ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

"Evaluación y Modificación de Correlaciones para Transferencia de Calor para R22 en Ebullición Forzada dentro de tubos Lisos y Microaleteados"

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Rubén Darío Miranda Idrovo

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

A Dios por sobre todas las cosas, a mis padres y hermanos quienes siempre han estado a mi lado apoyándome, a los amigos quienes de una u otra manera colaboraron en mi proceso de graduación, en especial al Ing. Vicente Adum Gilbert por su invaluable guía y tiempo en la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A mis queridos abuelos María, Carmen Rosa y Bolívar.

A mis padres Darío Miranda y Aurora Idrovo.

A mi querido amigo Max que en paz descansa.

.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

_____	_____
Ing. Francisco Andrade DECANO DE LA FIMCP PRESIDENTE	Ing. Vicente Adum G. DIRECTOR DE LA TESIS

_____
Ing. Jorge Duque
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

Rubén Darío Miranda Idrovo

ÍNDICE GENERAL

Pág.

RESUMEN……...II

ÍNDICE GENERAL ABREVIATURAS SIMBOLOGÍA……..III

ÍNDICE DE FIGURAS……..IV

ÍNDICE DE TABLAS……..V

INTRODUCCION……1

CAPITULO 1……3

1. FUNDAMENTOS TEORICOS……..3

1.1 Evaporación en el interior de tubos ……..……..3

1.2 Correlaciones para tubos lisos (Shah y Kandlikar)……6

1.3 Correlación para Tubos microaleteados (Wolverine)……..20

CAPITULO 2 28

2. EVALUACION Y MODIFICACION DE LAS CORRELACIONES……..28

2.1 Coeficientes experimentales para tubos lisos……..……..29

2.2 Evaluación de correlaciones para tubos lisos……..33

2.2.1 Evaluación utilizando la correlación de Shah……..……34

2.2.2 Evaluación utilizando la correlación de Kandlikar……41

2.3 Modificación y evaluación del modelo corregido para tubos lisos 48

2.4 Evaluación de correlación para tubos microaleteados……...78

2.5 Modificación y Evaluación del modelo corregido para tubos microaleteados……..86

CAPITULO 3……..93

3. RESULTADOS……..93

CAPITULO 4……107

4. APLICACIÓN DE RESULTADOS: DISEÑO DE UN EVAPORADOR DE R22 DE TUBOS Y CORAZA……107

CAPITULO 5……130

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES……130

APENDICES…… 136

BIBLIOGRAFIA……...136

RESUMEN

En el amplio campo de la refrigeración existe un sin numero de correlaciones empíricas utilizadas en el diseño de diversos equipos térmicos. Por el origen empírico de dichas correlaciones los resultados que estas ofrecen son solo aproximaciones, muy buenas en algunos casos y no tan cercanas a la realidad en otros, ya que tienden a sobreestimar o subestimar los parámetros deseados.

El presente trabajo tiene por objeto evaluar y mejorar las correlaciones para calcular coeficientes de transferencia de calor en convención forzada en tubos lisos y microaleteados estableciendo un factor de corrección para las mismas, específicamente las correlaciones de Kandlikar y Shah en tubos lisos y la correlación de Wolverine para tubos microaleteados, como objetivo secundario se desea mostrar los beneficios que conlleva el uso de tubos microaleteados.

El refrigerante escogido para el estudio fue el R22 debido a que es el de mayor uso en el campo de refrigeración a nivel industrial en el Ecuador (chillers y condensadores de pequeña y mediana capacidad).

El método a seguir consiste en evaluar las correlaciones y compararlas con coeficientes experimentales obtenidos de diversas fuentes, estableciendo porcentajes de error en los distintos casos de estudio, tomando las medias de error de los diferentes grupos de datos utilizándolos para establecer un modelo matemático para generar factores de corrección, mismo que tendrá como variable única la presión de saturación del refrigerante. Finalmente se aplicará los resultados obtenidos en el diseño de un evaporador.

El resultado esperado será obtener coeficientes de transferencia más cercanos a la realidad que permitan el diseño de equipos térmicos con mayor efectividad.

ABREVIATURAS

EXP	Exponencial
film	Filmico (a) o de película
GPM	Galones por minuto
°	Grados
°C	Grados centígrados
°K	Grados Kelvin
INT	Intento
J	Joule
J / kg °K	Joule por Kilogramo grado kelvin
kg	Kilogramo
kg / m² s	Kilogramo por metro cuadrado segundo
kg / m³	Kilogramo por metro cúbico
kg / s	Kilogramo por segundo
m	Metro
m /s ²	Metro por segundo cuadrado
m²	Metro Cuadrado
m³	Metro Cúbico
mm	Milímetro
MPa	Mega Pascal
N	Newton
N / m	Newton por metro
Pa	Pascal
Pa-s	Pacal segundo
POT	Potencial
s	Segundo
W	Watt
W / m²	Watt por metro cuadrado
W / m °K	Watt por metro grado Kelvin
W / m² °K	Watt por metro cuadrado grado kelvin

SIMBOLOGIA

g	Aceleración de la gravedad (9.8 m / s ²)
e_f	Altura de aleta
α_f	Ángulo de hélice
A	Área
Ai	Área interna
X	Calidad de vapor
h_{fg}	Calor latente de vaporización
c_p	Calor específico a presión constante
q”	Calor por unidad de área
U	Coeficiente global de transferencia
h_{TP}	Coeficiente bifásico de transferencia
h_{lo}	Coeficiente de transferencia para la fase líquida
α_{mf}	Coeficiente local de transferencia para tubo microaleteado
α_{nb}	Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada
α_{cb}	Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva
h_{cb}	Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva
$h_{convecció}$	Coeficiente de transferencia por convección
$h_{nucleació}$	Coeficiente de transferencia por nucleación
k_l	Conductividad térmica para líquido
ρ_l	Densidad fase liquida
ρ_v	Densidad de vapor
di	Diámetro interno del tubo
d_f	Diámetro interno máximo (medido desde la base de la microaleta)
δ	Espesor local de la película anular de líquido
F_o	Factor de acrecentamiento
F_{cb}	Factor de evaporación convectiva

F_{nb}	Factor de evaporación nucleada
F_{cnb}	Factor de evaporación convectiva-nucleada
F_{fl}	Factor de dependencia del fluido
E_{RB}	Factor de Costilla
E_{mf}	Factor de acrecentamiento por flujo
Fc	Factor de corrección
Fc_{mf}	Factor de corrección final microaleteado
K_{FR}	Factor de corrección por estratificación
Kc	Factor de diámetro
PI2	Factor adimensional pi2
$\dot{M}$	Flujo másico
ε	Fracción local de vacío
Co	Número de Convección
Bo	Numero de Evaporación
Fr	Número de Froude
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
$(Re_L)_{film}$	Número de Reynolds en la película de líquido
p_f	Paso axial entre aletas
M	Peso molecular
p_r	Presión Reducida
Psat	Presión de saturación
T_H	Temperatura del fluido caliente en el exterior del tubo
Tw	Temperatura de pared
Ts	Temperatura de saturación del fluido
Tsat	Temperatura de saturación
G	Velocidad másica
G_{ref}	Velocidad másica máxima de prueba
σ	Tensión Superficial del fluido

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

Figura 1.1 Regimenes de flujo en flujo vertical……..……....5
Figura 1.2 Regimenes de flujo en flujo horizontal...……..……....6
Figura 1.3 Esquema de tubo microaleteado……...……...……..……...21
Figura 1.4 Dirección de flujo en tubo microaleteado…….....…..……..…...22
Figura 2.1 Aparato de prueba para tubo liso……....……...…....30
Figura 2.2 Coeficientes de Transferencia experimentales para evaporación de R22……...……..……..…..…..…33
Figura 2.3 Modelo de hoja de cálculo para estimar el coeficiente de transferencia de calor con la correlación de Shah……..…...34
Figura 2.4 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=-15.5 °C para R22.....36
Figura 2.5 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=-12.92 °C para R22……..…...……36
Figura 2.6 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=-3.44 °C para R22……..……37
Figura 2.7 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=-1.8 °C para R22……...……...37
Figura 2.8 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=-1.87 °C para R22……..……38
Figura 2.9 Evaluación de correlación de Shah a Tsat= 6.04 °C para R22……..……38
Figura 2.10 Evaluación de correlación de Shah a Tsat= 11.5 °C para R22……..39
Figura 2.11 Evaluación de correlación de Shah a Tsat=13.05 °C para R22……..……....39
Figura 2.12 Evaluación de correlación de Shah a Tsat= 16.69 °C para R22……40
Figura 2.13 Evaluación de correlación de Shah a Tsat= 17.9 °C para R22……..40
Figura 2.14 Modelo de hoja de cálculo para correlación de Kandlikar……42
Figura 2.15 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=-15.5 °C para R22……..43

Figura 2.16 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=-12.92 °C para R22……..43
Figura 2.17 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=-3.44 °C para R22……..44
Figura 2.18 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=-1.8 °C para R22……..44
Figura 2.19 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=-1.87 °C para R22……..45
Figura 2.20 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat= 6.04 °C para R22…….45
Figura 2.21 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat= 11.5 °C para R22……..…46
Figura 2.22 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat=13.05 °C para R22…….46
Figura 2.23 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat= 16.69 °C para R22…….47
Figura 2.24 Evaluación de correlación de Kandlikar a Tsat= 17.9 °C para R22…….47
Figura 2.25 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=-15.5 °C para R22……..54
Figura 2.26 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=-12.92°C para R22……..……55
Figura 2.27 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=-3.44 °C para R22……..55
Figura 2.28 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=-1.8 °C para R22…….56
Figura 2.29 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=-1.87 °C para R22……..56
Figura 2.30 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat= 6.04 °C para R22……..57
Figura 2.31 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat= 11.5 °C para R22……..57
Figura 2.32 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat=13.05 °C para R22…….58
Figura 2.33 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat= 16.69 °C para R22……..……..58
Figura 2.34 Evaluación de modelos corregidos de Shah y Kandlikar a Tsat= 17.9 °C para R22……..59
Figura 2.35 Coeficientes experimentales a Tsat = 5°C……...62
Figura 2.36 Coeficientes experimentales a Tsat = 12°C……62
Figura 2.37 Coeficientes experimentales a Tsat = 12°C……63
Figura 2.38 Valores de Pi2 y Kc para correlación de Shah……....67

ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

Tabla 1.1 Constantes para correlación de Kandlikar……..17
Tabla 1.2 Parámetro de dependencia del fluido ……17
Tabla 2.1 Parámetros de evaluación experimental en aparato de prueba……..32
Tabla 2.2 Valores de Pi2 y Kc para correlación de Shah……..66
Tabla 2.3 Constantes para trazadores cúbicos de la curva di=10.7 mm y Tsat= 14°C (Correlación de Shah)……70
Tabla 2.4 Constantes para trazadores cúbicos de la curva di=13.84 mm y Tsat= 5°C (Correlación de Shah)……72
Tabla 2.5 Valores de Pi2 y Kc para correlación de Kandlikar……..73
Tabla 2.6 Constantes para trazadores cúbicos de la curva di=10.7 mm y Tsat= 14°C (Correlación de Kandlikar)……..76
Tabla 2.7 Constantes para trazadores cúbicos de la curva di=13.84 mm y Tsat= 5°C (Correlación de Kandlikar)……..77
Tabla 3.1 Errores absolutos obtenidos de modelos original y corregido de Shah…….....95
Tabla 3.2 Errores absolutos obtenidos de modelos original y corregido de Kandlikar……..100
Tabla 3.3 Errores absolutos obtenidos para los modelos original y corregido de Wolverine……104
Tabla 4.1 Parámetros geométricos de evaporador……..108
Tabla 4.2 Constantes para modelos de propiedades de propilenglicol……111
Tabla 4.3 Propiedades del R22 a -10 ° C……...111
Tabla 4.4 Propiedades del propilenglicol……112
Tabla 4.5 Parámetros geométricos de evaporador rediseñado……..115
Tabla 4.6 Análisis de evaporador utilizando modelo corregido de Kandlikar……..123
Tabla 4.7 Parámetros geométricos de evaporador con tubos microaleteados……..124
Tabla 4.8 Análisis de evaporador utilizando modelo corregido de Wolverine……128

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se estima un factor de corrección multiplicativo para correlaciones de Transferencia de calor para R22 en ebullición forzada dentro de tubos lisos microaleteados, las correlaciones de “Shah” y Kandlikar” en el caso de tubos lisos y la correlación desarrollada por la empresa Wolverine Tubes Inc. Para tubos microaleteados. De acuerdo a experiencias previas se conoce que las correlaciones mencionadas para tubos lisos presentan altos porcentajes de error mientras que en el caso de tubos microalateados no se tiene mayor información ya que es una relativamente en nuestro medio.

Para cumplir el objetivo propuesto se ha recopilado datos experimentales de coeficientes de transferencia de calor para R22 en ebullición para R22 en el interior de tubos lisos de 6 mm, luego se establece una relación entre los valores Teóricos obtenidos con las correlaciones mencionadas y los valores experimentales a partir de la cual se establecen varios modelos para el factor de corrección para finalmente escoger entre ellos el que mejor aproximación presente a la curva experimental, a partir de dicho modelo se establece un factor de corrección para diámetros 10.7 y 13.84 mm para poder hacer extensivo el modelo a diámetros de mayor uso. Igual metodología se utiliza para el caso de tubos donde se establece un factor de corrección para tubos con diámetro interno de 11.98 mm sin hacerlo extensivo a otros diámetros.

Para probar el modelo hallado y verificar las mejoras que ofrece la técnica de tubos microaleteados se aplican los modelos obtenidos a al caso en particular de diseño de un intercambiador de calor de tubos y corazas el cual no desempeño su función correctamente con el diseño original.

CAPITULO 1

1 FUNDAMENTOS TEORICOS

En el diseño de evaporadores para refrigeración, el proceso de mayor interés es la evaporación en el interior de los tubos, el mismo que en transferencia de calor se estudia bajo el caso de convección forzada interna a la que se denomina generalmente como flujo bifásico.

Al hablar de flujo bifásico nos referimos a una mezcla de dos fases o estados de la materia los cuales no están del todo diluidos, es decir, que se pueden distinguir ambas fases. En este caso al tratarse de evaporación, el flujo bifásico a considerar será una mezcla de líquido saturado y vapor del refrigerante R22.

1.1 Evaporación en el interior de tubos

Para describir el flujo bifásico se considera idealmente un tubo vertical caliente en cuyo interior circula un fluido que ingresa al tubo en condición de líquido subenfriado, a medida que el fluido alcanza

su temperatura de saturación se irán generando burbujas en la superficie caliente del tubo y la tasa de generación de estas se verá incrementada a medida que el fluido avanza a través del tubo, las burbujas de vapor dan lugar a un flujo combinado de líquido y vapor el cual presenta diferentes comportamientos a medida que se incrementa la fracción de vapor y el liquido se va evaporando tal como se ilustra en la figura 1.1. Esta variación de comportamiento influye directamente en el coeficiente local de transferencia de calor.

Inicialmente la transferencia de calor se da por convección forzada y el coeficiente de transferencia es estable durante muy corto tiempo ya que se alcanza rápidamente el punto de ebullición y se genera el flujo de burbujas lo que conlleva un incremento en el coeficiente de transferencia, luego las burbujas tienden a agruparse a medida que crece la fracción de vapor generando un flujo de vapor en el centro del tubo rodeado por una capa de líquido dando lugar a lo que se conoce como flujo anular durante el cual el coeficiente de transferencia de calor continua creciendo. Finalmente, la capa de líquido empieza a evaporarse hasta quedar en forma de gotas dispersas en el flujo de vapor en un régimen llamado flujo de niebla con lo que el coeficiente por convección

empieza a disminuir hasta que las gotas se evaporan por completo quedando solo vapor que se sobrecalienta por convección forzada desde la superficie del tubo.

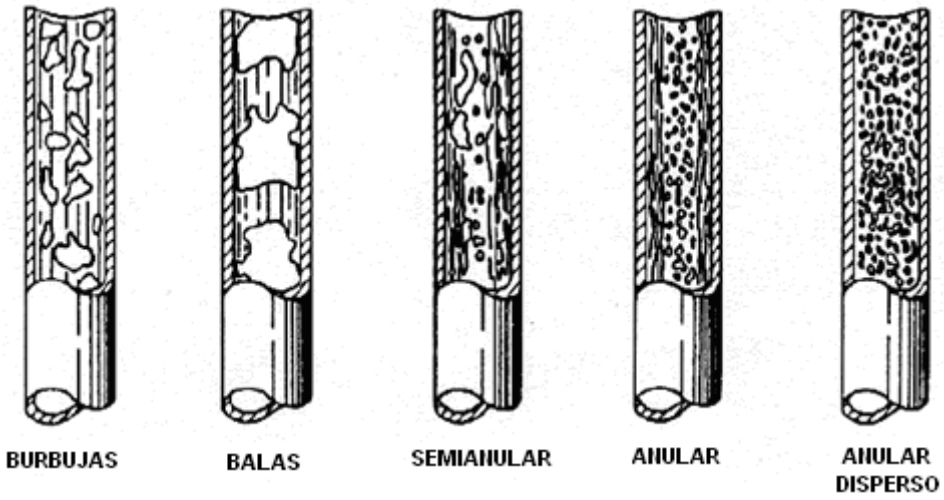


FIGURA 1.1 REGIMENES DE FLUJO EN FLUJO VERTICAL

En la explicación previa se citó la frase "*idealmente un tubo vertical*" para dar una introducción de fácil comprensión, pero dado que en muchos de los casos la orientación de los tubos es horizontal (véase figura 1.2), los efectos de la gravedad se harán presentes a través de la estratificación del flujo que causará que el líquido tienda a concentrarse en la parte inferior dejando ciertas zonas del perímetro superior secas lo que conlleva un cierto decaimiento en el coeficiente de transferencia de calor. Cabe

recalcar que en caso de que el flujo posea la suficiente velocidad los efectos de la gravedad podrán ser despreciados

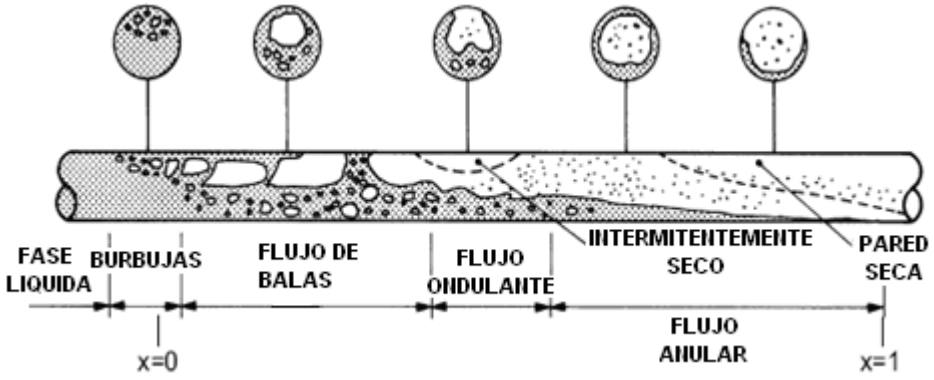


FIGURA 1.2 REGIMENES DE FLUJO EN FLUJO HOTIZONTAL

1.2 Correlaciones para tubos lisos (Shah y Kandlikar)

La mayoría de los autores suelen subdividir el análisis del flujo bifásico a través de dos mecanismos, transferencia de calor por evaporación nucleada y transferencia de calor por evaporación convectiva. El primer mecanismo es generado por el flujo de burbujas de vapor y es predominante en la mayor parte del proceso, mientras que el segundo se refiere al proceso de transferencia entre la pared caliente y la fase liquida del flujo, por lo que los modelos puestos a consideración tendrán términos relacionados a los mecanismos previamente mencionados.

