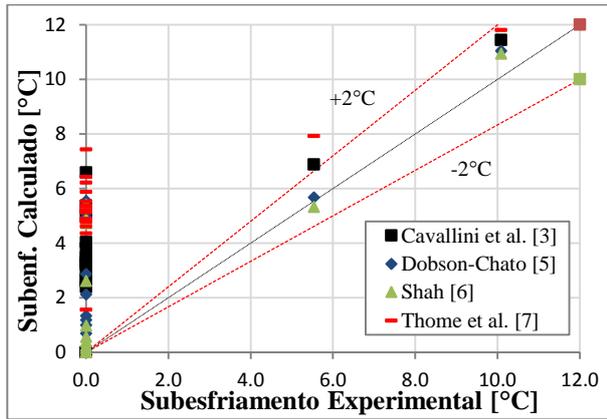


Figura 3: Subenfriamiento experimental contra subenfriamiento calculado

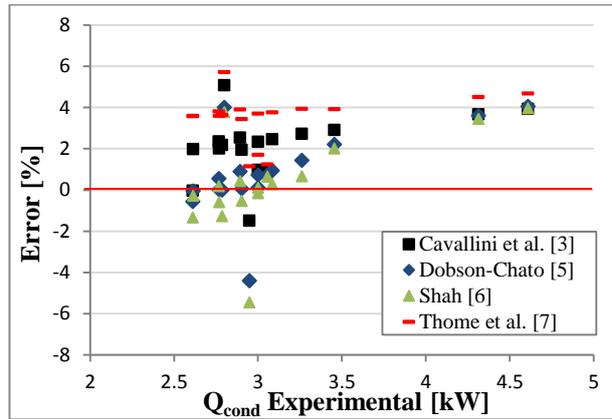


Figura 4: Error cometido en la evaluación del calor intercambiado

Este resultado representa la mayor desventaja de la aplicación esta metodología de validación. Cada correlación no será analizada en todo el intervalo de títulos de vapor y, de consecuencia, una parte de información útil por la comparación será perdida. Por ejemplo, una correlación que subestima el coeficiente de intercambio de calor en un alto intervalo de títulos de vapor, podría portarse todavía peor cuando el título de vapor está próximo a cero.

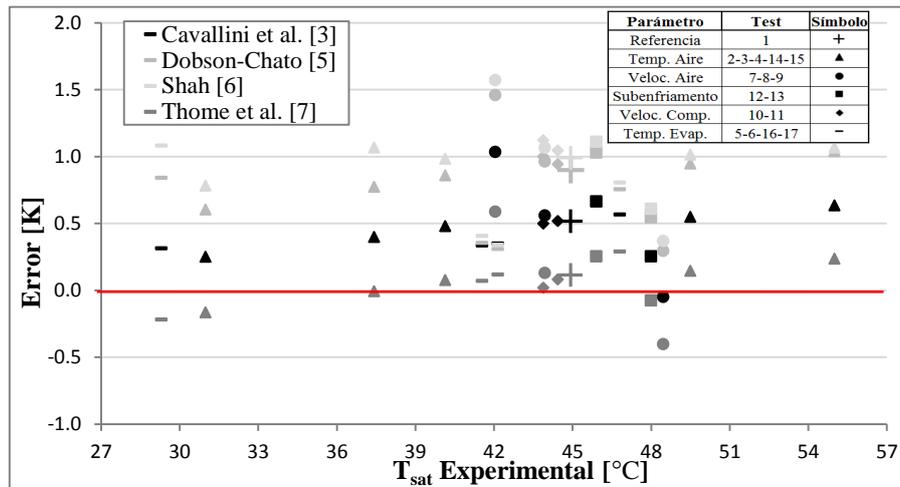


Figura 5: Comparación entre temperatura de saturación calculada y experimental

Este comportamiento de la correlación podría ser difícilmente detectable con efectos negativos también sobre todo y el cálculo de la fracción de vacío y entonces de la carga de refrigerante contenida en el intercambiador.

