VOLUMEN 48
XXXI Verano De la Ciencia
ISSN 2395-9797
www.jovenesenlaciencia.ugto.mx

Evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor para R404A

Evaluation of the convective heat transfer coefficient for R404A

José Octavio Romero Ramírez[1] , Vicente Pérez García[1]
[1]Universidad de Guanajuato – División de Ingenierías
jo.romero.ramirez@ugto.mx, v.perez@ugto.mx

Resumen

El refrigerante R404A es comúnmente utilizado en instalaciones de refrigeración comercial e industrial, sistemas de aire acondicionado, transporte refrigerado, equipos de supermercado como vitrinas y congeladores. Es una alternativa o sustituto de refrigerantes existentes como el R22 y R502 operando comúnmente en aplicaciones de ultra baja, baja, media y alta temperatura.

En este trabajo se realizó una evaluación empírica del comportamiento termohidráulico del R404A en un intercambiador de calor de placas, el cual cumple la función de condensador en un banco de pruebas ubicado en la División de Ingenierías Campus Irapuato – Salamanca, de la Universidad de Guanajuato, analizando el impacto del flujo másico y la inclinación de las corrugaciones considerando el ángulo de Chevron (β). El análisis se realizó utilizando correlaciones empíricas de diversos autores. Los resultados demuestran que el coeficiente convectivo depende directamente con el ángulo de Chevron (β) independientemente de la fricción. Asimismo, se comprobó que al aumentar el flujo másico incrementa el coeficiente convectivo, h, cuando el ángulo de Chevron permanece constante, exhibiendo comportamientos similares entre gráficas de las correlaciones aplicadas.

Palabras clave: R404A, termohidráulico, ángulo de Chevron, coeficiente convectivo

Introducción

El diseño y la optimización de los sistemas térmicos actuales exigen equipos compactos que maximicen la transferencia de calor con el menor consumo de espacio y energía posible. En este escenario, los intercambiadores de calor de placas (PHE, por sus siglas en inglés) se han consolidado como la tecnología líder en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado. Su alta eficiencia radica en la geometría de sus placas, las cuales presentan corrugaciones en forma de canales cruzados conocidas como "ángulos de Chevron". Estas ondulaciones no solo incrementan el área superficial de contacto, sino que inducen un régimen de alta turbulencia en los fluidos, rompiendo constantemente las películas térmicas aislantes incluso a bajas velocidades.

Por otro lado, la selección del fluido de trabajo juega un papel crítico en el rendimiento global del ciclo. El refrigerante R404A ha sido una de las soluciones más utilizadas en instalaciones comerciales y de transporte refrigerado, sirviendo como el sustituto directo de fluidos de alta afectación ambiental como el R502 y el R22 en aplicaciones que van desde la media hasta la ultra baja temperatura. Comprender cómo se comporta este refrigerante durante su proceso de condensación (cambio de fase) dentro de canales tan complejos es un desafío hidrodinámico fundamental.

Debido a la naturaleza bifásica de la condensación, predecir el coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) no es una tarea lineal. A lo largo de los años, diferentes autores han desarrollado correlaciones matemáticas basadas en sus propios datos de laboratorio; algunos modelos priorizan el impacto de la velocidad del vapor y el esfuerzo de corte interfacial, mientras que otros acoplan matemáticamente las pérdidas por fricción geométrica y la resistencia de la película líquida.

El presente trabajo realiza una evaluación comparativa y simulada del comportamiento térmico del R404A frente al agua como fluido secundario dentro de un intercambiador de placas real. A través de un análisis paramétrico, se evalúa la sensibilidad de los coeficientes de transferencia al variar variables críticas como el flujo másico de los fluidos y el ángulo de Chevron de los canales. Este estudio permite acotar las predicciones de la literatura científica mediante límites térmicos (techos óptimos y pisos conservadores), sirviendo como una herramienta sólida para validar el dimensionamiento y la operación segura del equipo en condiciones reales de trabajo.

Nomenclatura

Variable	Nombre	Unidad de Medida
β	ángulo de Chevron,	°
t	espesor de placa	m
b	profundidad de corrugación	m
λ	paso de corrugación	m
Y	relación profundidad-paso,	-
ϕ	factor de alargamiento, -	-
D_h	diámetro hidráulico	m
T	temperatura	°C
Re	Número de Reynolds	-
$Nusselt$	Número de Nusselt,	-
Pr	Número de Prandtl, -	-
G	tasa de cambio de fluido por unidad de distancia	$\frac{kg*m}{s*m^2}$
G_{eq}	tasa de cambio de fluido por unidad de distancia equivalente	$\frac{kg*m}{s*m^2}$
f_{Darcy}	factor de fricción de Darcy, -	-
μ	viscosidad dinámica	$\frac{N*s}{m^2}$
P	presión	bar
X	calidad	-
ρ	densidad	$\frac{kg}{m^3}$
K	conductividad	$\frac{W}{m\,K}$
Q	transferencia de calor	W

h	entalpía	$\frac{kJ}{kg}$
h_{Conv}	coeficiente convectivo	$\frac{W}{m^2K}$
U	coeficiente global de transferencia de calor	$\frac{W}{m^2K}$
$\dot{m}$	flujo másico	$\frac{kg}{s}$