Es necesario mencionar que las correlaciones a tratar sirven para calcular coeficientes de transferencia locales, por lo que los resultados de las mismas varían a medida que la calidad del flujo varía en el interior del tubo.

Antes de analizar los modelos de SHAH y KANDLIKAR se definirá algunos de los parámetros a utilizar en dichas correlaciones para lograr una mejor comprensión de los mismos.[1]

Velocidad másica, se define como la relación entre el flujo másico o caudal de fluido a través del tubo y el área transversal total. Sus unidades están dadas en kg / m² s.

$$G = \frac{\dot{M}}{A} \qquad (1)$$

Donde

$\dot{M}$ = Flujo másico [kg / s]

A= Área de Transferencia [m²]

A continuación se presenta los parámetros adimensionales a utilizarse:

Número de Reynolds, el cual representa la relación entre las fuerzas inerciales y viscosas presentes en el flujo. Para este caso estará referido unicamente a la fase líquida del flujo bifásico.

$$Re = \frac{G\ (1 - x)\ di}{\mu_l} \qquad (2)$$

Donde

x = Calidad de vapor

di = Diámetro interno del tubo [m]

μ_l = Viscosidad dinámica para líquido [Pa s]

Número de Prandtl, representa una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite hidrodinámica y térmica. Cuantitativamente se define como la relación entre la difusividad de momento y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{\mu_l\ Cp}{k_l} \qquad (3)$$

Donde

Cp = Calor específico a presión constante [J / kg °K]

k_l = Conductividad térmica para líquido [W / m °K]

Número de Froude, se define como la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Se utiliza para cuantificar los efectos de la gravedad sobe el flujo.

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 \; g \; di} \qquad (4)$$

Donde

ρ_l = Densidad fase liquida [kg / m³]

g = Aceleración de la gravedad [9.8 m /s ²]

Número de Convección, es un parámetro de verificación el cual nos ayuda a identificar que mecanismo representa un mayor aporte a la transferencia de calor en ese instante, si la evaporación nucleada o la evaporación convectiva.

$$Co = [(1 - x)/x]^{0.8} (\rho_v / \rho_l)^{0.5} \qquad (5)$$

Donde

ρ_v = Densidad fase gaseosa [kg / m³]

Numero de Evaporación, representa la relación entre el flujo de calor aplicado y el flujo de calor potencial que sería necesario aplicar para completar la evaporación.

$$Bo = \frac{q''}{G \; h_{fg}} \qquad (6)$$

Donde

q" = Calor transferido por unidad de área [W / m²]

h_{fg} = Calor latente de vaporización [J / Kg]

1.2.1 Correlación de Shah

La correlación de Shah. [2] es utilizada para el cálculo de coeficientes locales de transferencia de calor para flujos en evaporación y es aplicable para las distintas regiones del mismo, convectiva, nucleada y estratificada. Este método se basa fundamentalmente en cuatro parámetros adimensionales (F_o , Fr, Co y Bo) los mismos que describen el flujo y ayudan a estimar el aporte de los mecanismos de transferencia por convección y nucleación.

El cálculo del factor de acrecentamiento F_o representa el objetivo principal de esta correlación ya que, una vez calculado éste, es factible obtener el coeficiente de transferencia de calor bifásico. El factor de acrecentamiento representa la relación entre los coeficientes de transferencia bifásico y de la fase líquida para un determinado valor de calidad de vapor.

$$F_o = \frac{h_{tp}}{h_{lo}} \qquad (7)$$

Para calcular el coeficiente de transferencia correspondiente a la fase líquida se hace uso de la correlación de Dittus-Boelter [2].

$$h_{lo} = 0.023\ \mathrm{Re}^{0.8}\ \mathrm{Pr}^{0.4}\ \frac{k_l}{di} \qquad (8)$$

Reemplazando la ecuación (2) en la ecuación (8) se obtiene lo siguiente:

$$h_{lo} = 0.023 \left[\frac{G*(1-x)*di}{\mu_l}\right]^{0.8} \mathrm{Pr}^{0.4}\ \frac{k_l}{di} \qquad (9)$$

Una vez hecho esto, se procede a calcular el número de Froude a partir de la ecuación (4), para de esta manera verificar si los efectos de estratificación causados por la gravedad son considerables o no. Para un número de Froude mayor a 0.04 el efecto de la estratificación es despreciable, es decir, las fuerzas inerciales predominan en el flujo en relación a las de gravedad. Por el contrario, si el numero de Froude es menor que 0.04 deberán ser considerados los efectos gravitatorios y esto se verá reflejado en el número de convección.

Se procede a calcular el número de convección a partir de la ecuación (5) pero introduciendo una variante que es un factor de corrección el cual considera los efectos de estratificación.

$$Co = [(1-x)/x]^{0.8} (\rho_v / \rho_l)^{0.5} K_{FR} \qquad (10)$$

Donde K_{FR} representa el factor de corrección por estratificación y tomara los siguientes valores:

$K_{FR} = (25\ Fr)^{-0.3}$ para Fr < 0.04 (11)

$K_{FR} = 1$ para Fr >0.04 o en caso de tubos verticales

Para valores de Co > 1 el mecanismo predominante en la transferencia será la evaporación nucleada, por lo que el valor de F_o será independiente de Co y dependerá únicamente del número de Evaporación Bo.

Una vez obtenido Co el paso siguiente es calcular el factor de evaporación convectiva F_{cb}, la cual se da a altos valores de calidad. Dicho factor se define de la siguiente manera:

$$F_{cb} = 1.8\ Co^{-0.8} \qquad \text{para Co < 1} \qquad (12)$$

$$F_{cb} = 1 + 0.8 \exp\left[1 - Co^{0.5}\right] \qquad \text{para Co > 1} \qquad (13)$$

Shah propone la siguiente relación empírica para hallar el factor de acrecentamiento:

$$F_o = F(1-x)^{0.8} \qquad (14)$$

Ahora, si se reemplaza el valor de F_{cb} obtenido en las ecuaciones (12) o (13), según sea el caso, en la ecuación

(14), el valor de F_o a obtenerse será un factor de acrecentamiento para evaporación convectiva, por lo que al introducir este a la ecuación (7), tendremos lo siguiente:

$$F_o = \frac{h_{cb}}{h_{lo}} \qquad (15)$$

Con los parámetros previamente calculados es posible ahora calcular el número de convección.

El número de convección determina la influencia de la evaporación nucleada en el coeficiente bifásico de transferencia. Un valor de Bo < 0.000019 indica que no existe crecimiento en el coeficiente de transferencia por nucleación.

Como se observa en la ecuación (6) para calcular Bo es necesario conocer el valor q" que para el presente trabajo es proporcionado por las fuentes bibliográficas, pero en la mayoría de los casos de diseño de evaporadores este es una incógnita por lo que es necesario asumir un valor inicial de q" el cual debe ser depurado posteriormente a través de un proceso de iteración. A continuación se presentan dos opciones para estimar un valor inicial de q":

La primera opción es asumir convección pura y trabajar con la siguiente expresión:

$$q'' = h_{cb}\ (Tw - Ts) \qquad (16)$$

Donde: Tw = temperatura de la pared interna del tubo

Ts = temperatura de saturación del fluido

La segunda opción implica estimar un coeficiente de transferencia global “U” a partir de la experiencia, el cual es depurado a través del proceso de iteración. La ecuación a utilizar es la siguiente:

$$q'' = U\ (T_H - Ts) \qquad (17)$$

Donde T_H = temperatura del fluido caliente en el exterior del tubo.

Una vez establecido el valor del número de evaporación se procede a calcular el factor de evaporación nucleada F_{nb}, el cual predomina en el régimen de evaporación nucleada que se da en valores de Bo > 0.000019 para valores de calidad bajos.

$$F_{nb} = 231\ Bo^{0.5} \qquad \text{para Co} > 1 \qquad (18)$$

A valores altos de calidad, cuando el número de convección oscila entre valores de 0.02 y 1, ambos mecanismos de

transferencia convectiva y nucleada tendrán su respectivo aporte al coeficiente de transferencia bifásico por lo que se calcula un factor de evaporación convectiva-nucleada F_{cnb} el cual considera los efectos de ambos.

$$F_{cnb} = F_{nb}\ (0.77 + 0.13F_{cb}) \qquad (19)$$

Calculados ya los valores de F_{cb}, F_{nb} y F_{cnb} se escoge solo uno de los tres de acuerdo al siguiente criterio:

Para Co > 1 se escoge el mayor entre F_{cb} y F_{nb}

Para 0.02 < Co < 1 se escoge el mayor entre F_{cb} y F_{cnb}

El valor de F escogido deberá ser reemplazado en la ecuación (14) para obtener el factor de acrecentamiento F_o; a su vez este último es introducido en la ecuación (7) para despejar el coeficiente de transferencia bifásico h_{TP} culminando de esta manera el proceso.

Cabe recalcar que en caso de haber estimado un valor inicial de q", este debe ser recalculado usando el valor de h_{TP} obtenido, con lo que se genera el proceso de iteración mencionado previamente.

1.2.2 Correlación de Kandlikar

Al igual que en el caso anterior, la presente correlación se utiliza para estimar coeficientes de transferencia locales en el interior de tubos lisos para flujos en evaporación. El modelo es aplicable tanto para tubos verticales como horizontales. [2]

La presente correlación utiliza el concepto de superposición para predecir el coeficiente de transferencia bifásico, es decir lo calcula como la suma de dos términos que representan la evaporación convectiva y evaporación nucleada respectivamente.

$$h_{TP} = h_{conveccion} + h_{nucleación}$$

Kandlikar modela su ecuación estableciendo dos regiones perfectamente diferenciadas, la región convectiva y la de nucleación, mismas que son caracterizadas por los números de convección Co y de evaporación Bo respectivamente. Para valores de Co > 0.65 nos encontraremos en la región de evaporación convectiva mientras que para valores de Co < 0.65 estaremos en la región de evaporación nucleada.

La forma final de la ecuación propuesta por Kandlikar es la siguiente:

$$\frac{h_{TP}}{h_{lo}} = C_1 (Co)^{C_2} (25Fr)^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \qquad (20)$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente de transferencia bifásico [W / m² °K]

h_{lo} = Coeficiente de transferencia de la fase liquida [W /m² °K]

C_1, C_2, C_3, C_4 y C_5 = Constantes del modelo (véase tabla 1.2.1)

Co = Numero de convección

Bo = Numero de Evaporación

F_{fl} = Factor de dependencia del fluido (véase tabla 1.2.2)

Tabla 1.1 Constantes para correlación de Kandlikar

Evaporación convectiva Co < 0,65	**Evaporación nucleada Co > 0,65**
C1 = 1,1360 C2 = -0,9 C3 = 667,2 C4 = 0,7 C5 = 0,3	C1 = 0,6683 C2 = -0,2 C3 = 1058 C4 = 0,7 C5 = 0,3

Tabla 1.2 Parámetro de dependencia del fluido

FLUIDO	**Ffl**
Agua	1
R-11	1,3
R-22	1,5
R-13B1	1,31
R-22	2,2
R-113	1,3
R-114	1,24
R-152a	1,1
Nitrógeno	4,7
Neón	3,5

El primer paso para usar la correlación es calcular el número de Froude usando la ecuación (4). Si el Fr > 0.04 los efectos de estratificación serán despreciables y el valor de C_5 será cero. En caso de tratarse de un tubo vertical el valor de C_5 también será cero ya que en esta condición la gravedad no ejerce efecto alguno en la dirección perpendicular al flujo.

Ahora, se procede a calcular el número de convección utilizando la ecuación (5) y con ello se verifica la zona de evaporación correspondiente. Conocido esto, ahora se puede escoger las constantes correctas para el modelo usando la tabla 1.1

El paso siguiente es encontrar el número de evaporación Bo aplicando la ecuación (6), tal cual se explicó para la correlación de Shah. En caso de no tener un valor de q" debe estimarse un valor de q" inicial y luego ir corrigiendo este valor a través de iteraciones. Se presentan dos métodos para estimar este valor:

El primer método es asumir convección pura con lo que el segundo término del modelo de Kandlikar será cero, al despejar la expresión restante se obtendrá el coeficiente de transferencia convectiva h_{cb}

$$h_{cb} = C_1 (Co)^{C_2} (25Fr)^{C_5} h_{lo} \qquad (21)$$

El valor de h_{lo} se calcula con la correlación de Dittus-Boelter descrita en la ecuación (9); una vez calculado este último se hace uso de la ecuación (16) para estimar el valor de q".

$$q'' = h_{cb} \ (Tw - Ts) \qquad (16)$$

Donde: Tw = temperatura de la pared interna del tubo

Ts = temperatura de saturación del fluido

El segundo método consiste en asumir un valor de coeficiente de transferencia global "U" a partir de algún criterio ingenieril, dicho valor se corrige a través de las iteraciones que se tenga que hacer. Para evaluar este método aplicamos la ecuación (17):

$$q'' = U \ (T_H - Ts) \qquad (17)$$

Donde T_H = temperatura del fluido caliente en el exterior del tubo.

Ya calculado un valor de q", es posible calcular el número de evaporación Bo recurriendo a la ecuación (6). Ahora es posible calcular el segundo término de la correlación.

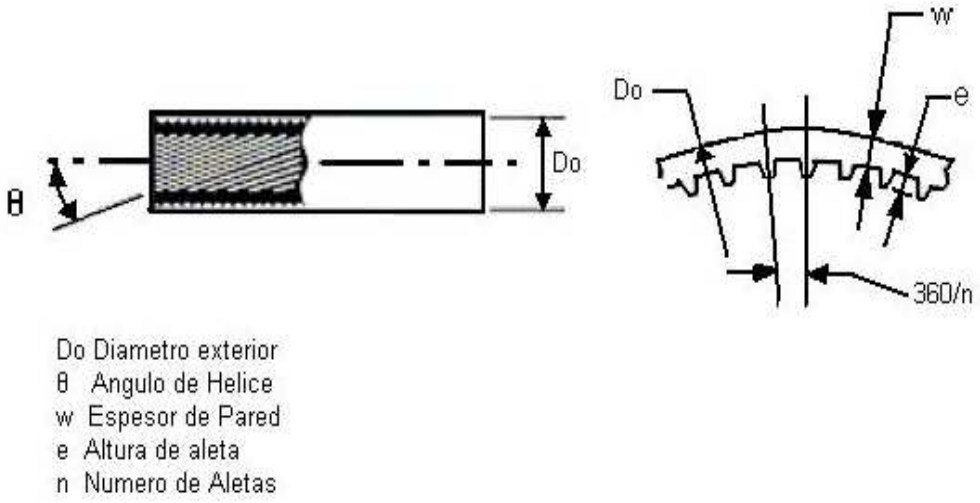
Finalmente, se procede a seleccionar el factor de dependencia del fluido F_{fl} de acuerdo al fluido de trabajo, para ello se hace uso de la tabla 1.2.

Una vez llevado a cabo este proceso la correlación podrá estimar el coeficiente local bifásico de transferencia deseado. En caso de que el valor de q" haya sido estimado a través de los métodos presentados, este debe ser recalculado usando el valor de h_{TP} a través de iteraciones sucesivas con lo que el valor de q" es corregido paulatinamente y por consiguiente el valor h_{TP} también será corregido.