El objetivo de una correlación de condensación para la simulación de un intercambiador de calor es predecir correctamente las prestaciones globales además del valor local del coeficiente de intercambio de calor.

En aplicaciones prácticas, ninguno condensador trabaja sin alcanzar las condiciones de saturación a la salida, por lo tanto, los autores proponen de utilizar otro conjunto de condiciones de contorno como: la temperatura de entrada al condensador, el caudal de refrigerante y el subenfriamiento.

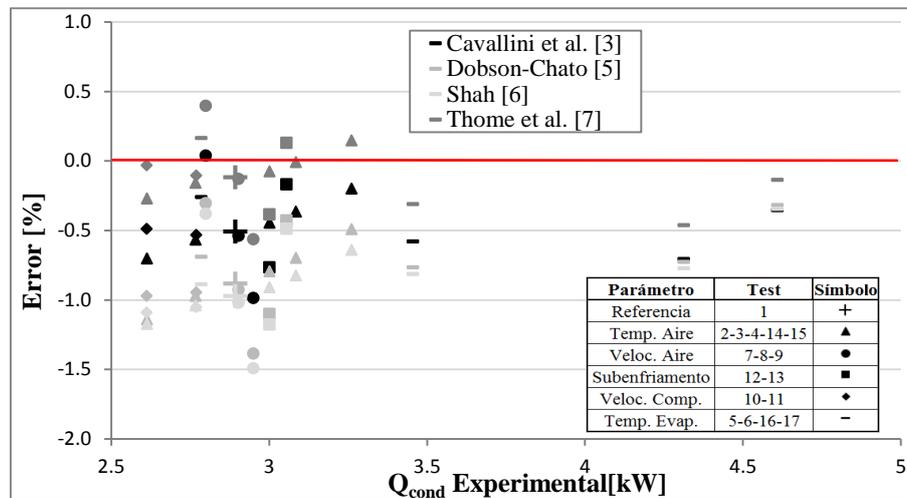
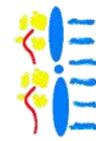


Figura 6: Comparación entre calor intercambiado calculado y experimental

En esta manera, cada correlación es testada en todo el intervalo de títulos de vapor evitando la pérdida de información. Los resultados obtenidos están representados en las Figuras 5 y 6.

Tabla 4: Análisis de los resultados: correlaciones lado refrigerante

	Cavallini et al. [3]		Dobson-Chato [5]		Shah [6]		Thome et al. [7]	
	T _{cond} [°C]	Q _{cond} [%]						
ME	-0.63	0.57	-0.30	0.26	-0.19	0.16	-1.02	0.93
SD	0.354	0.347	0.466	0.445	0.489	0.463	0.308	0.297
MSE	0.51	0.0005	0.29	0.0004	0.26	0.0003	1.13	0.0010

En las mismas figuras, se puede observar que la variación de la temperatura del aire no afecta negativamente la prestación del modelo, de hecho, aunque el error asuma diferentes amplitudes, esto se queda bastante constante utilizando de las diferentes correlaciones. Variaciones de subenfriamiento, de la velocidad del compresor y de la temperatura de evaporación causan variaciones del caudal de refrigerante, pero no afectan negativamente a la amplitud y tendencia de error. Diferentemente, el modelo parece muy sensible a variaciones de la velocidad del aire. Este comportamiento enfatiza una incorrecta evaluación de los coeficientes de intercambio de calor del aire. Esta observación es suportada por el hecho que el máximo error se alcanza cuando la velocidad del aire es la más baja. En este momento, la resistencia térmica global es dominada por el aire y por lo tanto el coeficiente de intercambio de calor lado refrigerante tiene menor efecto en la determinación del error.