Geometría del equipo

Las características geométricas del intercambiador de placas se obtuvieron a partir de las especificaciones del fabricante. En este documento se incluye información detallada de los materiales de fabricación, condiciones de operación, tipo de placas, número de placas y dimensiones generales. Conviene aclarar, que no especifica las características de la placa como el ángulo de Chevron, profundidad de corrugación, espesor de placa y distancia entre corrugaciones de modo que se utilizaron los datos para placas con ángulos mayores a 60° recopilados de la literatura.

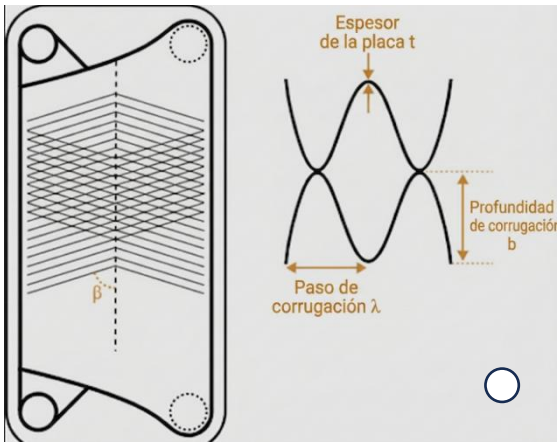


Figura 1 – Variables de diseño de una placa para intercambiador de calor de placas y armazón.

El arreglo de las corrugaciones se distribuye de tal manera que forma un patrón cruzado en el interior de los canales de las placas. A este patrón se le conoce como **canal de ángulo elevado** el cual promueve caídas de presión y turbulencias grandes.

Para este caso de análisis:

$\beta = 60$ (*Valor tomado de la literatura*)

$t = 0.3 \times 10^{-3}$

$b = 1.5 \times 10^{-3}$

$\lambda = 5.5 \times 10^{-3}$

El diámetro hidráulico en estos equipos se calcula aproximando el área proyectada de entrada como una onda sinusoidal mediante el factor de alargamiento (ϕ) (Shah & Sekulić, 2003).

$$Y = \frac{\pi b}{\lambda} \quad \textbf{(1)}$$

$$\phi = \left(\frac{1}{6}\right)\left(1 + \sqrt{1 + Y^2} + 4\sqrt{1 + \frac{Y^2}{2}}\right) \quad \textbf{(2)}$$

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad \textbf{(3)}$$

Al evaluar las ecuaciones **(1)**, **(2)** y **(3)** obtenemos:

$$Y = 0.8796 \quad \textbf{(1)}$$

$$\phi = 1.174 \quad \textbf{(2)}$$

$$D_h = 0.002624 \quad \textbf{(3)}$$

Condiciones de las pruebas

Para la evaluación del coeficiente convectivo, se realizó una prueba en el banco experimental y se repitió 8 veces. Estas pruebas fueron considerando la información de la Tabla 1:

Tabla 1. Valores de operación del banco experimental.

Variable	Valor Numérico
Temperatura de condensación (refrigerante)	38.35
Temperatura de evaporación (refrigerante)	85.13
Flujo másico de agua	0.086
Flujo másico de mezcla agua-glicol	0.058726
Flujo másico de refrigerante (R404A)	0.004037
% apertura de válvula STAT	60
Temperatura de salida del agua	37.47
Temperatura de entrada del agua	35.67

Correlaciones empíricas utilizadas

La determinación del coeficiente convectivo se llevó a cabo a partir de los valores de la Tabla 1 mediante el uso del Engineering Equation Solver (EES) ya que cuenta con las propiedades para diversos refrigerantes incluidos el R404A dentro de su librería.

Refrigerante R404A

Durante el proceso, el refrigerante sufre un cambio de fase por lo que se efectuaron algunas consideraciones en la obtención del coeficiente convectivo.

Se empleó la correlación de Han, Lee & Kim la cual es un modelado de la condensación bifásica dentro de intercambiadores de placas compactos. A diferencia de otras correlaciones para fluidos monofásicos, esta ecuación está diseñada para considerar los efectos físicos del cambio de fase en canales estrechos con geometría de tipo Chevron (Han *et al.,* 2003).

Han, Lee & Kim

$$Nusselt_{R404A} = E_1 * Re_{eq}^{E_2} * Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

Este modelo asume que el vapor del refrigerante va a altas velocidades en los canales del equipo, lo que provoca que el esfuerzo cortante reduzca la resistencia térmica entre la película del condensado y el gas al reducir su espesor.