1.3 Correlación para Tubos microaleteados (Wolverine)

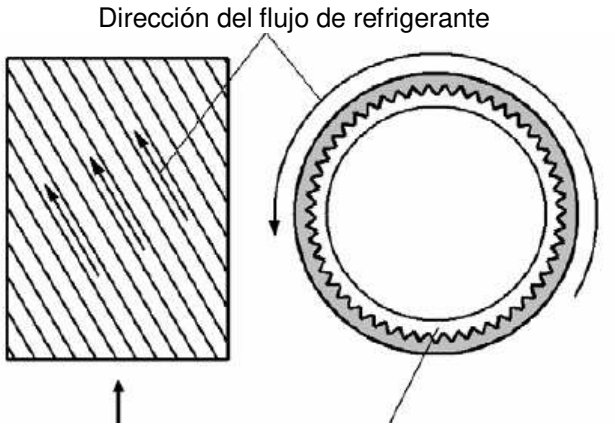
Los tubos microaleteados representan una gran ventaja en cuanto a transferencia de calor se trata, ya que el introducir microaletas permite un aumento en el área de transferencia entre el refrigerante y la superficie interior del tubo. Además, su diseño permite dirigir el flujo de tal manera que permita mantener al

refrigerante líquido en contacto con la pared interna del tubo buscando siempre tener la condición de flujo anular que representa la condición óptima para el caso de evaporación en el interior del tubo. (véase figuras 1.3 y 1.4)



Fuente: Wolverine Tubes Inc. Engineering data book III

FIGURA 1.3 ESQUEMA DE TUBO MICROALETEADO



Fuente: Véase Referencia [4]

FIGURA 1.4 DIRECCIÓN DEL FLUJO EN TUBO MICORALETEADO

La presente correlación fue desarrollada por la compañía WOLVERINE TUBE INC [10], este modelo se basa en correlaciones presentadas por múltiples investigadores, por ejemplo el modelo incluye algunos de los conceptos de Thome (1991) [10] adaptados al modelo de Kattan, Thome y Farvat (1998) [10] para tubos lisos.

El modelo está descrito a través de la siguiente ecuación:

$$\alpha_{mf} = E_{mf}\left[(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB}\alpha_{cb})^3\right]^{1/3} \qquad (22)$$

Donde:

α_{mf} = Coeficiente local de transferencia para tubo microaleteado

α_{nb} = Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada

α_{cb} = Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva

E_{RB} = Factor de Costilla

E_{mf} = Factor de acrecentamiento por flujo

Previo a la obtención de todos los términos recientemente presentados será necesario describir ciertas características geométricas del tubo microaleteado para luego calcular una serie de parámetros adimensionales que permitan obtener cada uno de los componentes del modelo.

A continuación se presentan los elementos que describen la geometría del tubo, para ello véase figuras 1.3 y 1.4 :

e_f = Altura de la microaleta [m]

p_f = Paso axial entre aletas (medido en la trayectoria circular entre dos picos seguidos de microaletas) [m]

α_f = Ángulo de hélice [grados]

d_f = Diámetro interno máximo (medido desde la base de la microaleta) [m]

Definidas ya las características geométricas del tubo podemos empezar con el cálculo de los diferentes parámetros adimensionales

Se debe empezar por calcular el Número de Reynolds para la fase liquida tubular $\mathrm{Re_{RB}}$, que se define de la siguiente manera:

$$\mathrm{Re_{RB}} = \frac{G(1-x)d_f}{\mu_l} \qquad (23)$$

Ahora, se procede a calcular el factor de costilla $\mathrm{E_{RB}}$, este factor es introducido para cuantificar el efecto de crecimiento del coeficiente de transferencia por evaporación convectiva causado por las microaletas. Se utiliza la correlación para flujo turbulento monofásico de Ravigururajan y Bergles (1985) [4].

$$\mathrm{E_{RB}} = \left\{1+\left[2.64\ \mathrm{Re_{RB}^{0.036}}\ \mathrm{Pr}^{-0.024}\left(\frac{e_f}{d_f}\right)^{0.212}\left(\frac{p_f}{d_f}\right)^{-0.21}\left(\frac{\alpha_f}{90^\circ}\right)^{0.29}\right]^7\right\}^{1/7} \qquad (24)$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl

$\mathrm{Re_{RB}}$= Número de Reynolds fase líquida tubular

A continuación se calcula la fracción local de vacío ε, este parámetro introduce en el modelo el efecto de estratificación. La correlación a utilizar es el modelo de Rouhani y Axelsson (1970) [10] para tubos lisos.

$$\varepsilon = \left(\frac{x}{\rho_l}\right)\left\{\left[1+0.12\ (1-x)\right]\left(\frac{x}{\rho_v}+\frac{1-x}{\rho_l}\right)+\frac{1.18\ (1-x)\ \left[g\ \sigma(\rho_l-\rho_v)\right]^{0.25}}{G^2\rho_l^{0.5}}\right\}^{-1} \qquad (25)$$

Donde:

x = Calidad de vapor

ρ_l = Densidad fase Líquida [kg / m³]

ρ_v = Densidad fase gaseosa [kg / m³]

σ = Tensión Superficial del fluido [N / m]

g = Aceleración de la gravedad [9.81 m/s²]

G = Velocidad másica [kg / m² s]

El siguiente paso es obtener el espesor local de la película anular de líquido δ, el cual se considera uniforme alrededor del perímetro interno del tubo ignorando la presencia de las microaletas.

$$\delta = \frac{(1-\varepsilon)\ d_f}{4} \qquad (26)$$

Con los dos últimos parámetros obtenidos se calcula el Número de Reynolds en la película de líquido, a partir de una velocidad media del fluido en la película anular.

$$(Re_L)_{film} = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} \qquad (27)$$

Con este último número de Reynolds hallado se puede estimar el Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva α_{cb}, usando una correlación propuesta por Kattan, Thome y Favrat [10]

para tubos lisos, misma que sigue el mismo patrón que el modelo de Dittus-Boelter pero con constantes diferentes.

$$\alpha_{cb} = 0.0133\ (\mathrm{Re_L})^{0.69}_{film}\ \mathrm{Pr}^{0.4}\ \frac{k_l}{\delta} \qquad (28)$$

El siguiente elemento a determinar es el coeficiente de transferencia por evaporación nucleada α_{nb}. Para ello es necesario tener el valor de q". En caso de no tener este último deberá estimarse un valor inicial el cual deberá ser corregido posteriormente a través de un proceso iterartivo. El proceso para estimar el valor inical de q" es exactamente el mismo que el aplicado para las correlaciones de Shah y kandlikar.

$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{\ 0.12} (-\log p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} \qquad (29)$$

Donde

p_r = Presión Reducida

M = Peso molecular del fluido [ ]

q" = Calor Transferido por unidad de Área [W / m²]

Es necesario indicar que el valor de q" en este caso está basado sobre el área total de transferencia mas no en el área nominal calculada a partir del diámetro interno del tubo.

Finalmente, se calcula el factor de acrecentamiento por flujo, el mismo que toma en cuenta el efecto de la máxima velocidad de prueba utilizada para el desarrollo de este modelo.

$$E_{mf} = 1.89(G/G_{ref})^2 - 3.7(G/G_{ref}) + 3.02 \qquad (30)$$

Donde

G = Velocidad másica del fluido [kg / m² s]

G_{ref} = 500 kg / m²s (máximo valor de prueba).

El último pasó es evaluar el modelo utilizando la ecuación 22.

CAPITULO 2

2 EVALUACION Y MODIFICACION DE LAS CORRELACIONES

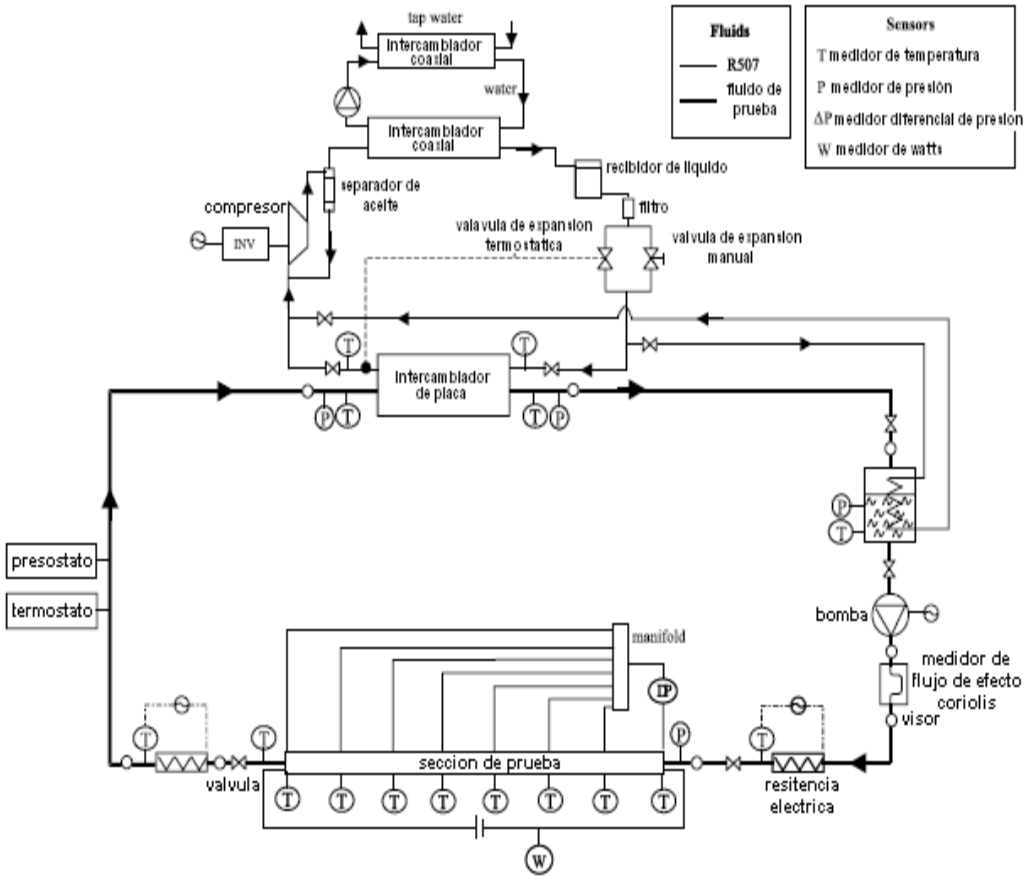
Las correlaciones presentadas en el capitulo anterior así como la gran mayoría de aquellas utilizadas en transferencia de calor han sido determinadas a partir de múltiples ensayos, por lo que tienen una base empírica y sus resultados no son exactos. En el presente capítulo se desarrollara un modelo para generar factores de corrección en las correlaciones presentadas en el capítulo anterior, a partir de valores experimentales y teóricos, para de esta manera reducir el porcentaje de error en los coeficientes de transferencia obtenidos con las correlaciones mencionadas.

2.1 Coeficientes experimentales para tubos lisos

Para el presente estudio los coeficientes experimentales fueron tomados de investigaciones previas, específicamente de los papers "*Flow boiling of R22, R134a, R507, R404A, and R410A inside a smooth horizontal tube*" [2] y "*Evaporation of Refrigerants in a smooth horizontal tube: prediction of R22 and R507 heat transfer coefficients and pressure drop*" [8].

Para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en la mayoría de las investigaciones se utilizan bancos de pruebas con características similares. Generalmente, se componen de dos lazos, uno para la sección de prueba donde se evapora el refrigerante y un segundo lazo de compresión de vapor utilizado para la condensación del refrigerante. El calor requerido para la evaporación es suministrado por medio de efecto Joule, es decir haciendo circular una corriente corriente eléctrica controlada a través del tubo en la sección de prueba con lo que se consigue calentar el tubo con una cantidad conocida de energía. El aparato de prueba cuenta con medidores de flujo, presión y temperatura ubicados estratégicamente en el lazo de la sección de prueba para registrar los parámetros deseados. En la figura 2.1 se

presenta el aparato utilizado en las investigaciones mencionadas al inicio de la presente sección.



Fuente: Véase referencia [2]

FIGURA 2.1 APARATO DE PRUEBA PARA TUBO LISO

Para inferir el coeficiente local de transferencia de calor se parte de la siguiente ecuación:

$$q'' = h_{TP}(Tw - Tsat) \qquad (31)$$

Donde q" es el flujo de calor por unidad de área, h_{TP} es el coeficiente local de transferencia, Tw y $Tsat$ son las temperaturas de pared interna y saturación respectivamente. Para una medición más precisa se divide al tubo en varias sub-secciones y en cada una de ellas se mide la temperatura en 4 puntos ubicados en la parte superior, inferior, izquierda y derecha de la pared interna del tubo, por lo que existen cuatro coeficientes de transferencia de calor, el valor deseado es el promedio de los cuatro coeficientes hallados.

$$h_{TP} = \frac{(h_t + h_b + h_l + h_r)}{4} \qquad (32)$$

Donde h_t, h_b, h_l y h_r representan los coeficientes en la parte superior, inferior, izquierda y derecha respectivamente.

Para el calculo de los valores de calidad de vapor es necesario determinar los valores de entalpía local, en cada sub-sección se evalúa la entalpía a través de un balance de energía entre la entrada a la sección de prueba y la medición de temperatura en dicha sub-sección.

$$h = h_{in} + \frac{q'' A}{G} \qquad (33)$$

Donde h es la entalpía local, h_{in} es la entalpía en la entrada, A es el área local del tubo y G es la velocidad másica del

refrigerante. Una vez conocidos los valores de entalpía y presión es factible encontrar el valor de calidad de vapor.

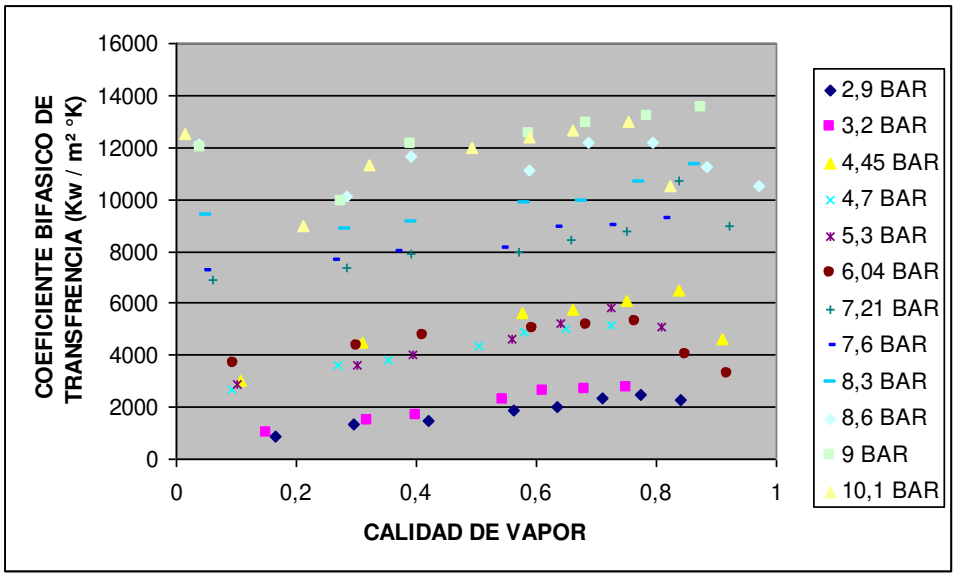
Como resultado natural de la incertidumbre que ofrecen los instrumentos de medición y ecuaciones utilizadas para el procesamiento de los mismos existe un porcentaje de error, la investigación previamente mencionada [8] sugiere que este porcentaje oscila entre 3.4 y 9.5 %.

A continuación se presenta los resultados obtenidos por el banco de pruebas para una sección de prueba con un diámetro interno de 6mm con presiones de saturación que oscilan entre los 2.9 y 10.1 bares y velocidades másicas de 280 y 363 kg / m² s

TABLA 2.1 PARAMETROS DE EVALUACION EXPERMIENTAL EN APARATO DE PRUEBA [2,8].

G (kg /m² s)	P sat (Bar)	q'' (Kw /m²)
280	2,9	10,6
280	3,2	10,6
363	4,45	18,4
280	4,7	12
280	5,3	13,5
363	6,04	18,3
363	7,21	19,5
280	7,6	15,1
280	8,3	16
363	8,6	21,4
280	9	17
363	10,1	21,8

Fuente: Véase Referencia [5] y [6]



Fuente: Véase Referencia [2] y [8]

FIGURA 2.2 COEFICIENTES DE TRANSEFERENCIA EXPERIMENTALES PARA EVAPORACION DE R22 [2,8]

2.2 Evaluación de correlaciones para tubos lisos

A continuación se utilizara las correlaciones de Shah y Kandlikar para obtener los coeficientes de transferencia teóricos a las condiciones presentadas en la tabla 2.1 para luego compararlos con los valores presentados en la figura 2.2, a partir de los cuales se estimara el factor de corrección para dichas correlaciones.

2.2.1 Evaluación utilizando la correlación de Shah

A continuación se presenta el modelo de hoja electrónica utilizado para el cálculo, misma que sigue el proceso descrito en la sección 1.2.1.

			CONDICIONES		
			H_H	0	COEF. CONVEC. EXTERIOR
PROPIEDADES			T_H	0	TEMP. EXTERIOR
PRESION DE SATURACION (Ps)	0,86		G	361	
TEMPERATURA DE SATURACION (Ts)	17,9346026		di	0,006	
Δhv = hfg	255891,338		x	0,9722	
DENSIDAD DE VAPOR (ρv)	36,3465471		q"	21400	
DENSIDAD DE LIQUIDO (ρl)	1221,00076				
CALOR ESPECIFICO (Cp)	1224,37949				
COEFICIENTE POR CONDUCCION (kl)	0,0910327				
TENSION SUPERFICIAL (σ)	0				
VISCOCIDAD DE VAPOR (μg)	0,000012897				
VISCOCIDAD DE LIQUIDO (μl)	0,0002092				
NUMERO DE PRANDTL (Pr)	2,813716272				
NUMERO DE REYNOLDS (Re)	287,833652				
COEF. CONVEC. SOLO LIQUIDO (hlo)	48,95526264				
NUMERO DE FROUDE (Frl)	1,48663793	ESTRATIFICACION DESPRECIABLE			
FACTOR DE CORRECCION (Frl < 0,04)	0,338030926				
NUMERO DE CONVECCION (Co) (Frl > 0,04)	0,01004396	Co	0,01004396		
NUMERO DE CONVECCION (Co) (Frl < 0,04)	0,003395169				
NUMERO DE EVAPORACION (Bo)	0,00023166	Bo	0,00023166	NUCLEACION EXISTE	
CONEVECTION BOILING FACOTR (Fcb) (Co<1)	71,40827473	Fcb	71,4082747		
CONEVECTION BOILING FACOTR (Fcb) (Co>1)	2,967250518				
PROCEDE					
NUCLEATION BOILING FACOTR (Fnb) (Co>1)	3,515907762	Fnb	3,51590776		
NUCL AND CONV. BOILING FACOTR (Fcnb) (0,0	35,34568694	Fcnb	35,3456869		
INCORRECTO ENHANCEMENT FACTOR (CO > 1)			CORRECTO ENHANCEMENT FACTOR (CO < 1)		
F	3,515907762		F		71,4082747
Fo	0,200112082		Fo		4,06428708
TWO PHASE COEFICIENT (htp)	198,9682417				

FIGURA 2.3 MODELO DE HOJA DE CÁLCULO PARA ESTIMAR EL COEFICIENTE DE TRANSFERNCIA DE CALOR CON LA CORRELACIÓN DE SHAH

Se trabajó con valores de presión entre 2.9 y 8.6 bares cuyas temperaturas de saturación son de -15.55 y 17.9 °C respectivamente, para cada de valor de presión se utilizo alrededor de 7 u 8 valores de calidad, donde una hoja de cálculo se utiliza para un valor de calidad “x”, es decir, existen un máximo de ocho hojas de cálculo y por consiguiente ocho coeficientes de transferencia de calor teóricos por cada valor de presión de saturación.