Al fin de cuantificar la idoneidad de una o de otra correlación, algunos parámetros cualitativos han sido definidos. Como mostrado en Tabla 4, el análisis de los resultados ha sido realizado en términos de error medio (ME), desviación estándar (SD) y error cuadrático medio (MSE).

Aunque el error medio pueda aparecer el parámetro más importante, realmente, la desviación estándar juega un rol fundamental en la evaluación de las correlaciones. De hecho, si el error medio es fuertemente influenciado por los valores del coeficiente de intercambio de calor lado



aire, la desviación estándar da una importante información sobre la capacidad del modelo de interpretar las tendencias de los datos experimentales. Tras estas consideraciones, la correlación de Thome *et al.* [7] logra los mejores resultados.

El mismo análisis de los coeficientes de intercambio de calor del lado del aire ha sido realizado según cuanto dicho en Tabla 3. Los resultados están representados en Figura 7 y 8.

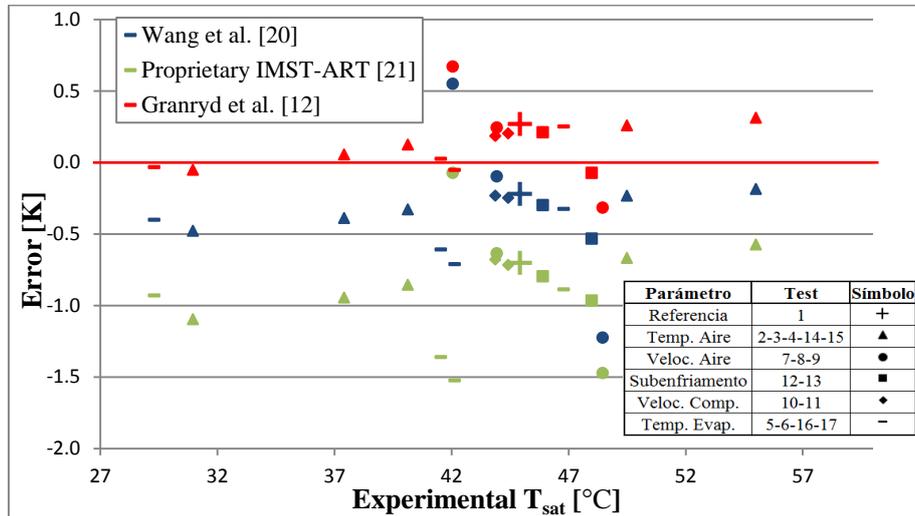


Figura 7: Comparación entre temperatura de saturación calculada y experimental

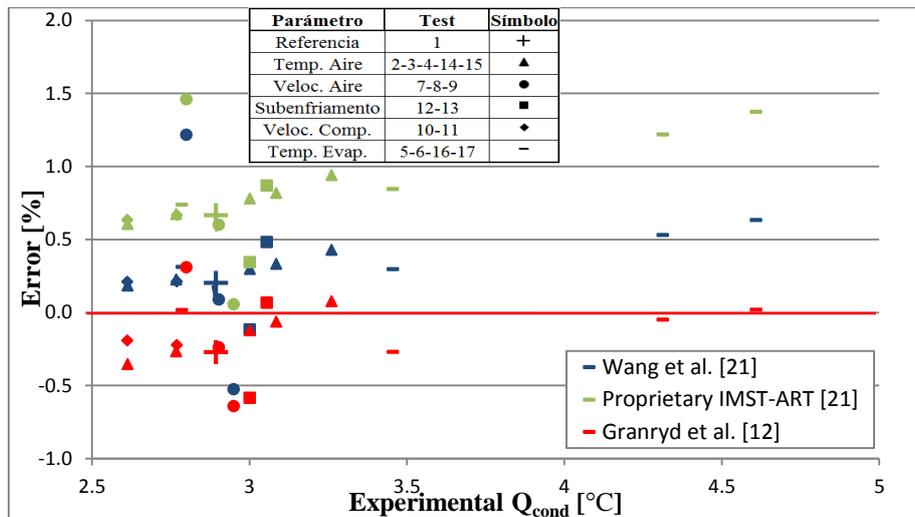


Figura 8: Comparación entre calor intercambiado calculado y experimental

También en este caso, el modelo parece más sensible a las variaciones de la velocidad del aire mientras que la tendencia del error se queda prácticamente constante cambiando los otros parámetros experimentales.