Han, Lee & Kim introdujeron el concepto de exponente dinámico sobre el Número de Reyndols, que depende estrictamente del ángulo de Chevron.

Adicionalmente, incorporaron los efectos geométricos (b & λ) de la placa conocido como factor de aumento geométrico con los coeficientes correspondientes cuando $\beta \geq 50°$ (Kupčík, 2012).

$$E_1 = 11.22 * \left(\frac{\lambda}{b}\right)^{-0.32} * \beta^{-0.23} \quad (5)$$

$$E_2 = 0.201 * \left(\frac{\lambda}{b}\right)^{0.015} * \beta^{0.076} \quad (6)$$

Yan & Lin realizaron un estudio experimental para obtener el comportamiento de condensación del refrigerante R134a en intercambiadores de placas y canales circulares pequeños en el año de 1999, desarrollando modelos matemáticos para obtener el Número de Nusselt y coeficientes convectivos. Sin embargo, se tomó la correlación de Yan & Lin modificada con adaptaciones mediante estudios realizados por Lavin y Young (Lavin & Young, 1965), introduciendo factores correctivos relacionados con el deslizamiento para predecir el comportamiento del R404A. Dentro del condensador, el R404A entra en condiciones de sobrecalentamiento a una temperatura de 85.13 °C a una presión de 19.59 bar con un flujo másico de $0.004035 \frac{kg}{s}$ distribuidos en 10 canales. Al entrar en contacto con la placa de menor temperatura se remueve el calor latente del fluido desencadenando un fenómeno de condensación en película (Yan & Lin, 1999). Al cambiar de fase, el líquido se deposita en los canales de las placas mientras que el vapor remanente fluye a lo largo del núcleo del canal (Kuo *et al.,* 2005).

Yan & Lin

$$Nusselt_{R404A} = 4.118 \left(Re_{eq,R404A}\right)^{0.4} \left(Pr_{L,R404A}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

Para que el flujo de vapor llegue al otro extremo de la placa a la superficie sólida, debe atravesar el muro creado por el estado líquido adherido en las paredes de las placas por lo que la resistencia térmica del proceso

está gobernada por la fase líquida del refrigerante. En consecuencia, el Número de Prandtl (Pr_L) y la conductividad térmica (K_L) deben ser evaluadas en el estado de líquido saturado ($X = 0$) en la correlación a temperatura de salida local (Han *et al.,* 2003).



Figura 2 – Condensador de placas soldadas del banco de pruebas.

Dado que no se trata de canales circulares y el flujo del refrigerante involucra dos fases donde se tienen viscosidades, densidades y velocidades distintas, no sería correcto determinar el número de Reynolds de manera convencional. Para ello se introdujo el concepto de Flujo Másico Equivalente (G_{eq})(Yan & Lin, 1999), y de esta manera se modeló el flujo másico convencional con la calidad del proceso debido al estado bifásico. A partir de este valor se calculó el Reynolds equivalente (Re_{eq}) el cual, por definición, se aplicó a las ecuaciones **(4)** y **(7)**. Finalmente, el refrigerante sale a una temperatura de 38.35 °C y una presión de 18.43 bar.

$$G = \frac{\dot{m} D_h}{A_s} \quad \textbf{(8)}$$

$$G_{eq} = G\left[(1 - X) + X\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}\right] \quad \textbf{(9)}$$

$$Re_{eq,R404A} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_L} \quad \textbf{(10)}$$

Esta expresión utiliza la calidad media del proceso ($X = 0.5$), ya que resulta más sencillo tener un modelo global en un punto dado del proceso en lugar de discretizar el canal en miles de pedazos. El R404A no mantiene la misma calidad a lo largo del proceso, entra en estado de vapor sobrecalentado o saturado muy cercano a una calidad $X = 1$ y al condensarse completamente sale con una calidad $X = 0$. En EES calcula un coeficiente convectivo global único, ya que no va calculando punto por punto a lo largo de la placa, por ello se evalúa en un punto medio exacto donde tenemos *50%* vapor y *50%* agua. Fijar este valor de la calidad calcula la turbulencia media en ese punto o zona específica de la mezcla, evitando subestimar o inflar el coeficiente convectivo si se usa la calidad en vapor o líquido saturados.

En el extremo derecho de la ecuación utiliza la relación de densidades del fluido en vapor y líquido saturados para simplificar el problema de dos fases y convertirlo en un fluido monofásico. Al multiplicar la raíz cuadrada de la razón de densidades obtenemos la fricción e impulso que genera el vapor en movimiento sobre la capa de líquido adherida en las paredes de la placa.

Agua

El agua entra al intercambiador de calor a una temperatura de *35.67 °C* y una presión de *0.1 bar* con un flujo másico de *0.086* $\frac{kg}{s}$ distribuido en los 9 canales restantes del equipo.

Al no haber cambio de fase y siendo un canal no circular, el Reynolds se calcula en función del flujo másico.