Los dos valores de presión restantes de la tabla 2.1 se descartaron ya que presentan temperaturas de saturación elevadas para usarse en casos de refrigeración analizados en esta tesis.

A continuación se representa gráficamente los coeficientes de transferencia de calor teóricos obtenidos con la hoja de cálculo presentada en la figura 2.3 conjuntamente con los valores experimentales correspondientes.

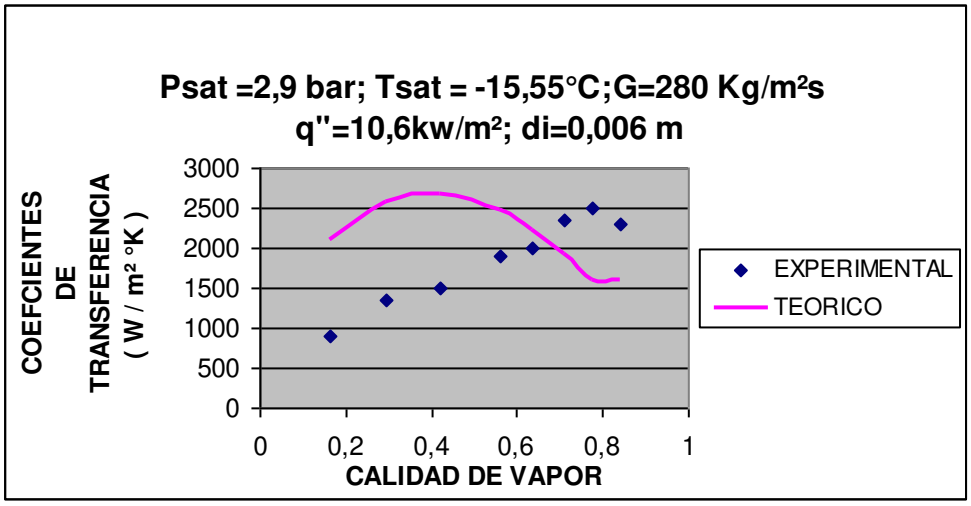


FIGURA 2.4 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = -15.5 °C

PARA R22

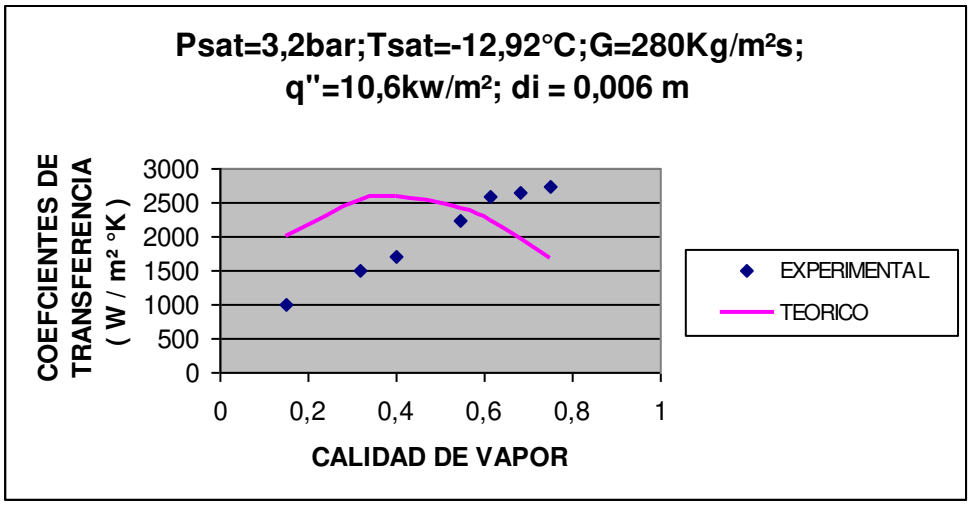


FIGURA 2.5 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = -12.92°C

PARA R22

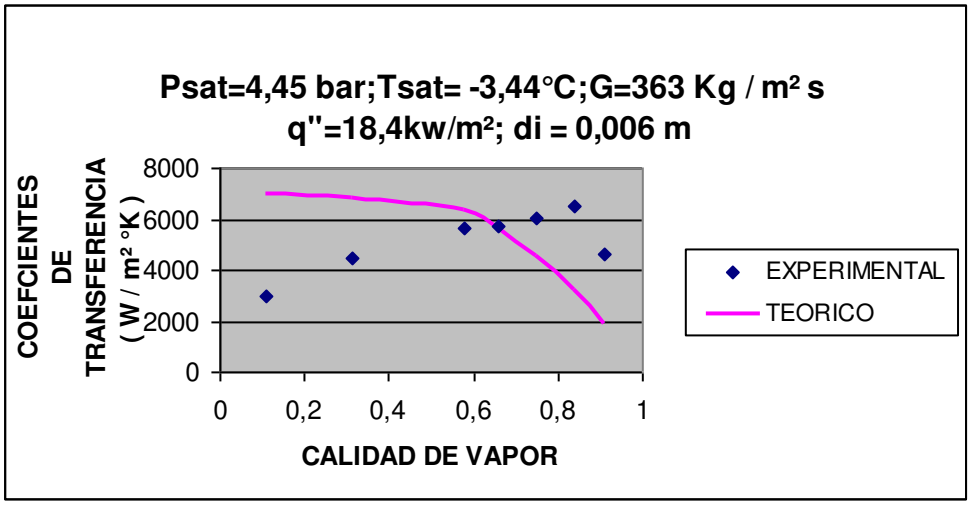


FIGURA 2.6 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = -3.44 °C PARA R22

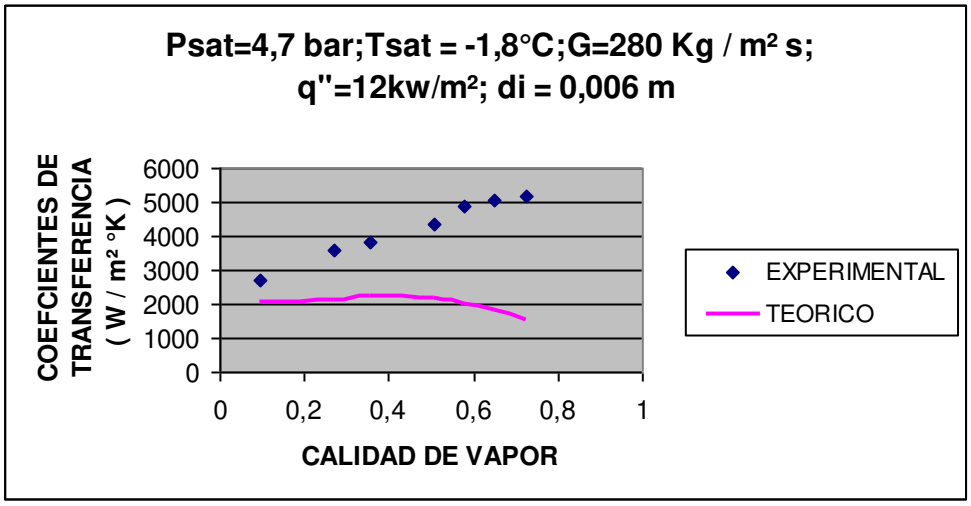


FIGURA 2.7 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = -1.8 °C PARA R22

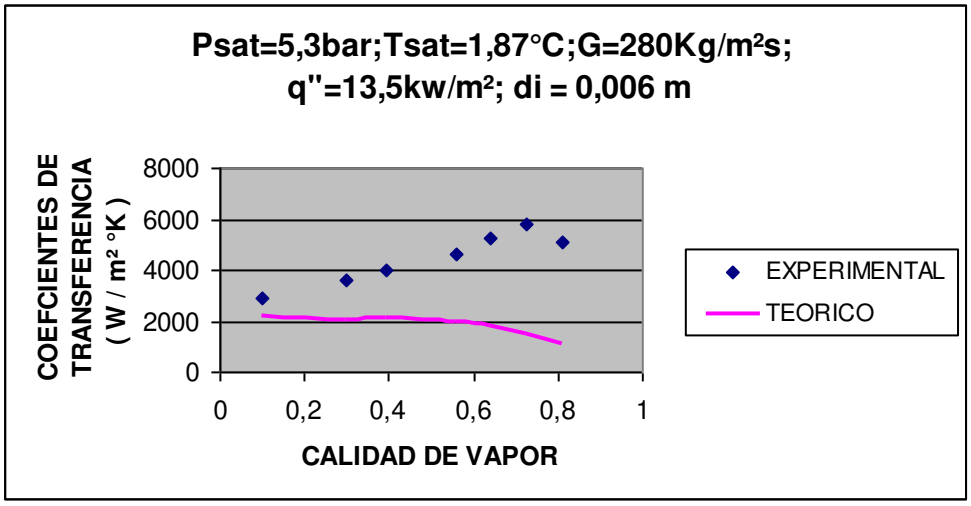


FIGURA 2.8 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = 1.87 °C PARA R22

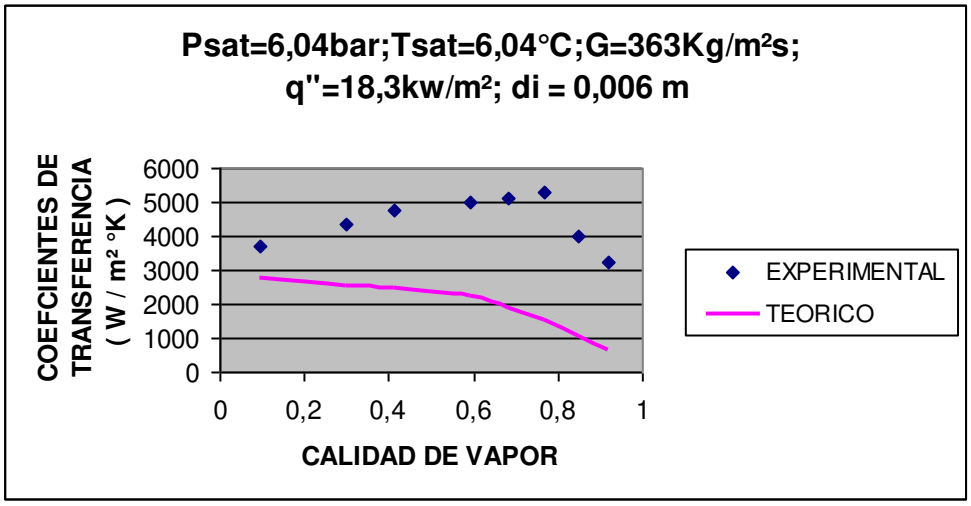


FIGURA 2.9 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = 6.04 °C PARA R22

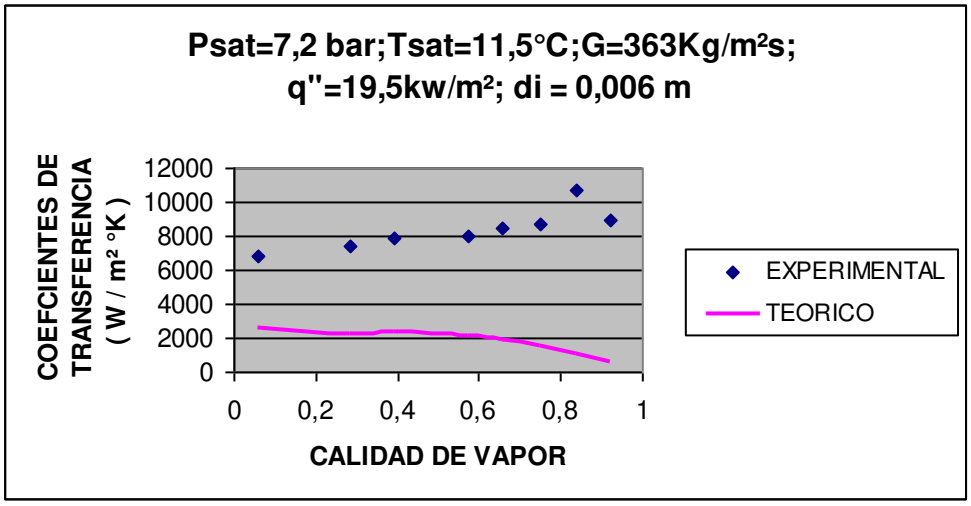


FIGURA 2.10 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat = 11.5 °C PARA R22

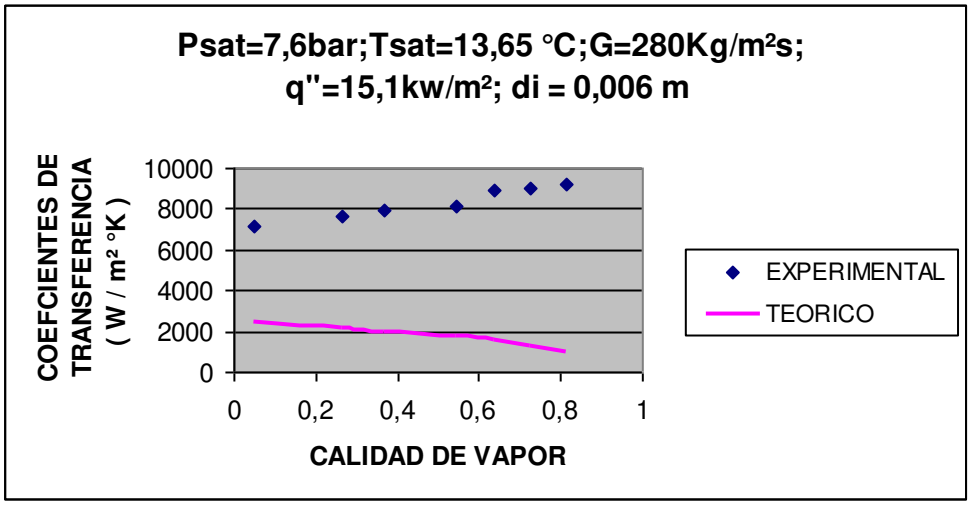


FIGURA 2.11 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A Tsat =13.65°C PARA R22

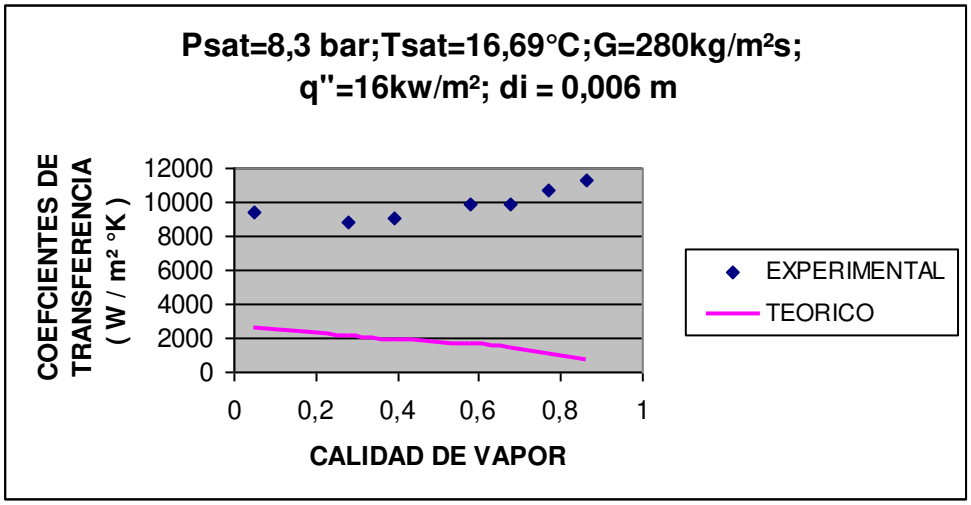


FIGURA 2.12 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A

Tsat = 16.69°C PARA R22

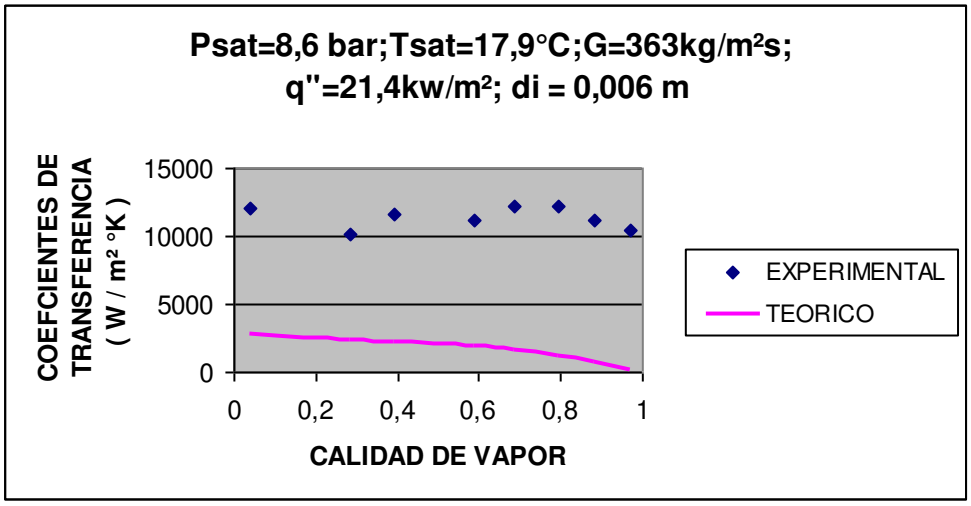


FIGURA 2.13 EVALUACION DE CORRELACION DE SHAH A

Tsat = 17.9 °C PARA R22

El comportamiento mostrado por la correlación se Shah es siempre decreciente, es decir, el coeficinte de transfrerencia de calor disminuye a medida que crece la calidad de vapor, inicialmente a temperaturas bajo 0 tiende a sobreestimar y subestimar el coeficiente de transferencia de calor a medida que varia la calidad pero luego a temperaturas superiores a 0°C tiende a siempre a subestimar el coeficiente de transferencia de calor experimental.