Como mostrado en Tabla 5, el modelo propuesto por Granryd *et al.* [12] permite obtener el mejor acuerdo con los datos experimentales: ambos error medio y desviación estándar están caracterizados por lo valor mínimos si comparados con aquellos obtenido por medio de las otras correlaciones.



Tabla 5: Análisis de los resultados: correlaciones lado aire

	Wang et al. [20]		Proprietary [21]		Granryd et al. [12]	
	T _{cond} [°C]	Q _{cond} [%]	T _{cond} [°C]	Q _{cond} [%]	T _{cond} [°C]	Q _{cond} [%]
ME	-0.351	0.295	-0.875	0.783	0.135	-0.163
SD	0.351	0.354	0.355	0.344	0.217	0.239
MSE	0.239	0.0002	0.885	0.001	0.062	0.0001

El último paso de la validación incluye la repetición de las simulaciones aplicando al mismo tiempo el modelo de Granryd *et al.* [12] para evaluar el coeficiente de intercambio de calor lado aire y el modelo de Thome *et al.* [7] para determinar el mismo coeficiente lado refrigerante.

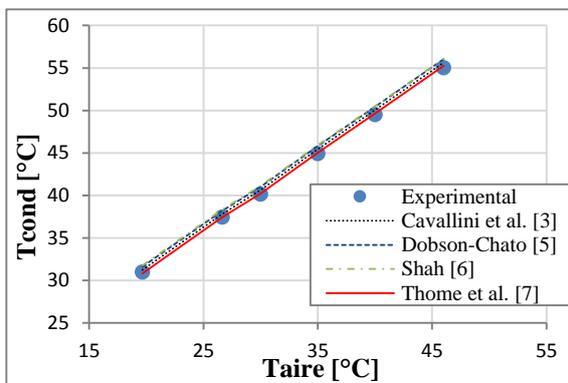


Figura 9: Temperatura de condensación en función de la temp. del aire

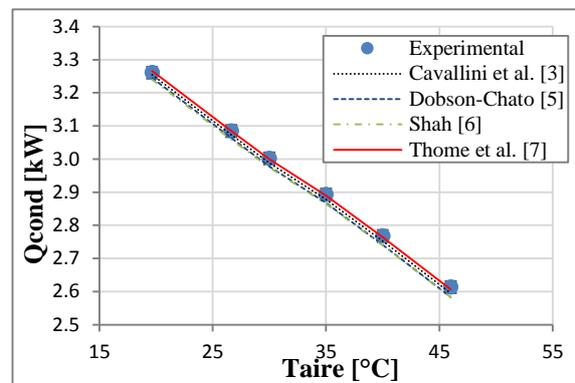


Figura 10: Calor intercambiado en función de la temperatura del aire

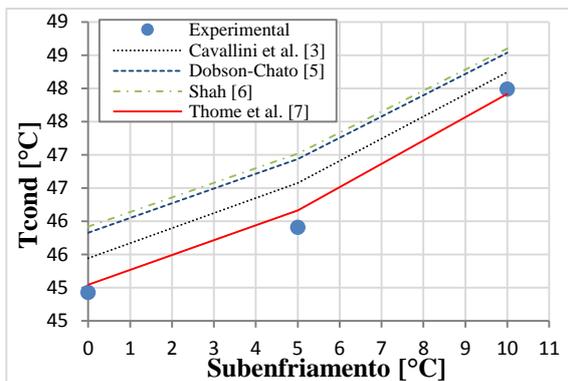


Figure 11: Temperatura de condensación en función del subenfriamiento

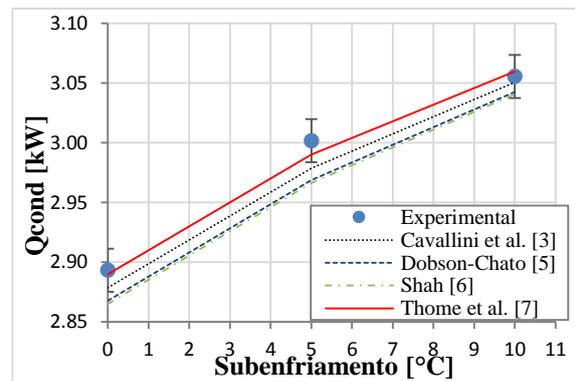


Figure 12: Calor intercambiado en función del subenfriamiento

Un vez aplicados estos modelos, con el fin de demostrar el mejor acuerdo con los datos experimentales, en las siguientes figuras los resultados están comparados con aquellos obtenidos utilizando algunas de las otras correlaciones analizadas. La comparación permite diferenciar los efectos sobre las prestaciones del modelo de la temperatura del aire (Figuras 9 y 10), del subenfriamiento (Figuras 11 y 12), de la velocidad del compresor (Figuras 13,14) y de la velocidad del aire (Figuras 15 y 16).



En este caso, el error medio y la desviación estándar asumen los valores de 0.8-0.221°C en términos de temperatura de condensación y 0.11-0.245% en calor. Estos resultados muestran que el modelo se puede ajustar sin ningún factor adicional y sólo seleccionando apropiadamente el conjunto de correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. De hecho, en todos los puntos de funcionamiento de la bomba de calor, el modelo es capaz de interpretar con buena aproximación el conjunto de datos experimentales y conseguir niveles de aproximación muy altos.

