

## Modificación de los criterios de flujo dominante en la evaluación térmica de aerocondensadores

### Modification of the dominant flow criteria in the thermal evaluation of air-cooled condenser

Yanan Camaraza-Medina<sup>1\*</sup>, Yamilka Blanco-García<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidad de Guanajuato, México.

<sup>2</sup>Universidad de Moa, Cuba.

\*Autor para la correspondencia: [ycamaraza1980@gmail.com](mailto:ycamaraza1980@gmail.com)

#### Resumen

El proyecto actual de centrales eléctricas de biomasa en la industria azucarera de Cuba, tiene como limitante el acceso al agua requerida para condensación. Una posible solución sería el uso de aerocondensadores (ACC), sin embargo, su evaluación térmica es imprecisa puesto que los métodos disponibles son en extremo complejos y no caracterizan adecuadamente el coeficiente global de transferencia de calor (K), siendo requerido el uso de excesos de área de transferencia de calor, incrementando los costos iniciales. El objetivo fue desarrollar un modelo válido para cualquier zona de operación y régimen de flujo, que compute el coeficiente K con un menor índice de dispersión que las expresiones disponibles. Se mostró el estado actual del análisis térmico en un ACC y los métodos utilizados para cada zona de operación, sus características y limitantes. Se realizó un análisis diferencial y de correlación para obtener un modelo único, el cual es justo para las cuatro zonas de flujo dominante. En la validación se comprobó que la propuesta correlaciona con un error medio de  $\pm 22\%$  en el 88,7 % de las muestras disponibles, reduciendo en una tercera parte la incertidumbre de los métodos actualmente utilizados. El estudio realizado muestra que el uso del criterio de flujo dominante permite reducir apreciablemente los índices de incertidumbre en la evaluación térmica del ACC, lo cual deriva en una mayor confiabilidad en el análisis ingenieril y evita el uso de excesos de áreas por baja confiabilidad de análisis.

**Palabras clave:** criterios de flujo; condensación; correlación; transferencia de calor.

## Abstract

The current project of Biomass Power Plants in the sugar industry of Cuba, has as limitation the access to the water required for condensation. A possible solution would be the use of air-cooled condenser (ACC), however, the thermal assessment of a ACC is imprecise since the available methods are in extreme complex and do not characterize adequately the overall heat transfer coefficient (K), being required the use of excesses of heat transfer surface, which increments costs of the facilities. The objective was to develop a valid model for any zone of operation and regimen of flow that computes the coefficient K with a smaller index of dispersion than the available models. The current status of the thermal analysis in an ACC and the methods used for each zone of operation, characteristics and limitations are shown. A differential and correlation analysis to obtain a single model, which is just for the four zones of dominant flow, was made. In the validation it is verified that the proposed model correlates with an average error of  $\pm 22\%$  in 88,7 % of available experimental data, reducing in a third part the errors of the current methods used. This work shows that the use of the dominant flow criteria enables reducing the indexes of uncertainty in the thermal evaluation of the ACC, which derive in a larger reliability in the assessment analysis and eludes the use of excesses of heat transfer surface due to a low reliability in the thermal analysis.

**Keywords:** flow criteria; condensation; correlation; heat transfer.

## 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, en los aerocondensadores (ACC) la condensación se desarrolla en el interior de tubos, lo cual complica la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, debido a que la velocidad del vapor y la rapidez de la acumulación de líquido. En el interior de los tubos el vapor es confinado, y condensa a medida que avanza a lo largo del mismo. El flujo de vapor resulta orientado y su velocidad puede ser muy alta (más de 100 m/s), por lo tanto, la fricción en la interface vapor-líquido es apreciable (Boyko y Kruzhilin 1967; Zhang *et al.* 2015).

Si las direcciones del flujo de vapor y condensado coinciden en sentido descendente, la fricción produce una aceleración del condensado, adelgazando la película y aumentando el coeficiente de transmisión superficial del calor. En caso contrario, el coeficiente medio de transferencia de calor se verá penalizado por esta razón. Un incremento de la velocidad del vapor puede provocar el arrastre de la película y su separación parcial de la pared, incrementando la transmisión de calor, por lo tanto, en el interior de tubos, esta puede depender del efecto dinámico del vapor sobre la película de condensado (Song; Cui y Liu 2017; Camaraza-Medina, Fonticiella y Morales 2017; Chen *et al.* 2019).

Este efecto se manifiesta de formas distintas, según sea la dirección de la gravedad y de la fricción, lo cual no sólo está determinada por la posición del tubo en el espacio, sino también por la dirección del flujo de vapor, hacia arriba o hacia abajo, en tubos inclinados o verticales (Mondal y Field 2018; Rabiee *et al.* 2018).

En la literatura, la evaluación de la condensación en ACC es dividido en cuatro intervalos, lo cual complica el análisis, sobre todo en sistemas múltiples de paneles ACC, debido a la influencia ejercida por la longitud de los tubos, generando dos o más intervalos de condensación en un mismo tubo (Camaraza-Medina *et al.* 2018).

Este inconveniente es una limitante actual en las plantas de potencia que utilizan ACC, pues para garantizar altas potencias de salida, es requerido también evacuar elevados flujos de calor en condensadores, siendo requerido el uso de celdas ACC múltiples, haciendo la evaluación termo-hidráulica del ACC una tarea compleja y engorrosa (Medina, Fonticiella y Morales 2017; Camaraza-Medina; Cruz-Fonticiella y Garcia-Morales 2019; Camaraza-Medina *et al.* 2020).