2.2.2 Evaluación utilizando la correlación de Kandlikar

Al igual que en la correlación de Shah se diseñó una hoja de cálculo y se trabajo con los mismos parámetros de entrada para evaluar esta correlación.

A diferencia de la correlación anterior, ésta se evalúa de manera más sencilla y requiere de menos parámetros, lo que facilita las cosas al diseñador de equipos térmicos.

A continuación se presenta los valores obtenidos con la hoja de cálculo mencionada conjuntamente con los valores experimentales correspondientes.

			CONDICIONES		
			H_H		COEF. CONVEC. EXTERIOR
PROPIEDADES			T_H		TEMP. EXTERIOR
PRESION DE SATURACION (Ps)	0,29		G	233	
TEMPERATURA DE SATURACION (Ts)	-15,5599214		di	0,006	
Δhv = hfg	217193,193		x	0,165	
DENSIDAD DE VAPOR (ρv)	12,6459843		q"	10600	
DENSIDAD DE LIQUIDO (ρl)	1335,14684				
CALOR ESPECIFICO (Cp)	1110,86145				
COEFICIENTE POR CONDUCCION (kl)	0,10777996				
TENSION SUPERFICIAL (σ)					
VISCOCIDAD DE VAPOR (μg)	0,000011222				
VISCOCIDAD DE LIQUIDO (μl)	0,00026656				
NUMERO DE PRANDTL (Pr)	2,747368139				
NUMERO DE REYNOLDS (Re)	4379,239196				
COEF. CONVEC. SOLO LIQUIDO (hlo)	506,7576114				
NUMERO DE FROUDE (Frl)	0,517936421	ESTRATIFICACION DESPRECIABLE			
NUMERO DE CONVECCION (Co) (Frl > 0,04)	0,356101521	Co	0,35610152		
NUMERO DE CONVECCION (Co) (Frl < 0,04)	0,356101521				

CONSTANTES DE KANDLIKAR		C1	C2	C3	C4	C5
REGION DE EVAPORACION CONVECTIVA	Co < 06,5	1,136	-0,9	667,2	0,7	0
REGION DE EVAPORACION NUCLEADA	Co > 06,5	0,6683	-0,2	1058	0,7	0

PROCESO CORRECTO					PROCESO INCORRECTO				
PROCESO PARA Co < 0,65					PROCESO PARA Co > 0,65				
q"	Bo	h_{TP}	U'	Tw	q"	Bo	h_{TP}	U'	Tw
10600	0,00020946	3436,13093			10600	0,00020946	3553,10812		

FIGURA 2.14 MODELO DE HOJA DE CALCULO PARA CORRELACION DE KANDLIKAR

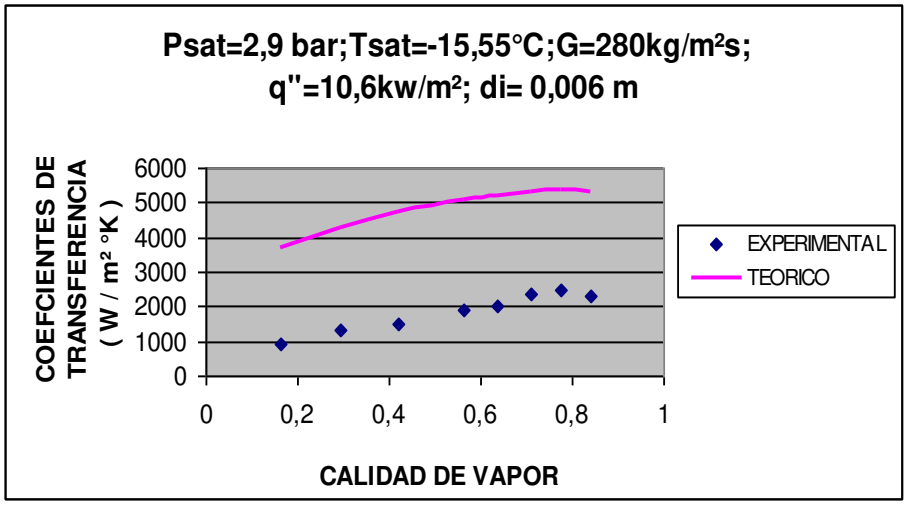


FIGURA 2.15 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = -15.5 °C PARA R22

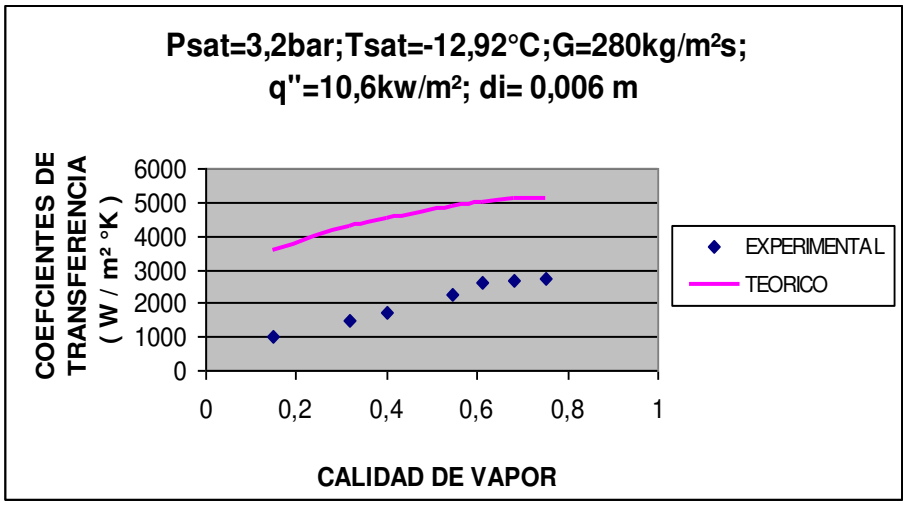


FIGURA 2.16 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = -12.92 °C PARA R22

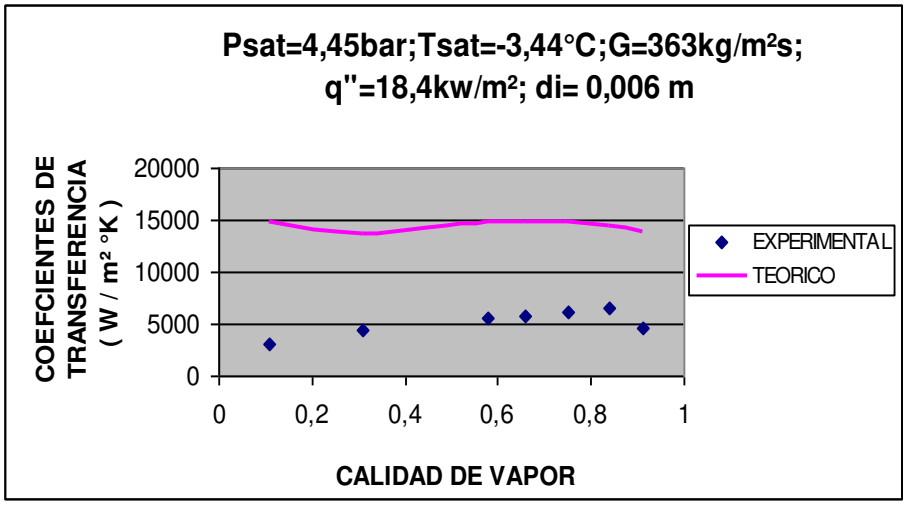


FIGURA 2.17 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A Tsat = -3.44°C PARA R22

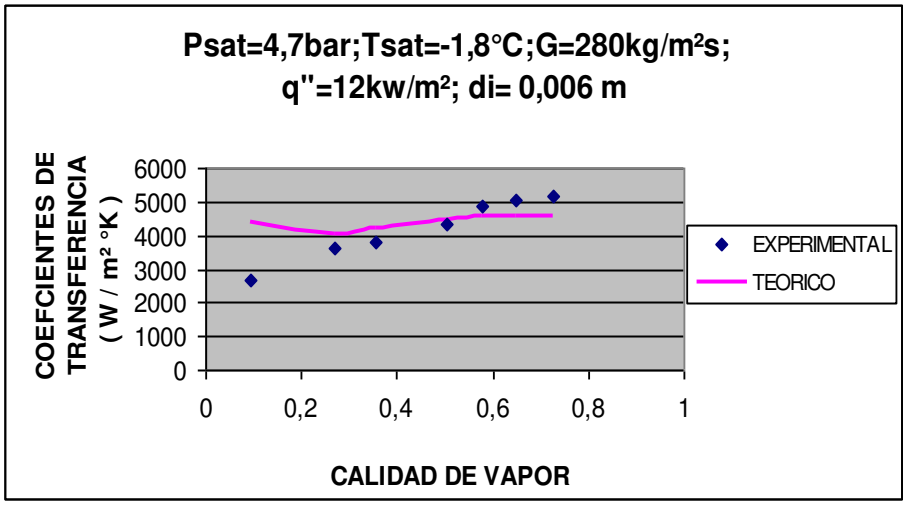


FIGURA 2.18 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A Tsat = -1.8°C PARA R22

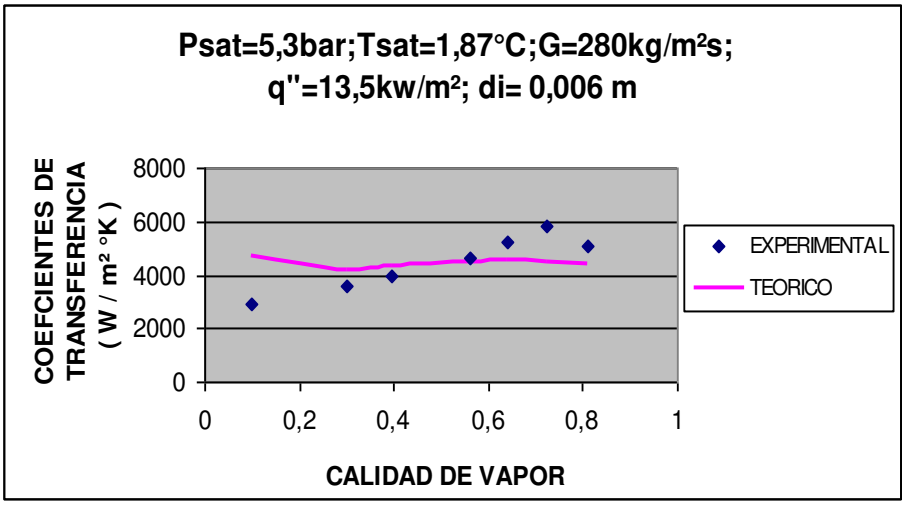


FIGURA 2.19 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 1.87°C PARA R22

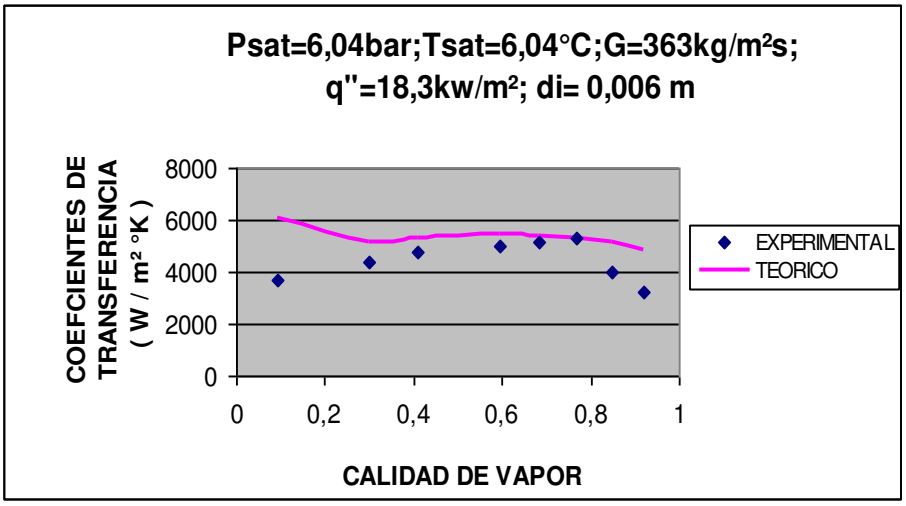


FIGURA 2.20 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 6.04°C PARA R22

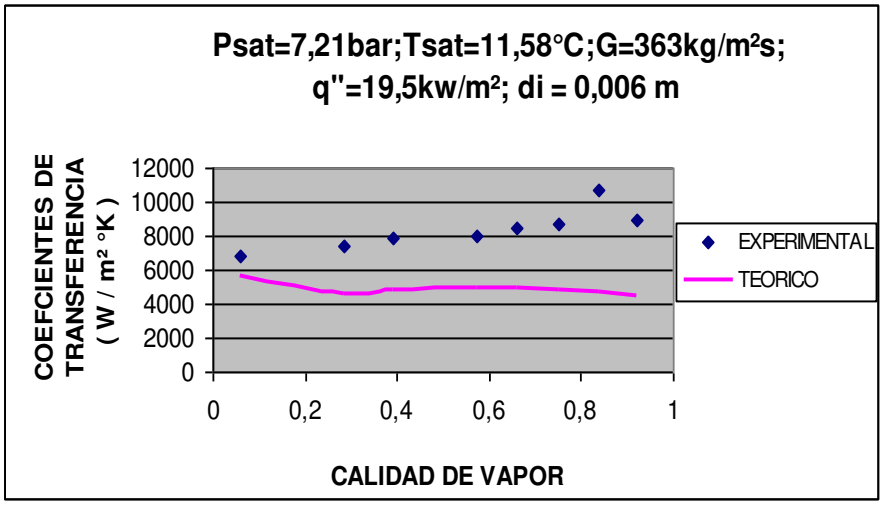


FIGURA 2.21 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 11.58°C PARA R22

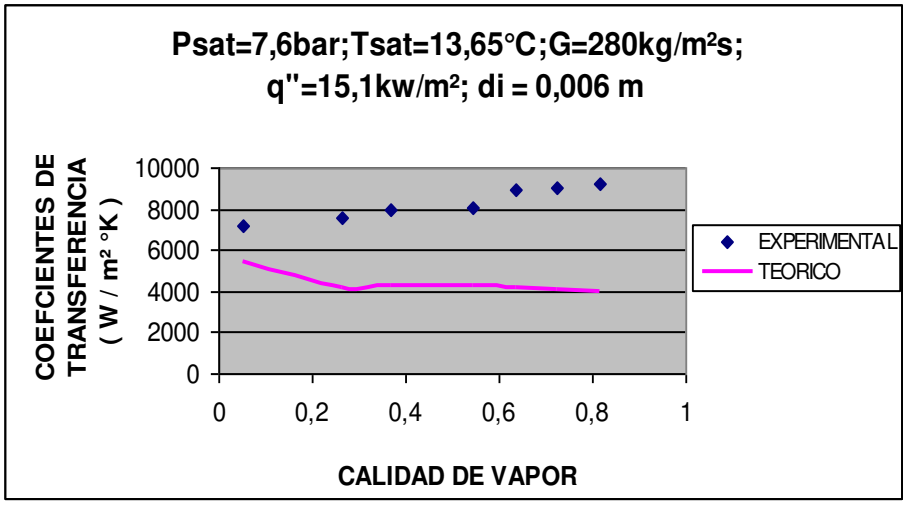


FIGURA 2.2.22 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 13.65°C PARA R22

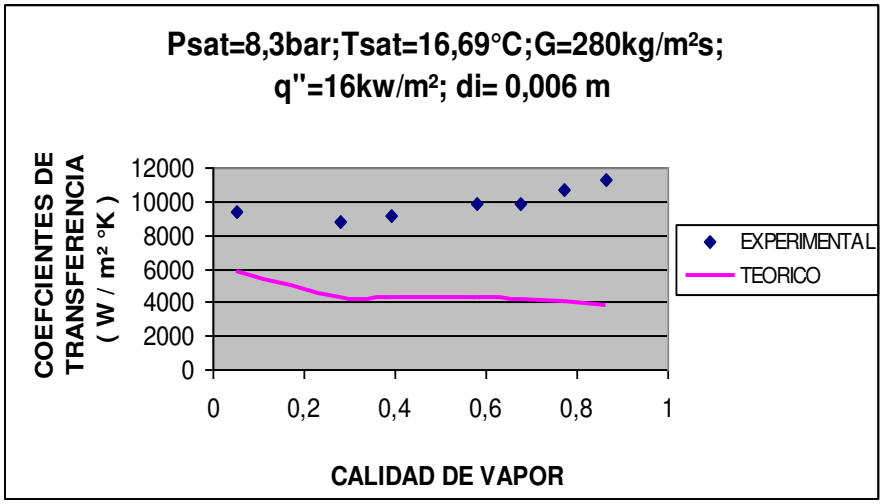


FIGURA 2.2.23 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 16.69°C PARA R22

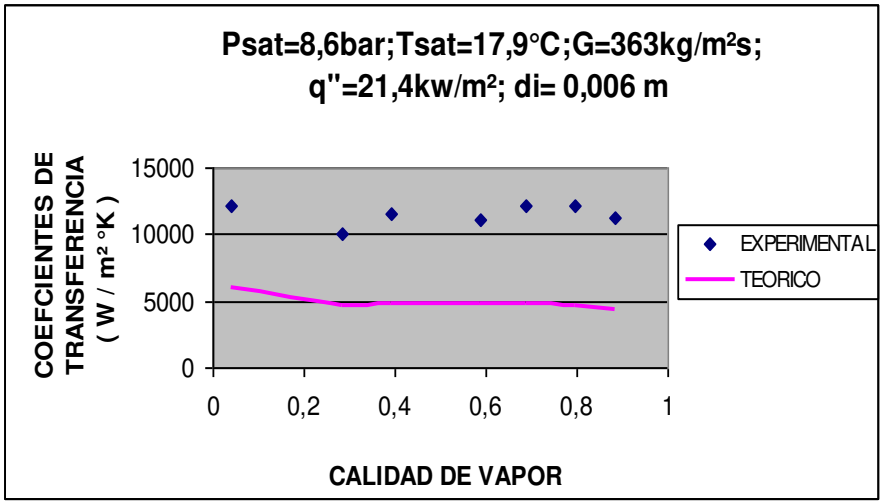


FIGURA 2.24 EVALUACION DE CORRELACION DE KANDLIKAR A

Tsat = 17.9°C PARA R22

El comportamiento de la correlación de Kandlikar queda plenamente identificado en las figuras 2.15 a 2.24, de la observación de estas se puede concluir que para temperaturas inferiores a 0°C el coeficiente de transferencia de calor es sobreestimado y guarda una condición de paralelismo con los valores experimentales, para temperaturas entre 0 y 10°C la correlación presenta una buena aproximación y para temperaturas superiores a 10°C el coeficiente de transferencia de calor es subestimado.