Para obtener el modelo del coeficiente de transferencia de calor para un flujo entre dos placas corrugadas, el Número de Nusselt viene dado por la correlación de Holger Martin, la cual indica que (Martin, 1996):

Holger Martin

$$Nusselt = C_1\left(f_{Darcy}Re^2 sin2\beta\right)^{C2} Pr^{C3} \quad (11)$$

El factor de fricción de Darcy se usa para calcular la caída de presión debido a la turbulencia generada o pérdidas energéticas debido a fricción en estados de transición del fluido entre placas corrugadas (Zhu & Haglind, 2020).

El factor de fricción de acuerdo con el Número de Reynolds (Matlab Center, 2024):

$200 < Re < 1000$:

$$f = \left[\frac{\cos(\beta)}{\sqrt{0.18tan\beta + 0.36sin\beta + \frac{64}{Recos\beta}}} + \frac{1 - cos\beta}{\sqrt{3.8\left(\frac{597}{Re} + 3.85\right)}}\right]^{-2} \quad (12)$$

$Re > 2000$:

$$f = \left[\frac{\cos(\beta)}{\sqrt{0.18tan\beta + 0.36sin\beta + \frac{1}{(1.8lnRe - 1.5)^2 cos\beta}}} + \frac{1 - cos\beta}{\sqrt{\frac{3.8 * 39}{Re^{0.289}}}}\right]^{-2} \quad (13)$$

Con fines comparativos se utilizaron dos correlaciones las cuales son Kumar y Muley & Manglik, respectivamente, para observar la variación de cada una respecto a Holger Martin ya que, a diferencia de esta, Kumar no considera los efectos del factor de fricción y el ángulo de Chevron.

Correlación de Kumar (Pradhan *et al.,* 2003):

Kumar

$$Nusselt_{Agua,Martin} = 0.306\ \mathrm{Re}_{\mathrm{agua}}^{0.529} Pr_{Agua}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.17} \quad (14)$$

Los coeficientes en la correlación de Kumar se incluyen en la Tabla 2 respecto al ángulo de Chevron y el número de Reynolds.

Tabla 2. *Coeficientes para la correlación de Martin con diferentes valores de Chevron usando agua como fluido principal.*

No.	Autor	Correlación	Fluido	$\beta[°]$	Re_e	C1	C2	C3	C4
1	Kumar	$Nusselt_{Agua} = C1\ Re_{agua}^{C2} Pr_{Agua}^{C3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{C4}$	Agua	60	$20 < R_e < 400$	0.306	0.529	0.33	0.17
2				45	$10 < R_e < 100$	0.4	0.598	0.33	0.17
3				30	$R_e > 10$	0.348	0.663	0.33	0.17

Correlación de Mulik & Manglik (Mulik & Manglik, 1999):

Mulik & Manglik

$$Nusselt_{Agua,Mulik} = (0.2668 - 0.00696\beta + 7.24e - 5\beta^2) Re_{Agua}^{0.72} Pr_{Agua}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad \textbf{(15)}$$

Cálculo de los coeficientes convectivos

Los cálculos presentados a continuación se efectuaron en un instante dado suponiendo que el sistema se encuentra en estado estacionario.

Coeficiente global de transferencia de calor

Representa la eficiencia de transferencia de calor entre dos fluidos a través de una superficie que los separa. Se supone en este análisis que la resistencia por incrustaciones es despreciable, es decir $R_f \approx 0$.

$$U_{Global} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{Conv,Agua}} + \frac{1}{h_{Conv,R404A}} + \frac{t}{K_{placa}}\right)} \quad \textbf{(16)}$$

Resultados y discusión

Las ecuaciones anteriores **(4)**, **(7)**, **(11)**, **(14)** y **(15)** funcionaron como base para obtener el comportamiento del coeficiente convectivo.

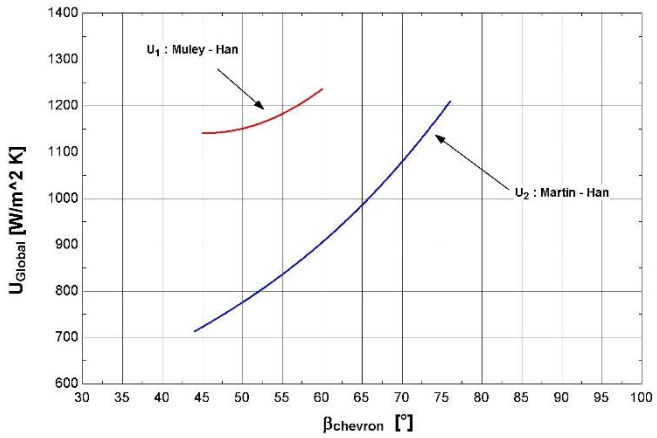
Las ecuaciones que proponen Kumar y Yan & Lin no incluyen el ángulo de Chevron a diferencia de Martin y Mulik & Manglik, lo que provoca que no pueda realizarse una gráfica al variar este parámetro. Sin embargo, se aplicó una pequeña modificación al multiplicar estas ecuaciones por un factor cuya función es normalizar matemáticamente cada ecuación tomando como pivote el ángulo de *60°*, correspondiente al ángulo del condensador propuesto.