En la actualidad, no se dispone de un método unitario que permita estimar los coeficientes de transferencia de calor por condensación a lo largo del tubo. La práctica ingenieril utilizada es dividir en zonas, y posteriormente sumar los coeficientes individuales obtenidos, sin embargo, este procedimiento introduce errores de ponderación y sumas, lo cual reduce el nivel de predicción e incrementa la incertidumbre en la evaluación térmica del ACC (Kim y Mudawar 2013; Cttani; Bozzoli y Raineri 2017; Cheng *et al.* 2019).

En el ACC, como agente refrigerante es utilizado el aire ambiente, lo cual reduce apreciablemente los coeficientes globales de transferencia de calor. La recirculación de aire caliente y el efecto del viento sobre la instalación son elementos desfavorables que influyen de forma negativa en el proceso de condensación, afectando en muchos casos las magnitudes de los coeficientes globales. Los métodos disponibles en la actualidad no contemplan la influencia ejercida sobre el desempeño térmico del ACC por la temperatura ambiente y la velocidad del viento, siendo esto otra limitante para la evaluación térmica de este.

En trabajos anteriores fueron presentados algunos métodos para la estimación de los coeficientes de transferencia de calor durante la condensación pelicular confinada en ACC; sin embargo, al extender su uso a instalaciones ACC que operen en zonas tropicales  $T_0 \geq 30^\circ\text{C}$ , la correlación de valores medidos con los computados por estos métodos arrojan desviaciones medias de  $\pm 25\%$ , lo cual reduce la confiabilidad de su aplicación para condiciones ambientales más agresivas y con mayor contenido de humedad relativa (Cancan *et al.* 2017; Medina *et al.* 2018).

Por tanto, el objetivo principal de este trabajo es obtener una metodología única, que permita solventar estas limitaciones y cuyo error de ajuste sea inferior a los computados con el empleo de los métodos disponibles en la actualidad (25 %), siendo válido, además, en las cuatro regiones conocidas. Para este propósito son utilizados un grupo de datos experimentales disponibles, obtenidos a partir de comunicación directa con especialistas de prestigio en el área de acción a nivel internacional, así como valores reportados en trabajos elaborados con similar propósito.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Criterios de diferenciación del flujo de condensación dominante

La obtención del coeficiente medio de transferencia de calor, durante la condensación de vapor de agua en el interior del ACC, se efectúa considerando a tal efecto, que el vapor posee una velocidad despreciable. Esta expresión (1) viene dada por Medina *et al.* (2018):

$$Nu = 0,9234 \sqrt[4]{d_i^3 \frac{\text{sen} \phi g (\rho_L - \rho_V) r_{LV}}{\nu_L \lambda_L (T_{Sat} - T_p)}} \quad (1)$$

Donde:  $d$  es el diámetro interno de los tubos, en m.  $g$  es la aceleración de la gravedad, en  $m/s^2$ .  $\text{sen} \phi$  es el ángulo de inclinación de los tubos con respecto a la horizontal, en grados.  $\rho_L$  es la densidad del líquido saturado, en  $kg/m^3$ .  $\rho_V$  es la densidad del vapor saturado, en  $kg/m^3$ .  $r_{LV}$  es el calor latente, en  $kJ/kg$ .  $\nu_L$  es la viscosidad cinemática del líquido, en  $m^2/s$ .  $\lambda_L$  es la conductividad térmica del líquido, en  $W/m^0C$ .  $T_{Sat}$  es la temperatura de saturación, en  $^{\circ}C$ .  $T_p$  es la temperatura de la pared de los tubos, en  $^{\circ}C$ .

Sin embargo, las diversas situaciones operativas hacen que el criterio de flujo dominante en el interior de los tubos del ACC sea variable, razón por la cual es necesario determinar cuál es el criterio dominante para posteriormente proceder al análisis de caso. Un criterio muy empleado para solucionar esta problemática es dado por Medina *et al.* (2018), el cual se basa en la combinación de los dos criterios adimensionales siguientes (2) y (3):

*Velocidad adimensional*

$$W = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L} \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{-0,1}} \quad (2)$$

*Criterio adimensional de Crosser*

$$J = \frac{xG}{\sqrt{g\rho_v(\rho_L - \rho_v)d_i}} \quad (3)$$

En las ecuaciones (2) y (3), se cumple que  $x$  es la calidad del vapor que sale de turbina,  $\mu_L$  es la viscosidad dinámica del líquido a la presión de saturación, en Pa.s.  $\mu_v$  es la viscosidad dinámica del vapor a la presión de saturación, en Pa.s.  $G$  es el caudal másico del flujo de vapor, en kg/s.  $d_i$  es el diámetro interno equivalente de los tubos en los cuales condensa el vapor, en m.

Los resultados obtenidos con el uso de las relaciones (2) y (3) permiten identificar el criterio de flujo dominante, empleando para ello los identificativos proporcionados en la Tabla 1. Tal como se puede comprobar en la referida tabla, el proceso de condensación de vapor de agua en el interior de los tubos de un sistema ACC es sumamente complejo, pues se forman varias zonas desde la entrada del vapor hasta la formación del líquido subenfriado.