Cabe notar que para valores de calidad menores a 0.25 la correlación presenta un comportamiento creciente a medida que se acerca al valor de calidad 0, esta tendencia será menos notoria a medida que disminuye la temperatura.

2.3 Modificación y evaluación del modelo corregido para tubos lisos

Para la construcción del modelo de factores de corrección que se propone se aplicará el mismo método en ambas correlaciones salvo una pequeña excepción en la correlación de Shah en la cual se realiza una modificación para poder proseguir.

El comportamiento mostrado por la correlación de Shah no guarda paralelismo con respecto a los valores experimentales por lo que

el introducir un factor de corrección multiplicativo no sería solución alguna para corregirla, por ello el primer paso a seguir será hacer que esta produzca una tendencia que guarde mayor paralelismo a los valores experimentales presentados.

El origen de este problema se encuentra en el factor de acrecentamiento F_o, ya que en la correlación de Shah el coeficiente de transferencia se calcula a partir de la ecuación (7) $F_o = \frac{h_{tp}}{h_{lo}}$ y el factor F_o con la ecuación (14) $F_o = F(1-x)^{0.8}$, por lo que, a medida que aumenta la calidad de vapor, el valor del coeficiente de transferencia para liquido h_{lo} tiende a disminuir y F_o tiende a crecer pero no lo suficiente para compensar la caída de h_{lo}, razón por la cual los coeficientes empiezan a caer alrededor de valores de calidad de 0.5.

Dicho comportamiento se logra corregir reemplazando el valor de F_o por el valor de F respectivo (valor escogido entre F_{cb}, F_{nb} y F_{cnb}) utilizado en el cálculo de F_o. Este cambio permite una tendencia más estable en la correlación. A este primer proceso se lo denominó “SHAH CORRECCION”.

Una vez realizado este primer proceso se puede iniciar con el proceso para obtener el modelo de factores de corrección, proceso que será idéntico para ambas correlaciones.

La primera acción a seguir es obtener una relación entre el coeficiente experimental y el teórico obtenidos para cada valor de calidad a una temperatura de saturación determinada, para la correlación de Shah el valor teórico será aquel obtenido con el procedimiento “SHAH CORRECCIÓN”, dicha relación se denota como “s”:

$$s = \frac{\text{valor expermiental}}{\text{valor teorico}} \qquad (34)$$

A continuación se selecciona los valores de “s” que correspondan a calidades superiores a 0.2, debido a que el refrigerante ingresa al evaporador aproximadamente a esta calidad por lo que el rango de acción efectivo de la correlación se encuentra en el rango de $0.2 < x < 1$.

Con los valores seleccionados se obtiene un valor promedio que es un valor representativo para cada temperatura de saturación evaluada y que se denota como “f”:

$$f = \frac{s_1 + s_2 + \ldots\ldots + s_n}{n} \qquad (35)$$

Como se evalúan 10 temperaturas de saturación, existen entonces 10 valores de “f”.

Idealmente los valores “f” podrían tomarse como factores de corrección promedio para su valor de temperatura correspondiente, pero los valores de velocidad másica (G) y calor

por unidad de área (q") no fueron los mismos para todas las presiones de saturación evaluadas, por lo que se hace necesario introducir un factor de corrección en los valores de "f" para cuantificar los efectos de los flujos másico y de calor.

Este nuevo factor de corrección se denota como "k" y se multiplica por el valor de "f" previamente encontrado para así encontrar un factor de corrección final al que se denotará como "Fc".

$$Fc = k * f \qquad (36)$$

Para el valor de "k" existirán dos modelos, uno para la correlación de Shah y otro para kandlikar.

Para Shah:

$$k = 2 - \left(\frac{q''_{menor}}{q''_{aplicado}} \right)^{0.5} \left(\frac{321}{G_{aplicado}} \right)^{0.8} \qquad (37)$$

Donde 321 indica el promedio de los valores de G representativos de los experimentos y los valores de 0.5 y 0.8 obedecen a los exponentes de el número de evaporación Bo en F_{nb} y el numero de Re en h_{lo}.

Para Kandlikar:

$$k = 2 - \left(\frac{q''_{menor}}{q''_{aplicado}} \right)^{0.7} \left(\frac{321}{G_{aplicado}} \right)^{0.8} \qquad (38)$$

Donde el exponente de 0.7 obedece a la constante C4 en la correlación de Kandlikar.

A los factores de corrección final “Fc” obtenidos con estos modelos los encasillaremos dentro de un proceso que se denominará “INTENTO 1”.

Con la intención de ampliar un poco más el análisis se propone un par de modelos alternativos para “k”.

Para Shah:

$$k = 2 - \left(\frac{16183}{q''_{aplicado}} \right)^{0.5} \left(\frac{321}{G_{aplicado}} \right)^{0.8} \qquad (37)$$

Donde 16183 representa el promedio de flujos de calor aplicados en los experimentos.

Para Kandlikar:

$$k = 2 - \left(\frac{16183}{q''_{aplicado}} \right)^{0.7} \left(\frac{321}{G_{aplicado}} \right)^{0.8} \qquad (38)$$

Los valores de “Fc” obtenidos con estos modelos serán encasillados bajo un proceso denominado “INTENTO 2”.

Una vez evaluadas las ecuaciones presentadas se tendrán 10 valores de “Fc” por cada proceso (“INTENTO 1” e “INTENTO 2”) y para cada una de las correlaciones.

Con los factores de corrección “Fc” mencionados se procede a generar dos modelos para estimar “Fc” en función de sus respectivas presiones de saturación, los modelos mencionados serán una curva potencial y otra exponencial. Se escoge este tipo de curvas por la facilidad de manejo que presentan.

De donde se obtiene lo siguiente:

INTENTO 1

Shah: $Fc = 5.6581\ Psat^{2.3779}$ (39)

$Fc = 0.0992\ e^{Psat*4.4572}$ (40)

Kandlikar: $Fc = 4.7399\ Psat^{2.3105}$ (41)

$Fc = 0.0929\ e^{Psat*4.3365}$ (42)

INTENTO 2

Shah: $Fc = 5.3889\ Psat^{2.793}$ (43)

$Fc = 0.0495\ e^{Psat*5.1624}$ (44)

Kandlikar: $Fc = 4.804\ Psat^{3.0581}$ (45)

$Fc = 0.0274\ e^{Psat*5.6791}$ (46)

Donde Psat se evalúa en MPa

Finalmente el valor del coeficiente de transferencia se obtendrá de la siguiente manera:

$$h_{TP} = Fc\ (Valor\ Teórico) \qquad (47)$$

Donde valor teórico para el caso de Shah será aquel obtenido a partir del procedimiento “SHAH CORRECCIÓN”.

A continuación se presenta aquellas evaluaciones que presentaron mejor aproximación a los valores experimentales.

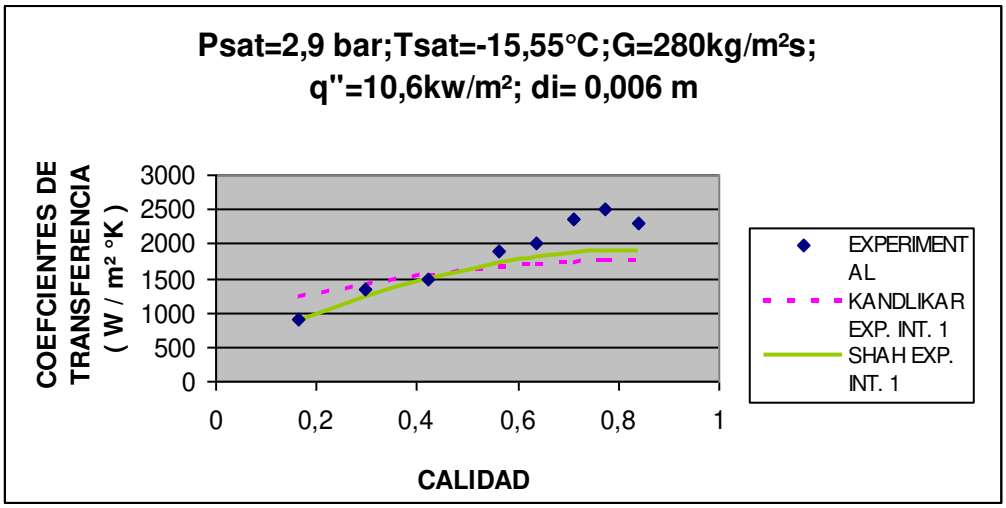


FIGURA 2.25 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = -15.55 °C PARA R22

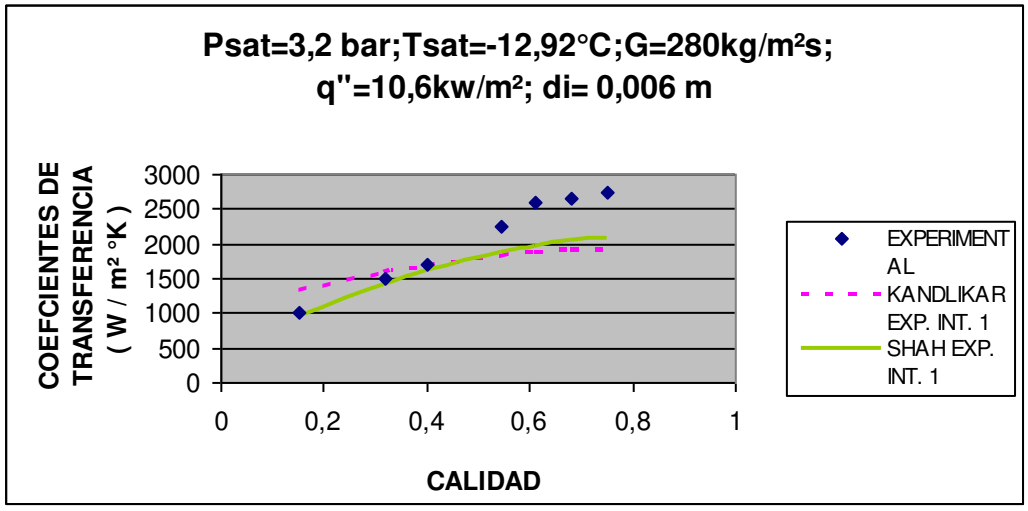


FIGURA 2.26 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = -12.92 °C PARA R22

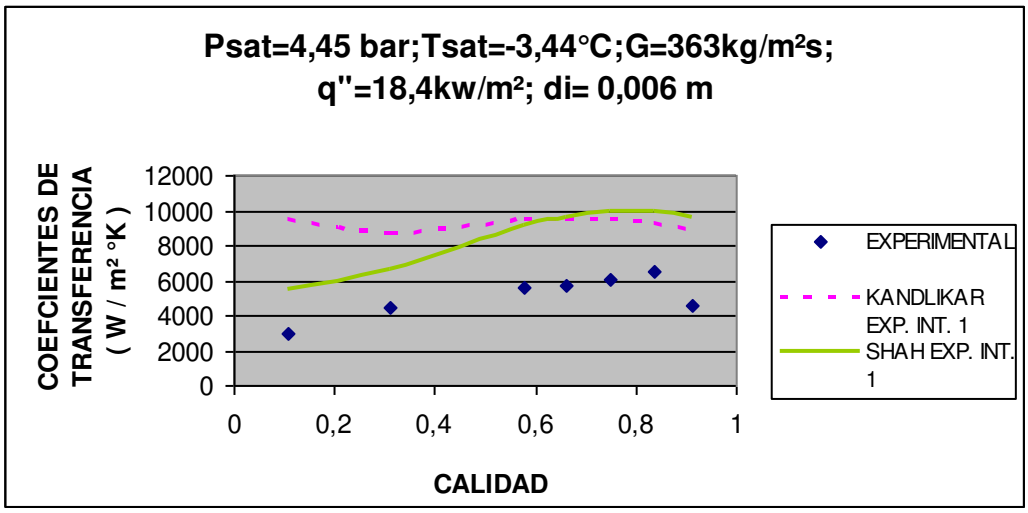


FIGURA 2.27 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = -3.44 °C PARA R22

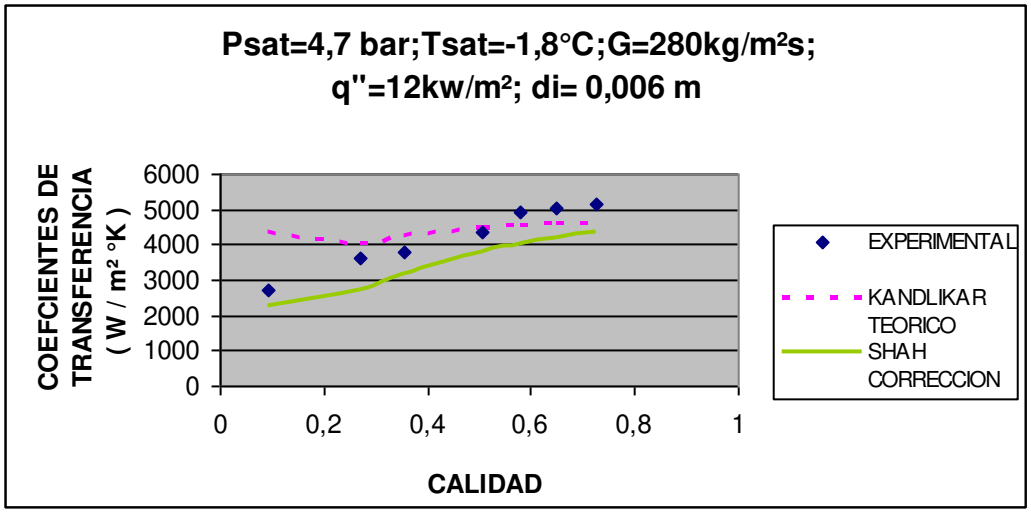


FIGURA 2.28 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = -1.8 °C PARA R22

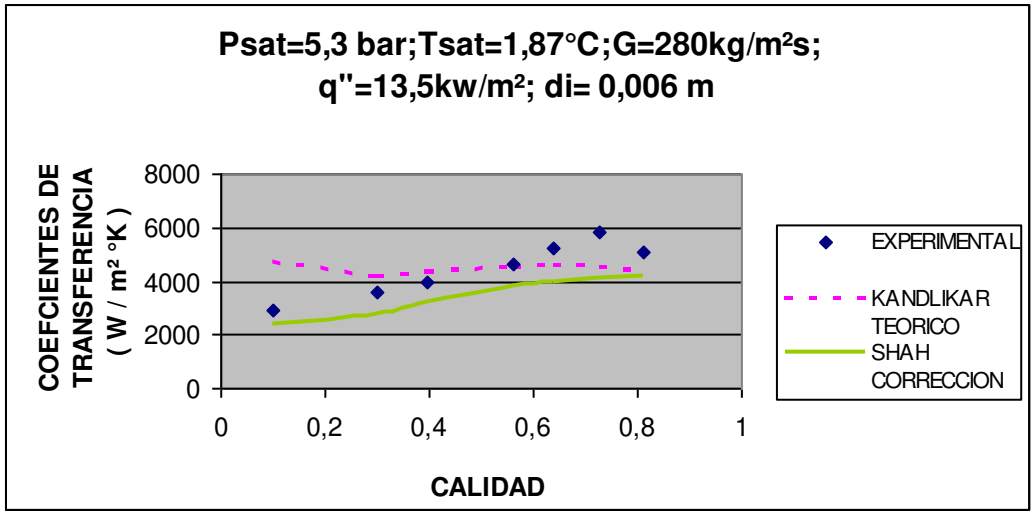


FIGURA 2.29 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 1.87 °C PARA R22