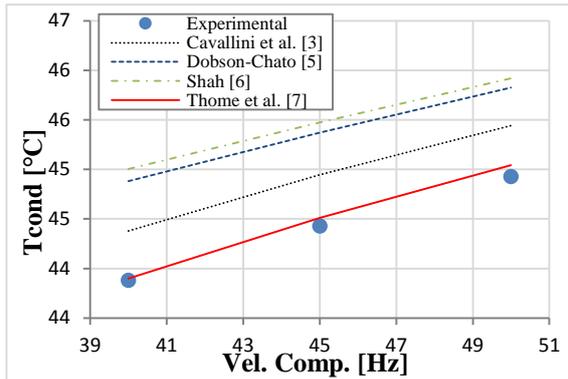


Figure 13: Temperatura de condensación en función de la velocidad del compresor

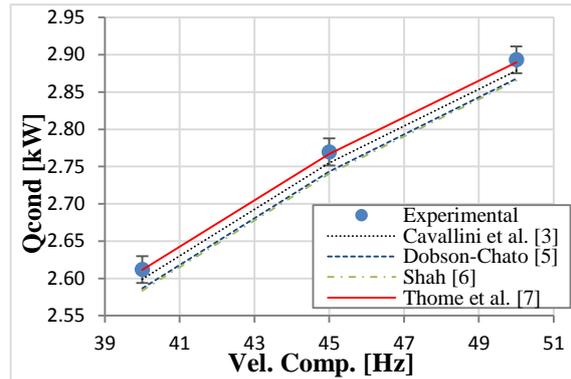


Figure 14: Calor intercambiado en función de la velocidad del compresor

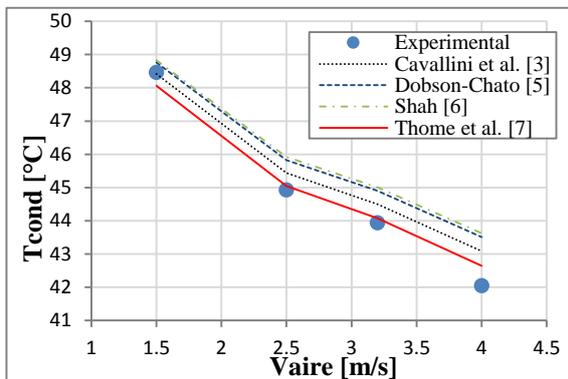


Figura 15: Temperatura de condensación en función de la velocidad

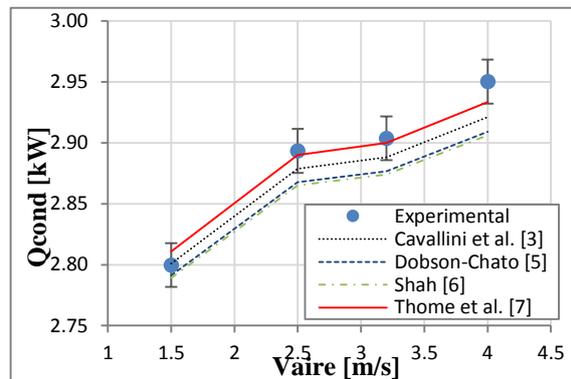


Figura 16: Calor intercambiado en función de la velocidad del aire

Conclusiones

En este trabajo, una discusión sobre la metodología de validación de diferentes correlaciones para el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor durante la condensación ha sido realizada. Los límites de la metodología tradicional han sido puestos de relieve y una diferente metodología ha sido propuesta, eligiendo un diferente conjunto de condiciones de contorno: temperatura de entrada, subenfriamiento y caudal de refrigerante se han asignados en lugar de condiciones de entrada, condiciones de saturación y caudal de refrigerante. La influencia de cada correlación para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se ha evaluado en términos de temperatura de condensación y calor. Una campaña de ensayos ha permitido determinar los factores que afectan negativamente la predicción del modelo, el que se

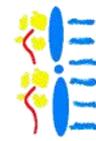
demuestra ser muy sensible a variaciones de la velocidad del aire con respecto a aquellas de temperatura, subenfriamiento y de caudal de refrigerante.

Tras el análisis gráfico del error, los resultados han sido además discutidos in términos de índices estadísticos como: Error medio, Error Cuadrático Medio y Desviación Estándar. Los resultados pueden resumirse como sigue:

- El parámetro estadístico más importante es la desviación estándar en lugar del error medio.
- La desviación estándar mínima se ha obtenido aplicando los modelos propuestos por Thome *et al.* [7] para el cálculo de los coeficientes de intercambio de calor en el lado refrigerante y por Granryd *et al.* [12] para el cálculo del mismo coeficiente en el lado de aire.