Tabla 1. Rangos de validez criterios de flujo dominante

| Rango de validez del criterio | Criterio de flujo dominante         |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| $J > 1,5$ ; $W < 1$           | Condensación anular                 |
| $J \leq 1,5$ ; $W < 1$        | Condensación estratificada-ondulada |
| $J \leq 1,5$ ; $W \geq 1$     | Condensación intermitente           |
| $J > 1,5$ ; $W \geq 1$        | Condensación en burbujas            |

Sería conveniente disponer inicialmente de las características fundamentales de cada zona de flujo así como de la expresión más aceptada y difundida en la literatura para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor en la misma.

**Flujo estratificado-ondulado:** Cuando el vapor posee una velocidad media o baja, la transferencia de calor convectiva en el líquido estratificado que se encuentra almacenado en el fondo del tubo puede que no sea despreciable, en segundo lugar el flujo axial de vapor puede interferir en la velocidad y en la transferencia de calor de la película alrededor de la pared del tubo. En el trabajo de Medina *et al.* (2018) fue estudiada detalladamente esta zona, siendo reportado adicionalmente que el régimen de flujo estratificado-ondulado se hace presente en el interior de un tubo cuando se cumpla que  $G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $V > 0,5 \text{ m/s}$  y  $Fr^* < 20$ . El término  $Fr^*$  es el número modificado de Froude, el cual viene dado por (4):

$$Fr^* = A \left( \frac{Re_L^B}{\sqrt{Ga}} \right) \left( \frac{1 + 1,09W^{0,039}}{W} \right)^{1,5} \quad (4)$$

En la ecuación (4) el número de Reynolds para el estado líquido  $Re_L$  y el número de Galileo  $Ga$  son determinados mediante las siguientes expresiones (5) y (6):

$$Re_L = \frac{G(1-x)d_I}{\mu_L} \quad (5)$$

$$Ga = \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_V)gd_I^3}{\mu_L^2} \quad (6)$$

Finalmente, el valor numérico de las constantes A y B presentes en la expresión (4) son dependientes del número de Reynolds para el estado líquido  $Re_L$ . Esta dependencia es mostrada en la Tabla 2.

Tabla 2. valores de constantes A y B en la ecuación (5)

| Rango de aplicabilidad | A     | B    |
|------------------------|-------|------|
| $Re_L \leq 1250$       | 0,025 | 1,59 |
| $Re_L > 1250$          | 1,26  | 1,04 |

Mientras que el coeficiente de transferencia de calor medio en esta zona es dependiente de tres factores, los cuales son:

1- Coeficiente de transferencia de calor para la porción de vapor (7)

$$Nu_p = \frac{0,23 \left( \frac{Gd_i}{\mu_V} \right)^{0,12}}{1 + 1,11 \cdot W^{0,58}} \left( \frac{Ga \cdot Pr_L(r_{LV})}{Cp_L(T_{Sat} - T_P)} \right)^{0,25} \quad (7)$$

En la ecuación (7) se cumple que  $Pr_L$  es el número adimensional de Prandtl para el estado líquido.  $Cp_L$  es el calor específico del estado líquido, en  $kJ/kg^0C$

2- Ángulo de barrido de la porción de vapor (véase la Figura 1) (8)

$$\left(1 - \frac{\theta}{\pi}\right) = \cos^{-1} \left( \frac{2 \left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right] - 1}{\pi} \right) \tag{8}$$

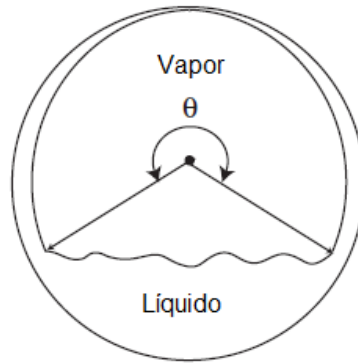


Figura 1. Representación del ángulo de barrido de la porción del vapor.

3- Coeficiente de transferencia de calor para la porción líquida (9)

$$Nu_F = 0,0195 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{C}{W^D}} \tag{9}$$

Las constantes numéricas C y D usadas en la ecuación (9) son resumidas en la Tabla 3.

Tabla 3. valores de constantes C y D en la ecuación (9)

| Rango de aplicabilidad                              | <b>A</b>   | <b>B</b>   |
|---|--|--|
| $\left[ \frac{(G/\rho_L)^2}{gd_I} \right] \leq 0,7$ | $4,172 + 5,48 \left[ \frac{(G/\rho_L)^2}{gd_I} \right] - 1,564 \left[ \frac{(G/\rho_L)^2}{gd_I} \right]^2$ | $1,773 - 0,169 \left[ \frac{(G/\rho_L)^2}{gd_I} \right]$ |
| $\left[ \frac{(G/\rho_L)^2}{gd_I} \right] > 0,7$    | 7,242  | 1,655  |

Los resultados obtenidos con el empleo de las ecuaciones (7), (8) y (9) son combinados para obtener el coeficiente de transferencia de calor total mediante la siguiente expresión (10):

$$Nu = Nu_p + \left(1 - \frac{\theta}{\pi}\right) Nu_F \tag{10}$$

La expresión (10) es correlacionada con un total de 383 muestras experimentales disponibles, encontrándose que esta se ajusta con un error medio de  $\pm 15\%$  en el 79,4 % de los datos experimentales disponibles.