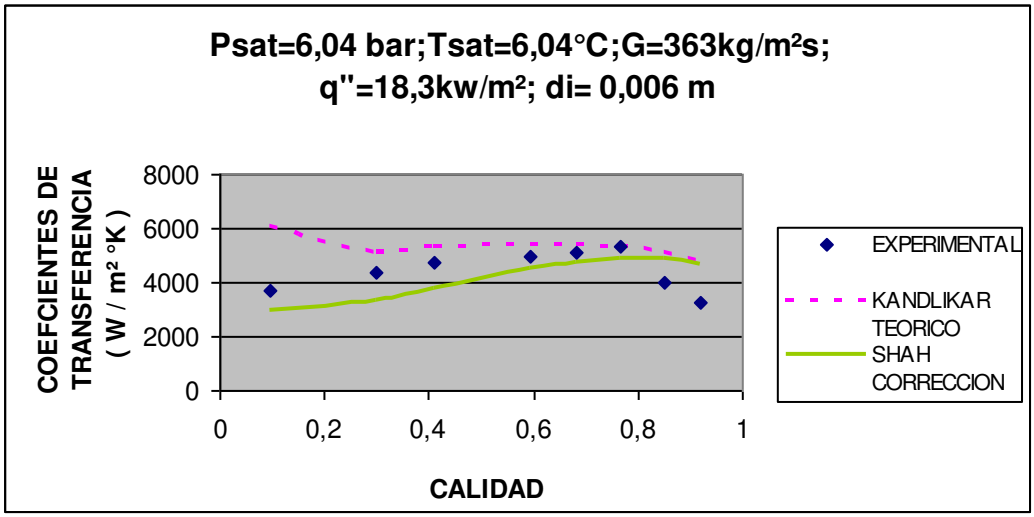


FIGURA 2.30 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 6.04 °C PARA R22

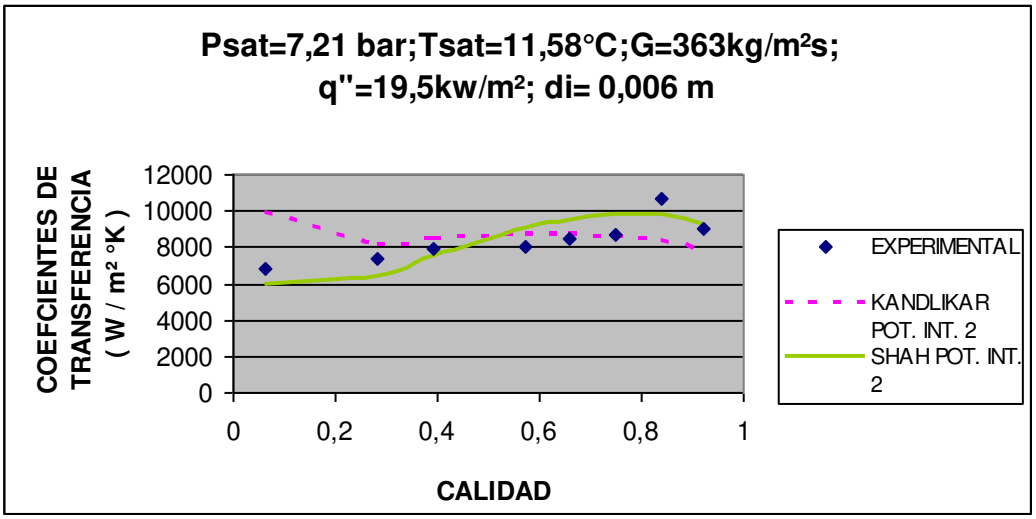


FIGURA 2.31 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 11.58 °C PARA R22

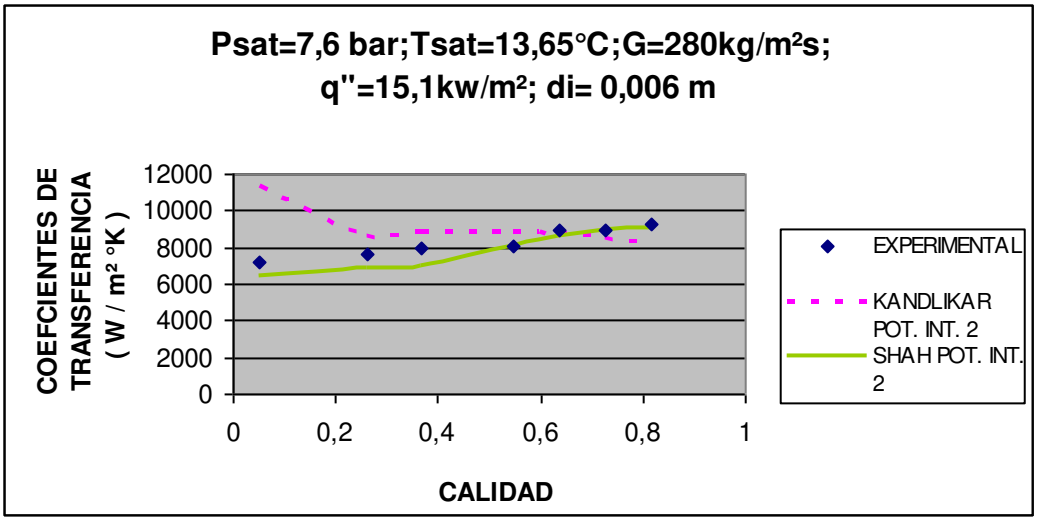


FIGURA 2.32 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 13.65 °C PARA R22

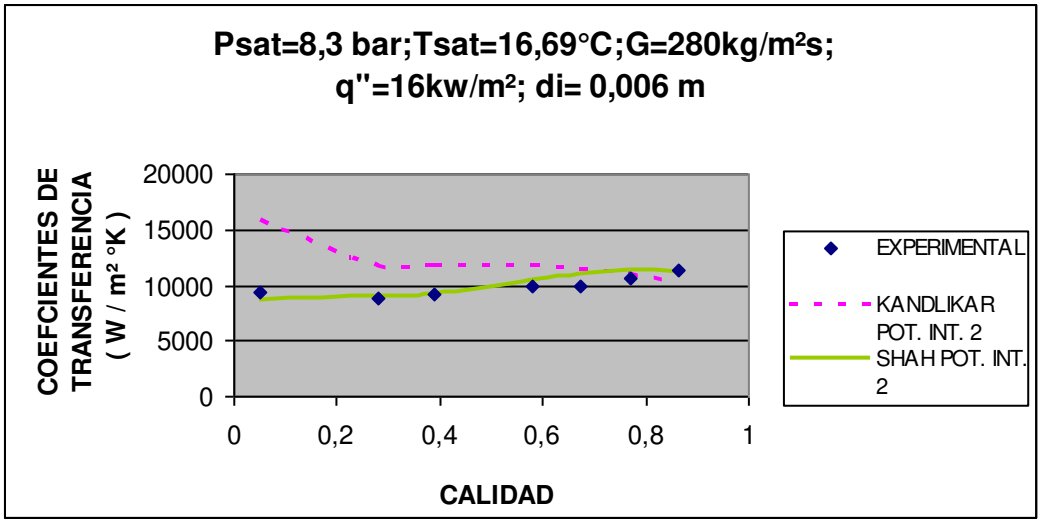


FIGURA 2.33 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 16.69 °C PARA R22

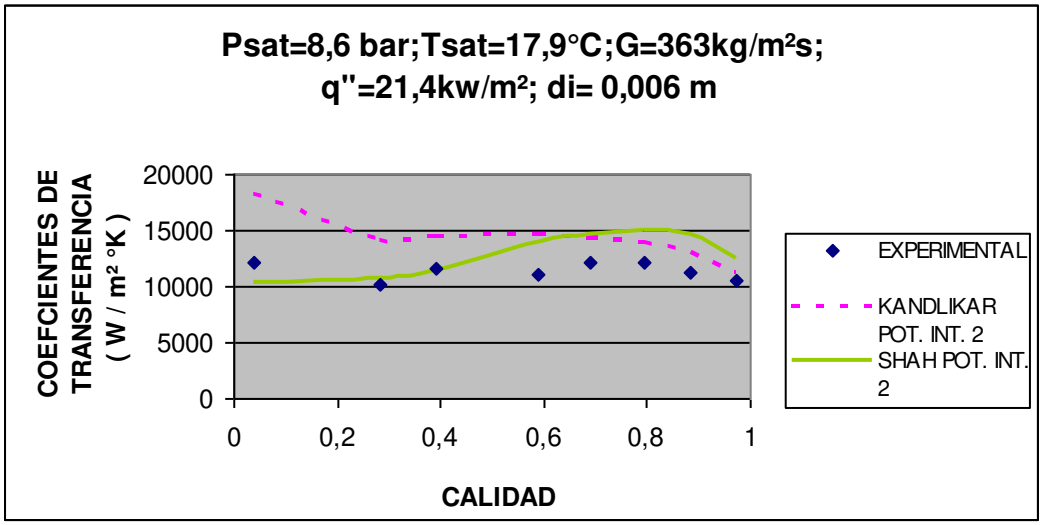


FIGURA 2.34 EVALUACION DE MODELOS CORREGIDOS DE SHAH Y KANDLIKAR A Tsat = 17.9 °C PARA R22

En las figuras 2.25 a 2.34 se presentan las evaluaciones realizadas con los modelos corregidos de Shah y Kandlikar que presentaron la mejor aproximación al valor experimental. Partiendo de la simple observación de estos gráficos se puede establecer 3 rangos. El primero para las temperaturas evaluadas bajo 0°C donde predominan los modelos exponenciales del proceso “INTENTO 1”, el segundo a temperaturas entre 0 y 10°C donde predominan el modelo potencial del proceso “INTENTO1” para la correlación de Shah y el valor teórico de la correlación de Kandlikar y finalmente las temperaturas evaluadas mayores a 10°C donde predominan los modelos potenciales del proceso

"INTENTO 2". Gráficamente el modelo corregido de Shah es el que más se acerca al patrón que siguen los valores experimentales.

Antes de definir el modelo se debe recordar que los datos aquí presentados fueron evaluados para tubos con diámetro interno de 6 mm, por lo que sería un error generalizar el mismo para cualquier diámetro por lo que será necesario añadir un factor más al modelo que permita utilizar el factor de corrección hallado para otro diámetro.

En la presente tesis se encontrará un factor que permita usar el modelo corregido para diámetros internos de 10.7 y 13.84 mm, para ello se utilizó los datos experimentales de las tesis "*Forced convective boiling of R22 and 407C inside horizontal smooth and microfin tubes*" [1] y "*Experimental and analytical investigatigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes*" [9].

Partiendo de la ecuación (47), se tiene el valor experimental en función del factor de corrección Fc y el valor teórico que se obtiene con el procedimiento SHAH CORRECCIÓN.

$$h_{TP} = \mathrm{Fc}\ \left(\mathrm{Valor\,Teórico}_{\mathrm{SHAH\,CORRECCIÓN}}\right) \quad (47)$$

Para utilizar esta expresión para otros diámetros se añade un factor adimensional Kc que se denomina Factor de diámetro, con lo que se obtiene la siguiente expresión:

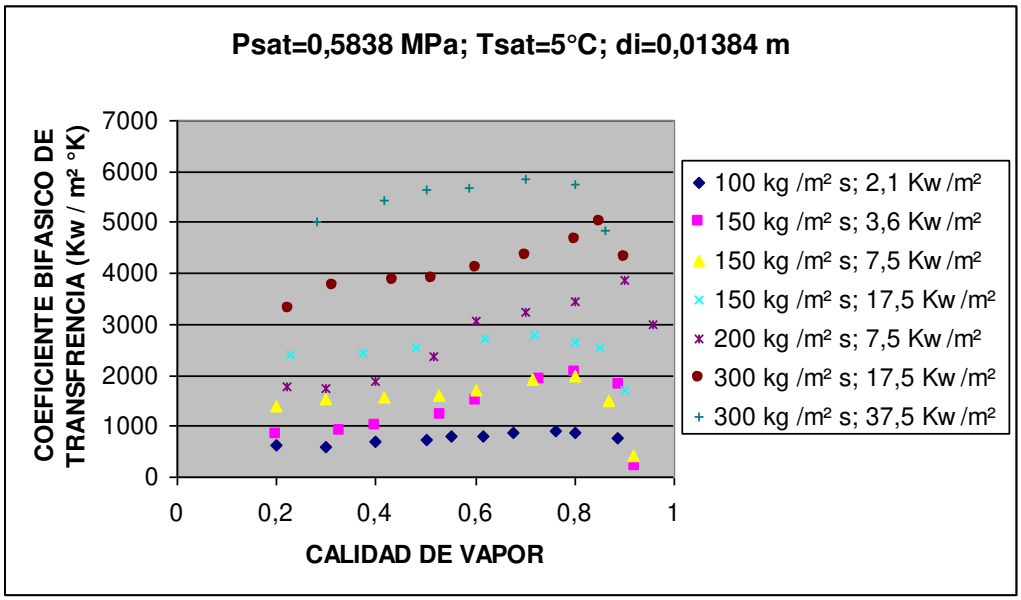
$$h_{TP} = Kc\ Fc\ \left(Valor\,Teórico_{SHAH\,CORRECCIÓN}\right) \quad (48)$$

Despejando Kc se tiene la siguiente expresión:

$$Kc = \frac{h_{TP}}{Fc\ \left(Valor\,Teórico_{SHAH\,CORRECCIÓN}\right)} \quad (49)$$

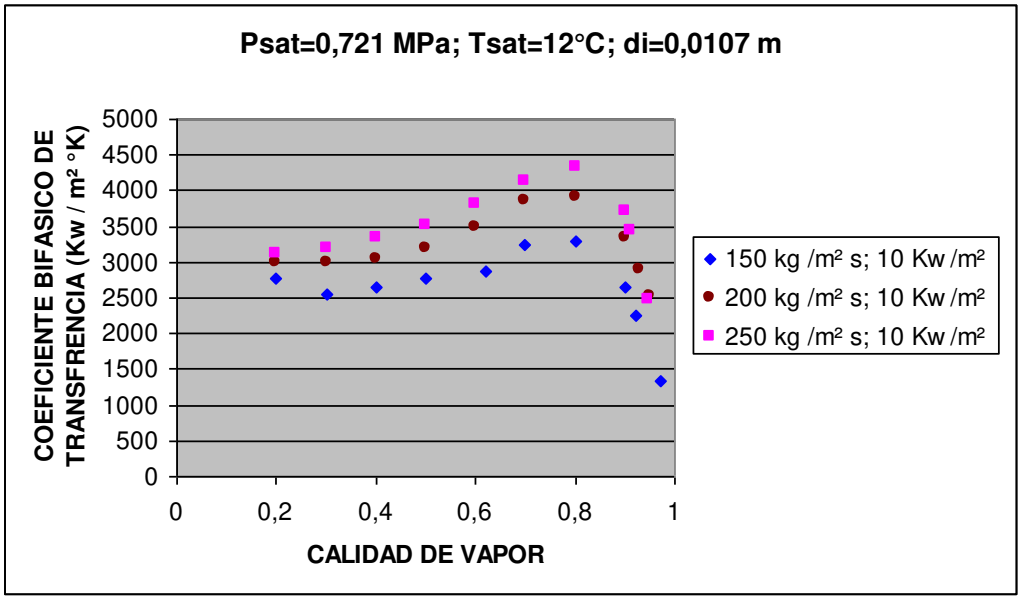
Para este caso los valores que se reemplazan en h_{TP} y $Valor\,Teórico_{SHAH\,CORRECION}$, son los coeficientes de transferencia de calor promedio experimental y teórico respectivamente a una misma presión o temperatura de saturación. De esta manera se obtiene un valor de Kc representativo para el caso que se esté analizando.

A continuación se presentan los datos experimentales recopilados para éste análisis.



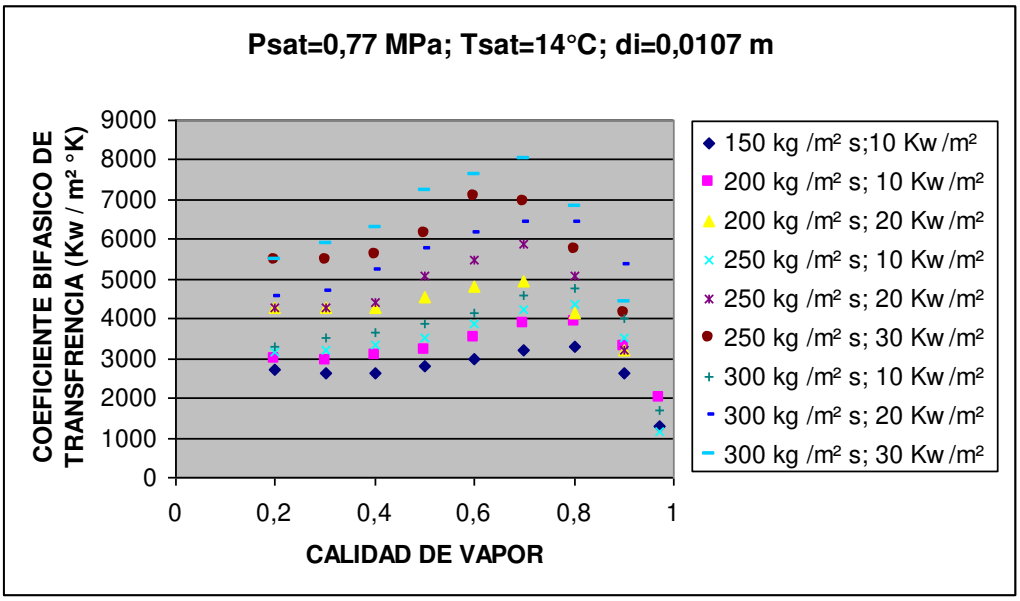
Fuente: Véase Referencia [9]

FIGURA 2.35 COEFICIENTES EXPERIMENTALES A Tsat=5°C



Fuente: Véase Referencia [1]

FIGURA 2.36 COEFICIENTES EXPERIMENTALES A Tsat=12°C



Fuente: Véase Referencia [1]

FIGURA 2.37 COEFICIENTES EXPERIMENTALES A Tsat=14°C

Como se puede apreciar en las figuras 2.35 a 2.37, los datos experimentales recopilados no presentan una variación similar en sus valores de flujo de calor q" y velocidad másica G, de manera que se dificulta establecer la dependencia del factor de diámetro Kc, para solucionar este problema se recurre al teorema Pi de Buckingham [6], que indica lo siguiente:

"*Si una ecuación de k variables es dimensionalmente homogénea, se puede reducir a una relación entre k-r productos adimensionales independientes, donde r es el número mínimo de dimensiones de referencia necesarias para describir las variables".*

Para aplicar el teorema se empieza por proponer el factor de diámetro Kc como una función de los parámetros q'', G y $Psat$.

$$Kc = f(q'', G, Psat) \qquad (50)$$

Tal como se presenta la ecuación (50) no es posible aplicar el teorema ya solo existen 3 variables dimensionales y el sistema requiere de 3 dimensiones de referencia que son masa, longitud y tiempo (M, L y T), con lo que se obtiene cero grupos adimensionales, por lo que se procede a modelar el factor Kc de la siguiente forma:

$$\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^n = f(q'', G, Psat) \qquad (51)$$

Donde:

d_1 = Diámetro del modelo original (6 mm)

d_2 = Diámetro que se desea evaluar [mm]

n = Constante adimensional

Cabe notar que el valor de la constante n no tiene mayor relevancia en el modelo simplemente se la introduce a manera de artificio para hacer que el factor Kc sea diferente de la relación de diámetros que se indican.