- La aplicación de estos dos modelos permite alcanzar un muy buen acuerdo entre los datos experimentales y los resultados del modelo evitando el uso de factores de ajuste. La temperatura de condensación se calcula con un error de $\pm 0,22^\circ\text{C}$, mientras que, el error en términos de calor cae en una banda de $\pm 0,24\%$.

Referencias

1. Cavallini, A., Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings sixth International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, p. 309-313.
2. Briggs, A., Rose, J.W., 1994, Effect of fin efficiency on a model for condensation heat transfer on a horizontal, integral-fine tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, p. 457-463.
3. Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L., 2001. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants in a horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, p. 73-87.
4. Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto L., 2002, In-tube condensation of halogenated refrigerants, *ASHRAE Trans.*, 108 (1), pp. 146–161.
5. Dobson, M.K., Chato J.C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *J. Heat transfer*, 120, p. 193-213.
6. Shah, M.M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, p. 547-556.
7. Thome, J.R., El Hajal, J., Cavallini A., 2003, Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, p. 3365-3387.
8. Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P., 1995, Heat transfer during forced convection inside horizontal tube, *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, p. 210-214.
9. Akers, W.W., Deans, H.A. Crosser, O.K., 1959, Condensation Heat transfer within horizontal tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 55, p. 171-176.
10. Haraguchi, H., Koyama S., Fujii T., 1994, Condensation of refrigerants HCFC22, HFC134a and HCFC123 in a horizontal smooth tube (2nd report, proposal of empirical expressions for local heat transfer coefficient), *Trans. JSME 60 (574)*, 245–252.
11. Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), 2010, *VDI Heat Atlas*, Second Edition, Springer.
12. Granryd, E., Ekroth, I., Lundqvist, P., Ake, M., Palm, B., Rohlin, P., 2003, *Refrigerating Engineering*, Department of Energy Technology, Royal Institute of technology, KTH, Stockholm.