**Flujo en niebla-anular:** Este tipo de flujo se presenta cuando la velocidad del vapor es elevada, por lo que los efectos gravitacionales pueden ser ignorados, mientras que el condensado se deposita en una capa delgada anular alrededor de la pared del tubo, sin presencia de estratificación. Una parte significativa de la mayoría de los condensadores opera bajo las condiciones de este régimen de flujo.

De todos los modelos conocidos, es la ecuación de Chato el de mayor aceptación y uso en los sistemas ACC que operan en la zona anular. Esta queda dada por:

$$Nu = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left[ 1 + \frac{2,22}{W^{0,89}} \right]^{0,8} \quad (11)$$

En esta zona los modelos de flujo laminar predicen valores bajos del coeficiente de transferencia de calor medio, por lo que deben ser empleados en este caso modelos turbulentos. El modelo de Chato (12) es expresado en función del número local de Nusselt, por lo tanto, deben ser integradas sobre toda la longitud del tubo en función de encontrar el coeficiente medio de transferencia de calor, de forma que (12):

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(z) dz \quad (12)$$

Un inconveniente en la ecuación (12) radica en el hecho que debe ser conocida la dependencia de la calidad del vapor  $x$  en la posición axial  $z$ . Esto normalmente se soluciona subdividiendo la longitud total en un número de subelementos de longitud  $\Delta z$  desde el comienzo del proceso de condensado, o sea de entrada a salida del tubo, usando el coeficiente local de transferencia de calor para cada subelemento (normalmente se toman cuatro elementos para alcanzar una precisión media). Si se asume que la calidad del vapor varía linealmente, lo cual desafortunadamente no ocurre en muchos casos) entonces el coeficiente de transferencia de calor puede ser determinado aproximadamente tomando la calidad del vapor como  $x = 0,5$  en las expresiones para la determinación del coeficiente de transferencia de calor local.

Una solución aproximada para este problema fue propuesta por Medina y demás investigadores (2018), quienes reportan a partir de un total de 813 mediciones efectuadas en laboratorio, que el comportamiento de la variación de la calidad del vapor presenta un comportamiento parabólico siempre que se cumpla en la entrada del tubo que  $x \leq 0,95$ . Esta curva presenta una



desviación de aproximadamente un  $\pm 15\%$ , siendo descrita mediante la siguiente expresión (13):

$$x'' = 0,43 \left( \frac{l}{l_T} \right)^2 - 1,341 \left( \frac{l}{l_T} \right) + 0,011 + x \quad (13)$$

En la expresión (13) se cumple que  $x''$  es la calidad del vapor en cualquier porción del tubo.  $l$  es la longitud de la sección analizada del tubo, en m.  $l_T$  es la longitud total del tubo, en m.  $x$  es la calidad del vapor a la entrada del tubo. Otra alternativa de solución es el empleo de los métodos numéricos.

**Flujo intermitente:** Se presenta durante la condensación en tubos cuando la velocidad del vapor es demasiado baja (menor de 0,5 m/s) el flujo puede ser dominado por las fuerzas gravitacionales y puede ocurrir la estratificación del condensado, o sea, el condensado forma una película delgada en las pared de la porción superior del tubo y drena por la periferia de este por el efecto de la fuerzas gravitatorias hacia el fondo del tubo donde se une al condensado que fluye axialmente debido al esfuerzo cortante de la corriente fluida.

En la literatura conocida no se disponen de muchos trabajos sobre este tipo de criterio de condensación, y en todos los casos la más recomendada es la expresión (14). Esta correlaciona con una desviación máxima del 28 % en el 80,1 % de las muestras.

$$\bar{\alpha} = 0,728 \frac{\left( \frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \cdot (r_{LV})}{\mu_L (T_{Sat} - T_P) d_I} \right)^{1/4}}{\left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{0,75}} \quad (14)$$

**Flujo en burbujas:** Este régimen de flujo de condensado aparece cuando en el interior del tubo ya la mayor parte del contenido de este es líquido subenfriado; sin embargo, quedan aún burbujas individuales, las cuales colapsan y son controladas a la vez por la inercia del líquido y por la transferencia de calor, dependiendo en lo fundamental del grado de subenfriamiento del líquido.

Una de las expresiones más conocidas y recomendadas para este tipo de flujo es la ecuación de Jaster-Kosky, la cual viene dada por (15):

$$Nu = \frac{\alpha d_I}{\lambda_F} = \frac{0,728}{\left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]} \left( \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \left( r_{LV} + \frac{3}{8} C_{pL} (T_{Sat} - T_P) \right)}{\lambda_L \mu_L (T_{Sat} - T_P) d_I} \right)^{1/4} \quad (15)$$

La expresión (15) correlaciona medianamente con datos experimentales disponibles, con una desviación máxima del 35 % en el 78,1 % de las muestras disponibles.

### 3. RESULTADOS

#### 3.1. Validación experimental de un modelo único para la condensación en sistemas ACC

Tal como fue mostrado en el epígrafe anterior el estudio del proceso de transferencia de calor por condensación en sistemas ACC se torna complejo por la cantidad de elementos a considerar, así como el elevado número de expresiones involucradas en el estudio.