$$Factor\ de\ Chevron = \left(\frac{\acute{a}ngulo\ de\ Chevron}{60°}\right)^{0.5} \quad \textbf{(19)}$$

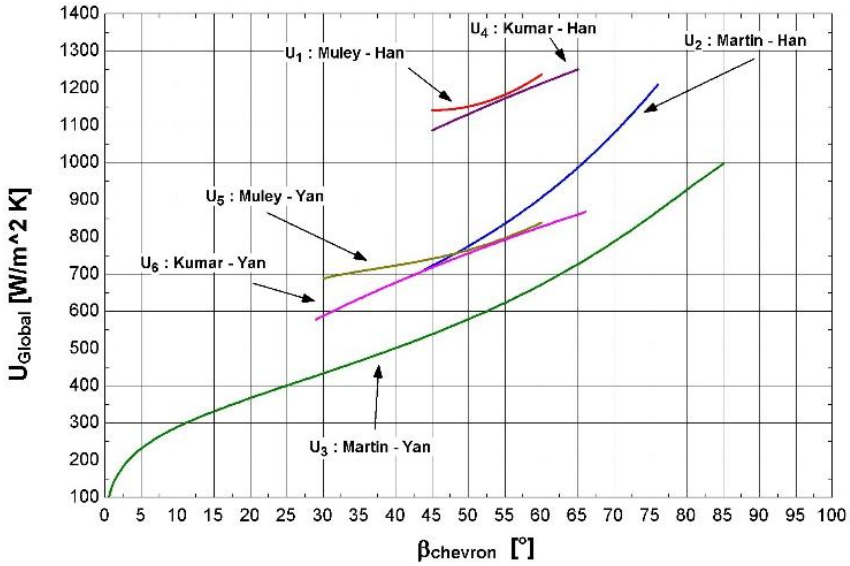
La ecuación (18) se destinó para normalizar las correlaciones que no incluyen el ángulo de Chevron en su modelo matemático, en base al ángulo conocido de 60°. Esto se realizó para observar el comportamiento de las gráficas al producirse una variación en este parámetro. Cabe mencionar que comparar estos resultados con aquellas correlaciones que sí incluyen $\boldsymbol{\beta}$ sería incorrecto ya que no es posible determinar verdaderamente la influencia del ángulo. Por esta razón, se incluyen graficas adicionales con fines representativos.

Gráficas

Figura 3. Coeficiente total de transferencia de calor (U_{Global}) vs ángulo de Chevron (β).



Las curvas en la gráfica de la Figura 3, representan el coeficiente global de transferencia de calor calculado



a partir del uso de las correlaciones que incluyen el ángulo de Chevron **(4)** y **(11)**, respectivamente. El coeficiente global U_2, gráfica de color rojo, se obtuvo al combinar la correlación de Muley & Manglik para el agua con Han, Lee & Kim para el lado del refrigerante R404A a un rango del ángulo de Chevron establecido por los autores correspondientes. El rango de variación del ángulo para U_1, gráfica de color azul, está determinado por la correlación de Han, Lee & Kim donde $45° \leq \beta \leq 70°$, mientras que Muley & Manglik utilizaron su correlación en el rango de $30° \leq \beta \leq 60°$, por lo tanto, la curva que se generó va desde $45° \leq \beta \leq 60°$. El coeficiente global U_2 se elaboró a partir de la correlación de Holger Martin para el agua y nuevamente Han, Lee & Kim para el R404A. En este caso, U_2 va desde $45° \leq \beta \leq 70°$ ya que Holger Martin trabajada desde $0°$ hasta $90°$, respectivamente. Al comparar estas dos gráficas se observó que U_1 es mayor respecto a U_2 en el rango del ángulo de Chevron desde los $40°$ hasta los $60°$. En cuanto a U_2, su valor comienza a acercarse U_1 a medida que el ángulo de Chevron aumenta hasta los $70°$ donde U_2 tiene un valor de aproximadamente 1200 W/m2K, muy cercano a U_1 cuando alcanza el límite del su rango correspondiente. El resultado de que U_2 sea menor se debe a que Holger Martin considera las pérdidas energéticas debido a los efectos de la fricción en estados de transición del fluido entre las placas corrugadas. De acuerdo con lo anterior, independientemente de la correlación utilizada, conviene tener un ángulo de Chevron elevado para obtener un mayor coeficiente convectivo, esto anterior se comenta manteniendo el flujo másico constante.

Figura 4. Coeficiente global de transferencia de calor obtenido mediante las correlaciones restantes.