13. Hewitt, G.F., 1998, *Heat Exchanger Design Handbook, part II*, Begel House, INC, New York.
14. Thome, J.R., 2004, *Wolverine Engineering Data Book III*, Wolverine tube, INC.
15. ASHRAE Handbook, 2013, Fundamentals, ASHRAE, Atlanta.
16. Boissieux, X., Heikal, M.R., Johns, R.A., 1999, Two-Phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part II: condensation, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, p. 345-352.
17. Dalkilic, A.S., Wongwises, S., 2009, Intensive literature review of condensation inside smooth and enhanced tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 52, p. 3409-3426.
18. Vera-García, F., García-Cascales, J.R., Corberán-Salvador, J.M., Gonzalves-Macia, J., Fuentes-Díaz, D. 2007, Assessment of condensation heat transfer correlations in the modelling of fin and tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration.*, Vol. 30, p. 1018-1028.
19. Wei, X., Fang, X., Shi, R. 2012, A comparative study of heat transfer coefficients for film condensation, *Energy Science and Technology*, Vol. 3, p. 1-9.
20. Wang, Chi-Chuan, Chi, Kuan-Yu, Chang, Chun-Jung, 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I-II, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 43, pp. 2681-2691/2693-2700.
21. IMST-ART, 2010, Simulation tool to assist the selection, design and optimization of refrigerator, <http://www.imst-art.com>.
22. Padilla, y., 2012. Experimentally validated models of refrigerant distribution in microchannel heat exchangers used to evaluate charge reduction of various working fluids, Master thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign.
23. Martínez-Ballester, S., Corberán, José-M., González-Maciá, J., 2013. Numerical Model for Microchannel Condensers and Gas Coolers: Part I – Model Description and Validation. *International Journal of Refrigeration*, 36 (1), pp. 173–190.
24. García-Cascales, J.R., Vera-García, F., González-Maciá, J., Corberán-Salvador, J.M., Johnson, M.W., Kohler, G.T., 2010, Compact Heat Exchangers Modeling: Condensation. *Int. J. Refrigeration*, Vol. 33, 135-147.
25. Shao L-L, Yang, L., Zhang, C-L, Gu, B., 2009, Numerical modelling of serpentine microchannels condensers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, p. 1162-1172.
26. Jiang, H., Aute, V., Radermacher, R., 2006, CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to refrigerant heat exchangers, *Int. Journal of refrigeration*, Vol. 29, p 601-610.
27. Corberán, J.M., De Cordoba, P.F., Gonzalez, J., Alias, F., 2001. Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE): A General Finite-Volume Technique for the Calculation of Complex Heat Exchangers. *Numer. Heat Transfer, Part B* 40, 37-59.
28. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, p. 359–368.
29. Churchill, S. W., 1977, Friction-Factor Equation Spans All Fluid-Flow Regimes, *Chemical Engineering*, pp. 91-92.

Agradecimientos

El trabajo de Alessandro Pisano en este proyecto ha sido parcialmente suportado por el Ministerio de Economía y Competitividad de España, bajo la Formación de Personal de Investigación (FPI). El apoyo económico del Ministerio de Economía y Competitividad de España, Numero de proyecto: DPI2011-26771-C02-01 es también ampliamente agradecido.