Sería razonable disponer de una expresión única que permita evaluar el coeficiente de transferencia de calor en cualquiera de las zonas y cuyos resultados rondan el entorno de precisión obtenido con el empleo de los actuales métodos, los cuales no fueron desarrollados para el uso exclusivo en sistemas ACC, razón principal de la falencia en muchos casos de los métodos disponibles en la actualidad.

La correlación de las cantidades experimentales disponibles permite disponer de una función única para la evaluación de la transferencia de calor por condensación, la cual responde a la siguiente expresión (16):

$$Nu_T = \frac{Nu_C}{12,17 Pr_L^{0,296}} \left[ \frac{0,044 \left( 0,41 \left( \frac{l}{l_T} \right)^2 - 1,268 \left( \frac{l}{l_T} \right)^2 + 0,012 + x \right)^{0,95} \left[ 1 - 2 \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right) + \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^2 \right]}{\left\{ 2 \cdot \left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right] - 1 \right\} \cdot \frac{\mu_V}{\mu_L} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{4/3}} \right]^{0,8} \quad (16)$$

En la ecuación (16)  $Nu_C$  es el número de Nusselt, determinado para la porción correspondiente al flujo de calor en medios de simple fase. El mismo se obtiene a partir de la siguiente expresión (17):

$$Nu_C = \sqrt[4]{\frac{\mu_P}{\mu_L} \frac{(\text{Re}_L - 10^D) Pr_L^{1,1}}{85,44 B^2 - 104 B (1 - Pr_L^{2/3})}} \quad (17)$$

Donde (18):

$$B = \log \left( \frac{\text{Re}_L^{0,56}}{3,196} \right) ; \quad D = -0,0272 Y^2 + 0,2006 Y + 2,6322 ; \quad Y = \text{Log}(\text{Re}) \quad (18)$$

Los datos experimentales empleados en la generalización y desarrollo de la expresión (16) son resumidos en la Tabla 4, siendo ampliamente discutidos en (Medina *et al.* 2018). En la Figura 2 se muestra la correlación de datos experimentales con la ecuación (16), en el eje de las  $y$  es graficado el logaritmo decimal del cociente de los coeficientes peliculares calculados con

el empleo de las ecuaciones (16) y (17) mientras que por el eje de las x se grafica el parámetro de Shah, el cual queda dado por (19):

$$Z = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} Pr_L^{0,4} \tag{19}$$

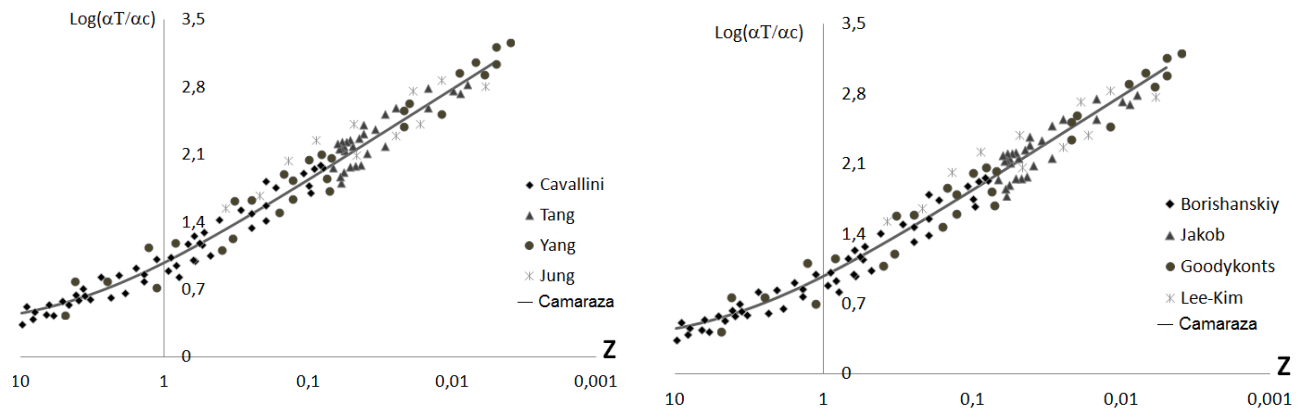


Figura 2. Correlación de datos experimentales con la expresión (16).

### 3.2. Análisis del arrastre ocasionado por velocidades elevadas del vapor.

Las expresiones brindadas con anterioridad son válidas solo si el arrastre del vapor es despreciable o insignificante. Esta suposición es adecuada en los ACC cuando la velocidad del vapor no sobrepasa los 50 m/s. Para velocidades superiores del flujo de vapor no puede ser ya ignorado el efecto del arrastre sobre la película líquida.