La Figura 4 ilustra las gráficas de las correlaciones normalizadas $(U_6, U_5, U_4 \,\&\, U_3)$, de las cuales se consiguieron comportamientos similares entre sí, aunque con diferente magnitud de U. Las variaciones de magnitud se deben principalmente a las en las condiciones en que realizaron los experimentos para la obtención de cada correlación, por ejemplo, la ecuación **(7)** se realizó para placas con canales con mayor holgura entre placas mientras que **(4)** se utilizaron intercambiadores de placas con canales muy angostos, estas diferencias de tamaño y efectos de fuerzas externas en el interior del equipo influyen en el comportamiento del flujo en el interior lo que provoca que los resultados del coeficiente global de transferencia o el convectivo difieran considerablemente

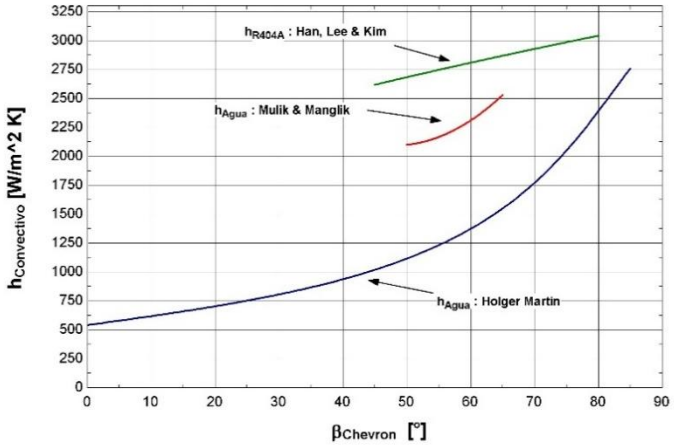
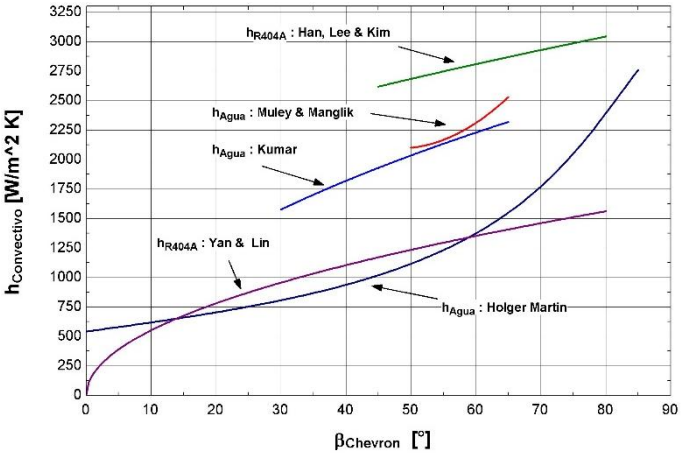


Figura 5. Coeficiente convectivo del refrigerante R404A y agua (h_{Agua} & h_{R404A}) respecto al ángulo de Chevron (β).

Nuevamente se observó en la Figura 5, donde la correlación de Muley & Manglik arroja valores mayores respecto a Holger Martin para el lado del agua trabajando ambas correlaciones bajo el mismo rango del ángulo desde los *50°* hasta los *60°*. Se alcanzó el mismo coeficiente convectivo de aproximadamente



2500$\frac{W}{m^2K}$ en el lado del agua cuando $\beta = 60°$ para Muley & Manglik y $\beta \approx 82°$ para la correlación de Holger Martin. Para la sección del refrigerante no tiene comparación directa a medida que varía el ángulo de Chevron en esta gráfica.

Figura 6. Coeficiente convectivo calculado a partir de las correlaciones restantes aplicando factor de Chevron.

La gráfica mostrada en la Figura 6, en la sección del refrigerante se muestran las dos correlaciones (**4 y 7**) donde se obtuvo que la magnitud del coeficiente convectivo mediante Han, Lee & Kim resulta casi el doble del resultado obtenido con Yan & Lin a un ángulo de *60°*. Como se mencionó anteriormente, la principal diferencia radica en la elaboración de los experimentos para la obtención de cada correlación calibrados bajo condiciones distintas de laboratorio y consideraciones geométricas del equipo. Para el caso de Han. Lee & Kim se usaron equipos con canales extremadamente estrechos y compactos a diferencia de un equipo con más holgura utilizado en los estudios de Yan & Lin. Esto tiene un efecto en la velocidad del fluido y el efecto que el estado gaseoso del refrigerante tiene sobre el condensado en las paredes de los canales. Además, el efecto de gravedad predomina en la correlación de Yan & Lin a diferencia del esfuerzo de corte debido a las velocidades del vapor en Han, Lee & Kim. Para el lado del agua, se detectó que las correlaciones de Kumar y Muley & Manglik los valores del coeficiente convectivo son muy cercanos cuando el Chevron es de *50°* hasta los *65°* con una variación en la forma de cada gráfica. Se comparó una correlación que toma en cuenta el ángulo de Chevron en su modelo matemático respecto a una correlación normalizada, por lo que es con fines ilustrativos.