Para tener en cuenta el efecto del arrastre sobre la película líquida, es necesario incluirla influencia de esfuerzo cortante sobre la superficie del líquido, o sea (20):

$$\tau_s = \frac{C_w \rho_v V_E^2}{2} \tag{20}$$

En la ecuación (20) se cumple que  $C_w$  es el coeficiente de arrastre medio y  $V_E$  es la velocidad de la corriente libre, en  $m/s$

Tabla 4. Resumen de datos experimentales disponibles (Medina *et al.* 2018)

| Muestra | Número de datos | Diámetro (mm) | G (kg/m <sup>2</sup> s) | x            | Re <sub>L</sub> | Re <sub>v</sub> | Pr     | Desviación [%] |
|---------|-----------------|---------------|-------------------------|--------------|-----------------|-----------------|--------|----------------|
| [1]     | 31              | 40,0          | 24<br>48                | 0,96<br>0,88 | 3427<br>6854    | 79438<br>158870 | 0,0046 | 13,7<br>-11,4  |

|       |     |              |            |              |              |                  |                 |               |
|-------|-----|--------------|------------|--------------|--------------|------------------|-----------------|---------------|
| [2]   | 9   | 28,2         | 3          | 0,97<br>0,9  | 173          | 8210             | 0,0008          | 12,1<br>-9,7  |
| [3]   | 11  | 47,5         | 10         | 0,94<br>0,9  | 2554         | 32642            | 0,023           | 16,2<br>-6,1  |
| [4]   | 34  | 10,0<br>19,3 | 12<br>590  | 0,92         | 763<br>58540 | 8284<br>333120   | 0,036<br>0,308  | 12,7<br>-1,3  |
| [5]   | 15  | 12,0         | 27<br>45   | 0,98<br>0,95 | 1183<br>1944 | 27421<br>45071   | 0,0046          | 16,9<br>-8,1  |
| [6]   | 26  | 7,4          | 131<br>264 | 0,99<br>0,9  | 3827<br>6567 | 78853<br>167186  | 0,002<br>0,0062 | 13,8<br>-2,5  |
| [7]   | 19  | 15,9         | 22<br>74   | 0,99<br>0,91 | 660<br>2300  | 1320<br>4560     | 0,005<br>0,017  | 17,6<br>-18,4 |
| [8]   | 21  | 30,0         | 4<br>69    | 0,99<br>0,94 | 408<br>7474  | 9173<br>252428   | 0,0046          | 22,9<br>-0,3  |
| [9]   | 63  | 8,0          | 38<br>160  | 0,99<br>0,91 | 1025<br>4324 | 21158<br>89085   | 0,031<br>0,004  | 25.3<br>-19.4 |
| [10]  | 12  | 11,6         | 16<br>140  | 0,97<br>0,95 | 692<br>5934  | 15686<br>.134474 | 0,0046          | 21,2<br>-12,8 |
| [11]  | 68  | 8,0          | 38<br>160  | 0,99<br>0,91 | 1025<br>4324 | 21158<br>89085   | 0,051<br>0,004  | 25.3<br>19.5  |
| [12]  | 20  | 49,0         | 12         | 0,95<br>0,89 | 1808         | 54415            | 0,0023          | 6,2<br>-1,5   |
| [13]  | 20  | 15,9         | 20<br>74   | 0,99<br>0,9  | 660<br>2800  | 1320<br>4960     | 0,005<br>0,017  | 17,4<br>-8,1  |
| Total | 349 | 7,4<br>49,0  | 3<br>590   | 0,99<br>0,88 | 660<br>58540 | 1320<br>333120   | 0,0008<br>0,031 | 16,6<br>-7,5  |

Dos expresiones apropiadas aparentemente para la determinación de  $C_w$  pudiesen ser las soluciones de Blasius para la capa límite laminar y la capa límite turbulenta, sin embargo, existe un problema adicional, y es que estas dos expresiones solo son válidas para una pared impermeable, mientras que la superficie del líquido tiene una componente normal de la velocidad debida a la condensación. En muchos textos de mecánica de fluidos se diría que en este caso hay presencia de succión en la superficie; en problemas típicos de condensación la velocidad de la succión es relativamente grande y hace que el espesor de la capa límite se vuelva casi constante muy cerca del borde inicial, y la velocidad del vapor  $V$  es, en esencia, solo función de  $V_E$ .

Esto puede ser resuelto parcialmente si es empleado el modelo elaborado por Couette para flujo laminar, puede ser aplicado para determinar los esfuerzos cortantes que actúan sobre una capa límite sujeta a un fuerte esfuerzo de succión (Figura 3).

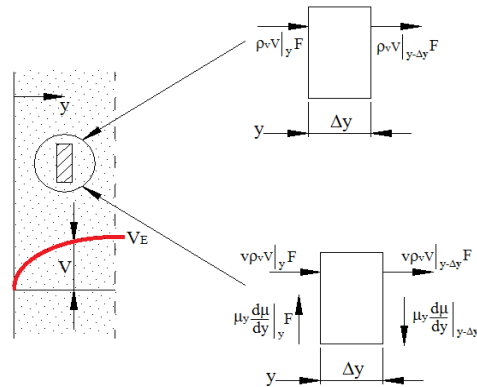


Figura 3. Problema modelo y volúmenes elementales para el análisis del efecto de la velocidad del vapor sobre el intercambio térmico.

La velocidad de la corriente libre \$V\_E\$ y la velocidad superficial es \$V\_S\$, la cual se supone independiente de la distancia \$X\$. De hecho \$V\_S = V\delta\$ aumenta con \$X\$ en el problema real de condensación en película, sin embargo, como por el momento solo se han considerado situaciones en las que \$(V\_S = V\delta) \ll V\_E\$, además el error provocado por esta suposición es pequeño. En la Figura 3 se muestra un volumen de control elemental de espesor \$\Delta y\$ y área \$F\$, situado dentro de la capa límite de vapor. La ley de conservación de la masa implica que (21):

$$v\rho_V|_y F = v\rho_V|_{y-\Delta y} F \tag{21}$$

$$v\rho_V = cte = v_S\rho_V = -m''$$

En la ecuación (21) se toma como positivo el valor de la velocidad de condensación \$m''\$ (\$kg m^2 s\$). La segunda ley de Newton implica que la suma de las fuerzas que actúan sobre el volumen sea igual a la velocidad de cambio de la cantidad de movimiento del fluido que pasa a través de dicho volumen. En dirección \$X\$ se cumple que (22):

$$\mu_V \frac{dV}{dy}|_{y-\Delta y} F - \mu_V \frac{dV}{dy}|_y F = v\rho_V V|_{y-\Delta y} F - v\rho_V V|_y F \tag{22}$$

Si en la ecuación (22) se sustituye el término \$v\rho\_V = -m''\$ de la relación (21), se divide entre \$F\Delta y\$ y posteriormente se hace \$\Delta y \to 0\$, de estas operaciones se obtiene (23):

$$\mu_v \frac{d^2V}{dy^2} = -m'' \frac{dV}{dy} \quad (23)$$

La relación (23) es la ecuación diferencial que rige el comportamiento de la velocidad  $V(y)$  del vapor cuando su viscosidad es constante. Las condiciones de contorno apropiadas para este caso son (24):

$$\begin{aligned} y=0 & \quad ; \quad V=V_S \\ y \rightarrow \infty & \quad ; \quad V=V_E \end{aligned} \quad (24)$$

Reordenando la ecuación diferencial (23) e integrando se llega a (25):

$$\begin{aligned} \frac{d^2V/dy^2}{dV/dy} &= -\frac{m''}{\mu_v} \\ \text{Ln}\left(\frac{dV}{dy}\right) &= -\frac{m''}{\mu_v} y + C_1 \\ \frac{dV}{dy} &= C_1 e^{-(m''/\mu_v)y} \\ V &= -C_1 \frac{m''}{\mu_v} e^{-(m''/\mu_v)y} + C_2 \end{aligned} \quad (25)$$

Evaluando las constantes de integración en (25) a partir de las condiciones de contorno se obtiene la siguiente expresión para el perfil de velocidad (26):

$$\frac{V - V_S}{V_E - V_S} = 1 - e^{-(m''/\mu_v)y} \quad (26)$$

Por lo tanto, el esfuerzo cortante en la superficie de la película resulta ser (27):

$$\tau_S = \mu_v \left. \frac{dV}{dy} \right|_{y=0} = -m'' (V_E - V_S) \quad (27)$$

Así, en el límite de las succiones fuertes, el esfuerzo cortante que el vapor ejerce sobre la película de líquido es simplemente la cantidad de movimiento cedido por la condensación de vapor al desacelerar de la velocidad de corriente libre  $V_E$  a la velocidad de la superficie de la película  $V_S$ . Este esfuerzo puede ser muchas veces mayor que el esfuerzo cortante cuando no hay succión. Para determinar en qué circunstancias puede ser importante el arrastre debido al vapor sería necesario comparar  $\tau_S$  con el esfuerzo cortante en la pared cuando no existe este arrastre. Entonces el balance de fuerzas sobre la película arroja simplemente que (28):

$$\tau_p = (\rho_L - \rho_V)g\delta \quad (28)$$

El espesor de la película de condensado es obtenido mediante la ecuación de Nusselt, y queda dado por (29):

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{4\mu_L\lambda_L(T_{Sat} - T_P)}{\rho_L(\rho_L - \rho_V)g} \frac{1}{(r_{LV})} X} \quad (29)$$

Sustituyendo en (28) el valor del espesor de la película obtenido con el uso de (29) y reordenando posteriormente se llega a (30):

$$\frac{\tau_s}{\tau_p} = \left[ \frac{Ja}{4Pr_L} \frac{\rho_L}{\rho_L - \rho_V} \frac{(V_E - V_S)^2}{gx} \right] \quad (30)$$

Como se predijo, el arrastre debido al vapor se hace más notable al aumentar  $V_E$  y al aumentar el cociente  $\frac{Ja}{Pr_L}$  (ya que  $\frac{Ja}{Pr_L} = \frac{\lambda_L(T_{Sat} - T_P)}{\mu_L(r_{LV})}$  proporciona la escala de la velocidad de condensación). El arrastre se hace menos importante al aumentar la distancia  $X$ , y no hay efectos directos de la densidad del vapor  $\rho_V$ , ya que se cumple que  $\rho_V \ll \rho_L$ .

Como el perfil de velocidad es continuo, o sea  $V_S = V\delta$  y se cumple, además, que (31):

$$\mu_L \frac{dV}{dy} \Big|_{y=\delta} = -m''(V_E - v\delta) \quad (31)$$

La expresión algebraica se torna más compleja ahora. Si se considera que  $\rho_V \ll \rho_L$  y  $V_E \gg v\delta$ , el coeficiente local de transferencia de calor se convierte en la siguiente expresión (32):

$$\alpha = \left[ \frac{\lambda_L^2 V_E}{8\nu_L x} \left\{ 1 + \left( \frac{16Pr_L}{Ja} \frac{gx}{V_E^2} \right)^{0.5} \right\} \right]^{0.5} \quad (32)$$

Por lo tanto, cuando la velocidad del vapor en un sistema ACC sea superior a los 40 m/s es necesario establecer un producto entre los resultados obtenidos mediante el empleo de la ecuación (16) y (32) para obtener el coeficiente de transferencia de calor real.