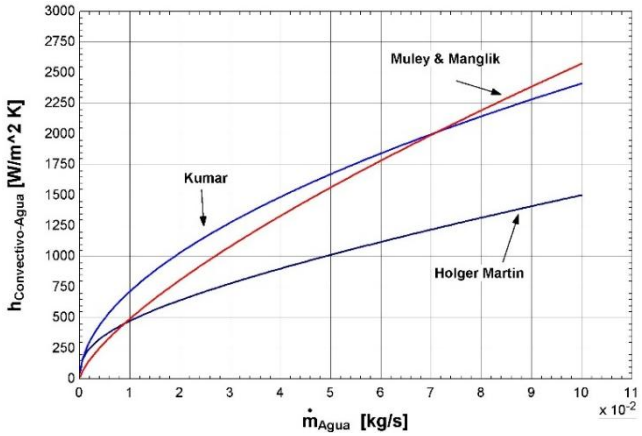


Figura 7. Coeficiente convectivo del agua ($h_{Convectivo-Agua}$) respecto al cambio de su flujo másico.

La Figura 7 muestra el efecto que se tiene al aumentar el flujo másico total del agua sobre el su coeficiente convectivo calculado mediante las tres correlaciones previamente mencionadas. Variando el flujo másico de 0 a $0.1\frac{kg}{s}$ se lograron resultados muy similares respecto al comportamiento de la gráfica de cada correlación. Aquí, todas las correlaciones se compararon entre sí ya que se fijó un ángulo de Chevron de $\beta = 60°$. Holger Martin presenta valores de coeficientes convectivos menores a diferencia de Kumar y Mulik & Manglik a un mismo flujo másico, este resultado se debió nuevamente a las fuerzas de fricción que se consideran en el modelo matemático. Se observó que la gráfica de Kumar arranca con valores mayores, aproximadamente el doble de los resultados arrojados por la correlación de Yan & Lin, pero la pendiente de Muley & Manglik es mayor, por lo que se cruzan entre sí cuando el flujo másico es alrededor de $0.07\frac{kg}{s}$.

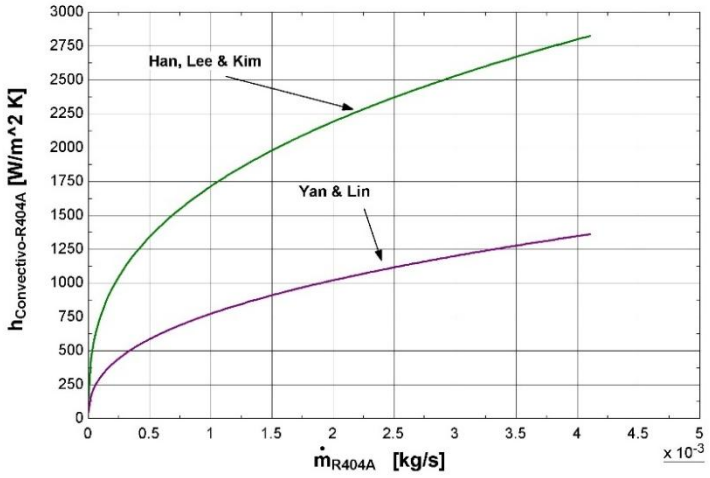


Figura 8. Coeficiente convectivo del agua ($h_{Convectivo-R404A}$) respecto al cambio de su flujo másico.

La Figura 8 ilustra el comportamiento del coeficiente convectivo de transferencia de calor del refrigerante (h_{R404A}) durante el proceso de condensación en función de su flujo másico ($\dot{m}_{\text{R404A}}$) que abarca desde los $0\frac{kg}{s}$ hasta los $4.2 \times 10^{-3}\frac{kg}{s}$, manteniendo un ángulo de Chevron fijo de $60°$. Como se aprecia en las tendencias, los coeficientes que se calcularon con la correlación de Yan & Lin resultan ser aproximadamente la mitad de los obtenidos con Han, Lee & Kim a lo largo de la simulación. Cada resultado responde al modelo experimental de cada autor, sin embargo, se consideró a Han, Lee & Kim como el diseño óptimo del equipo (techo térmico) al maximizar la transferencia de calor por las velocidades del fluido al producir un efecto de adelgazamiento sobre la película líquida sobre la superficie de las placas.

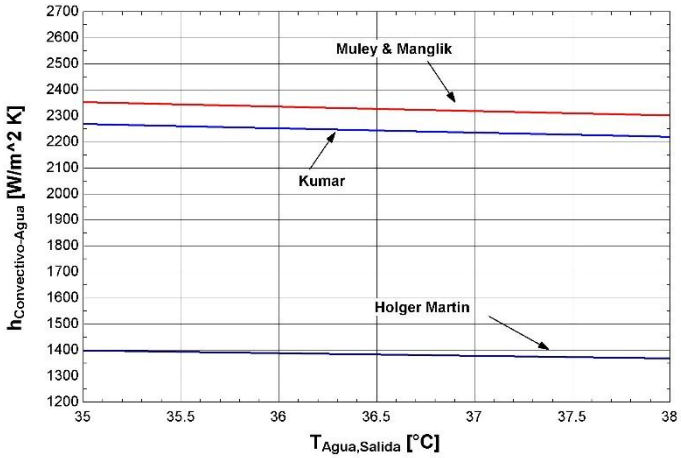


***Figura 9.** Evolución del coeficiente convectivo del agua ($h_{Convectivo-Agua}$) respecto al cambio de temperatura.*

La Figura 9 presenta la evolución del coeficiente convectivo del agua ($h_{\text{Convectivo-Agua}}$) respecto a su temperatura de salida ($T_{\text{Agua, Salida}}$) para un ángulo fijo de $\beta = 60°$. Se mostró que las tres correlaciones monofásicas exhiben una ligera pendiente negativa estable a medida que la temperatura de salida se incrementa de $35°$C a $38°$C. Este comportamiento es físicamente consistente con el balance térmico del sistema: una mayor temperatura de salida del agua implica operar a tasas de flujo másico inferiores, lo que reduce la velocidad del fluido y el número de Reynolds dentro de los canales. Dicha disminución en la intensidad turbulenta atenúa moderadamente el coeficiente de transferencia. Asimismo, la ausencia de discontinuidades confirma la estabilidad de los modelos en régimen monofásico líquido, manteniendo a Holger Martin como el límite de diseño conservador frente a las predicciones optimistas de Kumar y Muley & Manglik.

Conclusiones

En este trabajo se presentó el comportamiento del coeficiente convectivo global de transferencia de calor para el refrigerante R404A operando en un intercambiador de calor de placas (B3-030-20-3.0-HQ), a partir de la evaluación empírica de su coeficiente convectivo gracias a los modelos matemáticos obtenidos experimentalmente por los autores previamente mencionados. Dicha evaluación se realizó mediante datos experimentales extraídos de un banco de pruebas con aplicaciones de refrigeración. Las principales conclusiones de este trabajo son:

Se detectó una influencia considerable del ángulo de Chevron sobre los coeficientes convectivos de ambos fluidos (R404A y agua) en cualquiera de las correlaciones. Si se incrementa el ángulo de Chevron el coeficiente convectivo aumenta incluso en aquellos modelos matemáticos que no involucran los efectos de fricción, ecuaciones **(14)** y **(15).** Además, el aumento en el flujo másico también provocó un aumento del coeficiente convectivo de cada fluido, considerando en este caso los resultados sin variar los parámetros geométricos o de operación.

Como respuesta al aumento del coeficiente convectivo, el coeficiente global de transferencia de calor también se vuelve mayor, exhibiendo el valor más alto cuando el ángulo de Chevron se encuentra entre $60°$ y $70°$ de acuerdo con la combinación de las correlaciones (**4-11**) y (**4-15**).

Bibliografía/Referencias

[1] Han, D.-H., Lee, K.-J., & Kim, Y.-H. (2003). The characteristics of condensation in a plate heat exchanger with a chevron angle. *International Journal of Refrigeration*, 26(2), 211-216. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00034-7

[2] Kumar, H., Evaporation in Plate Heat Exchangers,AIChE, New York. (1993) Warnakulasuriya, F. S. K., and Worek, W.M.,Heat Transfer and Pressure Drop Properties of High Viscous Solutions in Plate

[3] Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., & Lin, T. F. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(25), 5205-5220. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.023

[4] Kupčík, J. (2012). Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Plate Heat Exchangers (Review). In: Awad, M. (Ed.), Heat Transfer - Studies and Applications. InTech. ISBN 978-953-51-0798-9.

[5] Martin, Holger. "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers." *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 35.4 (1996): 301-310.

[6] Muley, A., and R. M. Manglik. "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates." Journal of Heat Transfer 121, no. 1 (February 1, 1999): 110-17. doi:10.1115/1.2825923.

[7] Pradhan, R. L., Ravikummar, D., & Pradhan, D. L. (2013). Review of Nusselt Number Correlation for Single Phase Fluid Flow through a Plate Heat Exchanger to Develop C# Code Application Software. *Journal of Mechanical and Civil Engineering, 4(3), 01-08.* *https://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/RDME-Volume4/RDME-30.pdf*

[8] Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.

[9] Yan, Y. Y., & Lin, T. F. (1999). Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 121(1), 118-127. https://doi.org/10.1115/1.2825924

[10] Zhu, X., & Haglind, F. (2020). Relationship between inclination angle and friction factor of chevron-type plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 162* (2020), 1-9. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120370