#### 4. CONCLUSIONES

- Se ha desarrollado un nuevo modelo que aglutina en un procedimiento unitario los tediosos procedimientos establecidos para la determinación

del coeficiente medio de transferencia de calor mediante las técnicas de criterio de flujo dominante. La nueva propuesta incluye el efecto del arrastre del vapor cuando este supera la velocidad crítica en el interior de ACC, y los resultados obtenidos con su empleo computan un error medio del 22 % en el 88,7 % de las muestras disponibles. Los resultados concuerdan con el criterio inicial que fundamentó la investigación, considerándose cumplidos los objetivos de la misma. El nuevo método es válido además para una calidad del vapor ubicada entre 0,9 y la unidad, para flujos de vapor entre 3 kg/(m<sup>2</sup>/s) y 590 kg/(m<sup>2</sup>/s), valores para el número de Reynolds para la porción líquida entre 660 y 58 540 y del número de Reynolds para la porción vapor ubicadas entre 1 320 y 333 120, diámetros equivalentes internos de los tubos comprendidos entre 7,4 mm y 49 mm.

## 5. REFERENCIAS

- Boyko, L. D. y Kruzhilin, G. N. 1967: Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10(3): 361-373.
- Camaraza-Medina, Y.; Rubio-Gonzales, A. M.; Cruz-Fonticiella, O. M. y García-Morales, O. F. 2017: Analysis of pressure influence over heat transfer coefficient on air-cooled condenser. *Journal Européen des Systemes Automatisés*, 50(3): 213-226.
- Camaraza-Medina, Y.; Rubio-Gonzales, A. M.; Cruz-Fonticiella, O. M. y Garcia-Morales, O. F. 2018: Simplified analysis of heat transfer through a finned tube bundle in air-cooled condenser. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 5(3): 237-242.
- Camaraza-Medina, Y.; Cruz-Fonticiella, O. M. y García-Morales, O. F. 2019: New model for heat transfer calculation during fluid flow in single phase inside pipes. *Thermal Science and Engineering Progress*, 11: 162-166.
- Camaraza-Medina, Y.; Hernandez-Guerrero, A.; Luviano-Ortiz, J. L. y Garcia-Morales, O. F. 2020: New improvement model for heat transfer calculation on viscous-gravitational fluid flow inside vertical and inclined tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159: 120108.
- Cancan, Z.; Dingbiao, W.; Sa, X.; Yong, H. y Xu, P. 2017: Numerical investigation of heat transfer and pressure drop in helically coiled tube with spherical corrugation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 113: 332-341.
- Chen, R.; Zhang, P.; Tan, B.; Wang, Z.; Zhang, D.; Tian, W. y Qiu, Z. 2019: Steam condensation on a downward-facing plate in presence of air. *Annals of Nuclear Energy*, 132: 451-460.
- Cheng, Z. Y.; Cheng, M.; Liao, Q.; Ding, Y. D. and Zhang, J. N. 2019: Experimental investigation on the air-side flow and heat transfer characteristics of 3-D finned tube bundle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131: 506-515.



- Cttani, L.; Bozzoli, F. y Raineri, S. 2017: Experimental study of the transitional flow regime in coiled tubes by the estimation of local convective heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112: 825-836.
- Kim, S. M. and Mudawar, I. 2013: Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1-2): 238-250.
- Medina, Y. C.; Fonticiella, O. M. C. and Morales, O. F. G. 2017: Design and modelation of piping systems by means of use friction factor in the transition turbulent zone. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 4(4): 162-167.
- Medina, Y. C.; Khandy, N. H.; Carlson, K. M.; Fonticiella, O. M. C. y Morales, O. F. C. 2018: Mathematical modeling of two-phase media heat transfer coefficient in air-cooled condenser systems. *International Journal of Heat and Technology*, 36(1): 319-324.
- Mondal, S. and Field, R. W. 2018: Theoretical analysis of the viscosity correction factor for heat transfer in pipe flow. *Chemical Engineering Science*, 187: 27-32.
- Rabiee, R.; Désilets, M.; Proulx, P.; Ariana, M. and Julien, M. 2018: Determination of condensation heat transfer inside a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124: 816-828.
- Song, R.; Cui, M. and Liu, J. 2017: A correlation for heat transfer and flow friction characteristics of the offset strip fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115: 695-705.
- Zhang, H.; Fang, X.; Shang, H. y Chen, W. 2015: Flow condensation heat transfer correlations. *International Journal of Refrigeration*, 59: 102-114.

## Información adicional

### Conflicto de intereses

No se declaran

### Contribución de autores

YCM: realización de la búsqueda bibliografía sobre la temática, concepción general y en la ejecución de la investigación, así como en la escritura y revisión del artículo. YBG: participó en el análisis de los resultados y en la redacción y revisión de la versión final.

### ORCIDs

YCM, <https://orcid.org/0000-0003-2287-7519>

YBG, <https://orcid.org/0000-0001-5420-6627>

Recibido:15/10/2023

Aceptado:21/11/2023