Reordenando la ecuación (51) se obtiene:

$$d_2^{\,n} = f(q'', G, Psat, d_1^{\,n}) \qquad (52)$$

Con la ecuación (52) ya es posible aplicar el teorema ya que cuenta con 5 variables dimensionales, con lo que se obtienen 2 grupos adimensionales.

Para el primer factor adimensional (pi1) se tiene lo siguiente:

$$\text{pi1}: d_2^{\,n}\ q''^{a}\ G^{b}\ d_1^{\,nc} = M^0L^0T^0 \qquad (53)$$

Expresando las variables en función de las dimensiones de referencia y resolviendo el sistema planteado se obtiene:

$$\text{pi1}: d_2^{\,n} / d_1^{\,n} \qquad (54)$$

Para el segundo factor adimensional (pi2) se tiene lo siguiente:

$$\text{pi2}: \text{Psat}\ q''^{a}\ G^{b}\ d_1^{\,nc} = M^0L^0T^0 \qquad (55)$$

Expresando las variables en función de las dimensiones de referencia y resolviendo el sistema planteado se obtiene:

$$\text{pi2}: \frac{\text{Psat}}{(q''\ G)^{1/2}} \qquad (56)$$

Entonces la ecuación (52) puede expresarse como:

$$\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{n} = \theta\left(\frac{\text{Psat}}{(q''\ G)^{1/2}}\right) \qquad (57)$$

Reemplazando el valor de Kc:

$$\text{Kc} = \theta\left(\frac{\text{Psat}}{(q''\ G)^{1/2}}\right) \qquad (58)$$

Esta última expresión también puede expresarse como:

$$1/\mathrm{Kc} = \Psi\left(\frac{(q''\ G)^{1/2}}{\mathrm{Psat}}\right) \quad (59)$$

Con la aplicación del teorema de Buckinghan se consigue describir el comportamiento de Kc sin importar la manera en que varían q'', G y Psat.

A continuación se presentan los datos obtenidos con las ecuaciones (49) y (58) para la correlación de Shah.

TABLA 2.2 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE SHAH

DATOS PARA CORRELACIÓN SHAH					
di=13,84mm; Tsat=5°C		**di=10,7mm; Tsat= 12°C**		**di=10,7mm; Tsat= 14°C**	
PI2	**Kc**	**PI2**	**Kc**	**PI2**	**Kc**
174,055531	1,082952	456,000439	0,66407991	256,666667	0,72005905
254,791209	0,96823664	509,823989	0,7242252	281,164246	0,70193835
360,329183	0,88212768	588,694035	0,75481413	314,351184	0,68984471
476,670704	0,90460486			344,354469	0,64839618
550,411918	0,69175141			385	0,66397183
794,451173	0,59707624			444,559707	0,53179907
1273,95604	0,45102289			486,99076	0,5593988
				544,472222	0,60121276
				628,702367	0,62044647

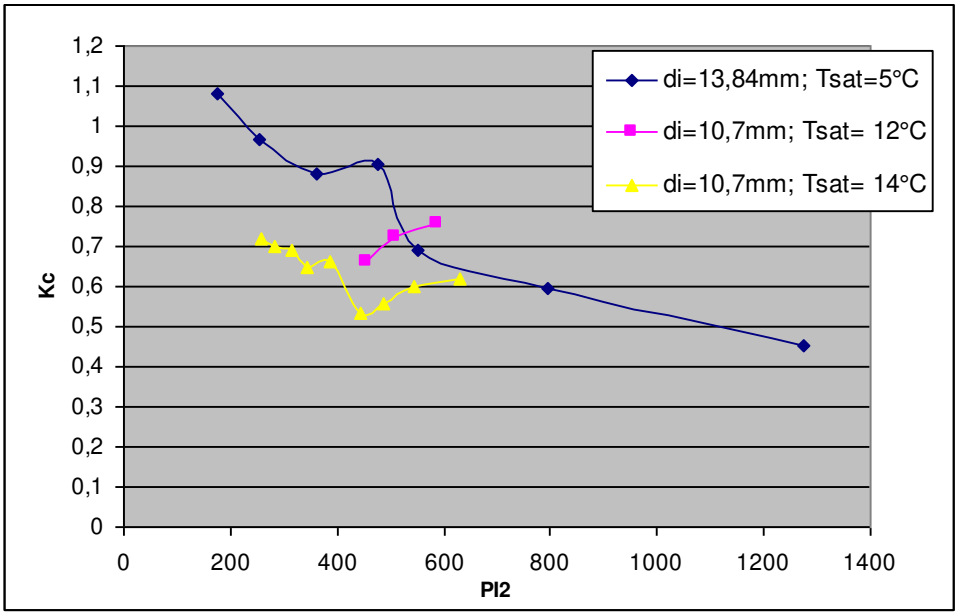


FIGURA 2.38 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE SHAH

En la figura 2.38 se presenta como varia el factor Kc en función del parámetro adimensional Pi2, a simple vista no se encuentra algún patrón en común entre las curvas pero si se restringe el rango de PI2 s halla cierta relación de semejanza entre las curvas como se muestra a continuación.

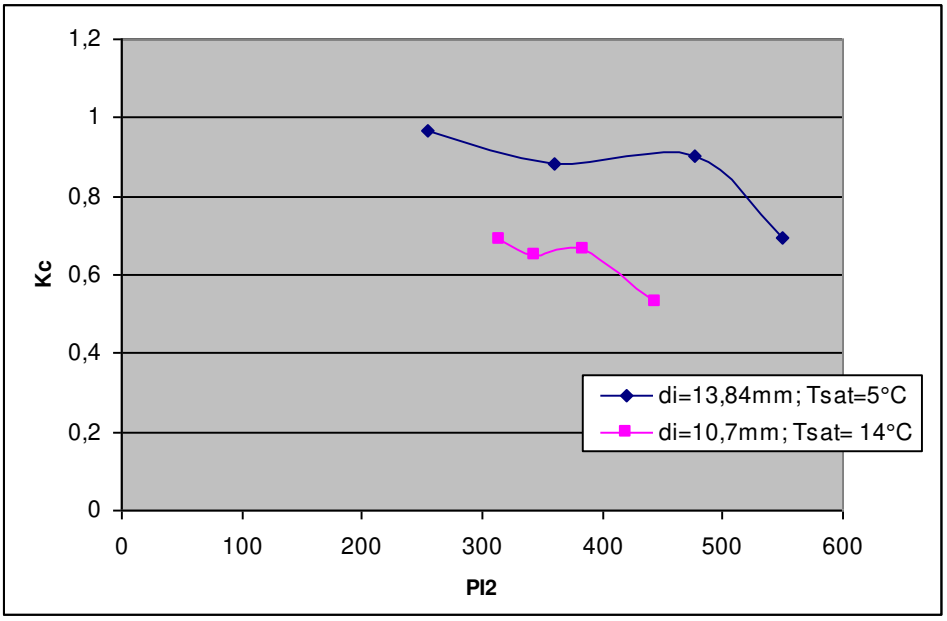


FIGURA 2.39 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE SHAH A di= 13.84mm;Tsat = 5 °C Y di=10.7;Tsat = 14 °C

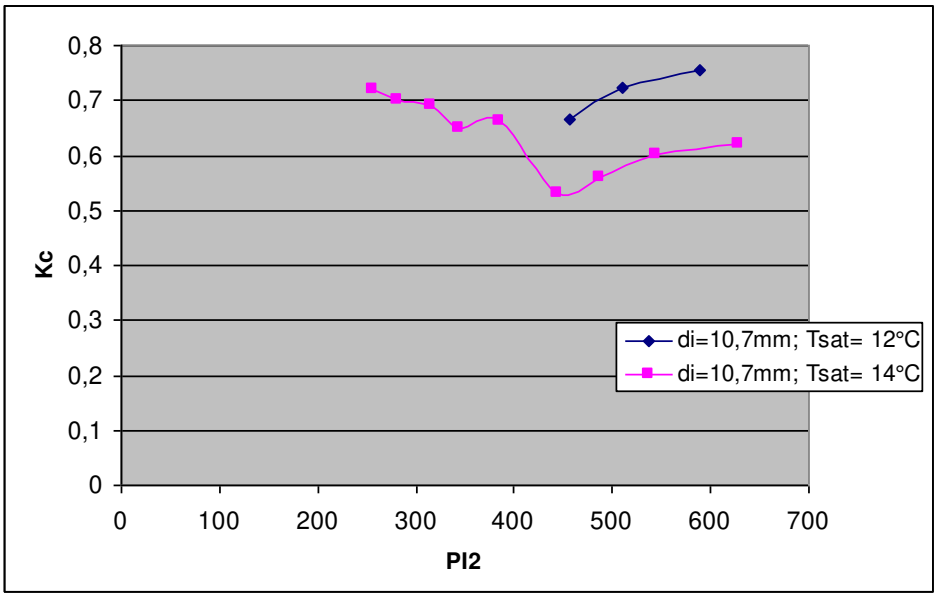


FIGURA 2.40 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE SHAH A di=10.7mm;Tsat = 12°C Y di=10.7mm;Tsat = 14 °C

En la figura 2.39 se observa que para diámetros diferentes las curvas son proporcionales, es decir, obedecen a una determinada escala, mientras que en la figura 2.40 en el rango en común de PI2 que poseen las curvas, estas guardan una relación de paralelismo. Bajo estas dos premisas se asume que la parte de la curva de di=10.7 mm y Tsat=12°C correspondiente a valores de 250 < PI2 < 450 aproximadamente, tendrá la misma forma que la curva para di= 10.7 mm y Tsat= 14 °C, debido a la relación de paralelismo que se menciono previamente.

Una vez establecidas las curvas se procede a estimar un modelo para la función bajo la cual varia Kc en función de PI2. Los modelos que ofrece EXCEL para estas curvas tienen un bajo poder de estimación por lo que se utiliza un método numérico denominado “Trazador cúbico Natural”. Un trazador cúbico es un interpolador polinomial, que se forma para unir cada pareja de puntos consecutivos (x_i, f_i), (x_{i+1}, f_{i+1}) con un polinomio de tercer orden diferente para cada pareja de puntos, de tal manera que se garantizan propiedades como continuidad y suavidad en la curva.

A continuación se presentan los trazadores cúbicos generados para las curvas presentadas.

Para la curva con di=10.7 mm y Tsat= 14 °C se obtiene los siguientes trazadores:

$$S_j(x) = a_j + b_j(x - x_j) + c_j(x - x_j)^2 + d_j(x - x_j)^3 \qquad (60)$$

$\forall j = 0, 1, ..., n-1$; Valido para $x_j \leq x \leq x_{j+1}$

Donde n es el número de pares ordenados utilizados para generar el trazador contando desde cero, en este caso se usaron 4 pares ordenados entonces n=3, por lo tanto existen 3 trazadores.

Cabe recalcar que los valores de x representan la variable PI2 y el valor $S_j(x)$ representa el factor de diámetro Kc.

TABLA 2.3 CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS DE LA CURVA di=10.7 mm Y Tsat= 14 °C (CORRELACION DE SHAH)

CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS				
x_0 =314,351	a_0 =0,689	b_0 =-1,898E-03	c_0 =0	d_0 =5,7425E-07
x_1 =344,354	a_1 =0,648	b_1 =-3,475E-04	c_1 =5,1688E-05	d_1 =-8,2934E-07
x_2 =385	a_2 =0,664	b_2 =-2,5613E-04	c_2 =-4,9437E-05	d_2 =2,7669E-07
x_3 =444,55				

A partir de los trazadores generados con la tabla 2.3 se puede podrá generar las curvas para diferentes presiones de saturación para un mismo diámetro (10.7 mm). Para ello será necesario el desfase de las curvas ya que asumen paralelas entre sí, dicho

desfase será una función de las temperaturas y presiones de saturación de la curva generada con las constantes de la tabla 2.3 y aquella que se desee evaluar, es decir el valor de Kc deseado estará dado por la expresión:

$$Kc_2 = \left(\frac{287}{Tsat2}\right)\left(\frac{0.77}{Psat2}\right) Kc_1 \qquad (61)$$

Donde:

Kc_2 = Factor de diámetro a la presión de saturación deseada

Kc_1 = Factor de diámetro generado con la tabla 2.3

$Tsat2$ =Temperatura de saturación a la que se desea evaluar [°K]

$Psat2$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

Para la curva con di=13.84 mm y Tsat= 5 °C se obtiene los siguientes trazadores:

$$S_j(x) = a_j + b_j(x - x_j) + c_j(x - x_j)^2 + d_j(x - x_j)^3 \qquad (60)$$

$\forall j = 0, 1,....,n-1$; Valido para $x_j \le x \le x_{j+1}$

TABLA 2.4 CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS DE LA CURVA di=13.84 mm Y Tsat= 5 °C (CORRELACIÓN DE SHAH)

CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS				
x_0 = 254,791	a_0 =0,9682	b_0 = -0,001321	c_0 = 0	d_0 = 4,531E-08
x_1 = 360,329	a_1 =0,8821	b_1 = 0,000193	c_1 = 1,434E-05	d_1 = -1,233E-07
x_2 = 476,671	a_2 =0,9046	b_2 = -0,001476	c_2 = -2,869E-05	d_2 = 1,297E-07
x_3 = 550,412				

El valor de Kc a temperaturas de saturación diferentes con el mismo diámetro está dado por la siguiente expresión

$$Kc_2 = \left(\frac{278}{Tsat2}\right)\left(\frac{0.5838}{Psat2}\right) Kc_1 \qquad (62)$$

Donde:

Kc_2 = Factor de diámetro a la presión de saturación deseada

Kc_1 = Factor de diámetro generado con la tabla 2.4

$Tsat2$ =Temperatura de saturación a la que se desea evaluar [°K]

$Psat2$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

A continuación se presenta el mismo procedimiento para la correlación de kandlikar.

TABLA 2.5 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR

DATOS PARA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR					
di=13,84mm; Tsat=5°C		**di=10,7mm; Tsat= 12°C**		**di=10,7mm; Tsat= 14°C**	
PI2	**k**	**PI2**	**k**	**PI2**	**k**
174,055531	1,0817999	456,000439	0,70847872	256,666667	0,6394877
254,791209	1,04533627	509,823989	0,74060703	281,164246	0,62263273
360,329183	1,04453851	588,694035	0,73433427	314,351184	0,63275918
476,670704	1,03593347			344,354469	0,5843807
550,411918	0,75229783			385	0,58960629
794,451173	0,74675415			444,559707	0,54941424
1273,95604	0,57758301			486,99076	0,55684671
				544,472222	0,57684648
				628,702367	0,56902903

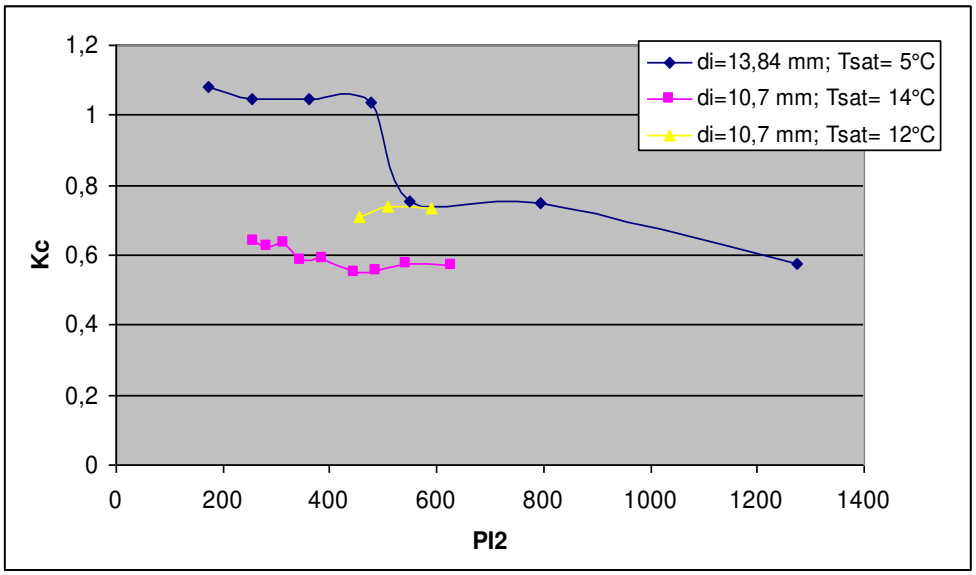


FIGURA 2.41 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR

Para poder analizar mejor las relaciones que presentan las curvas de la figura 2.41, estas se dividen en dos gráficas que muestran a continuación.

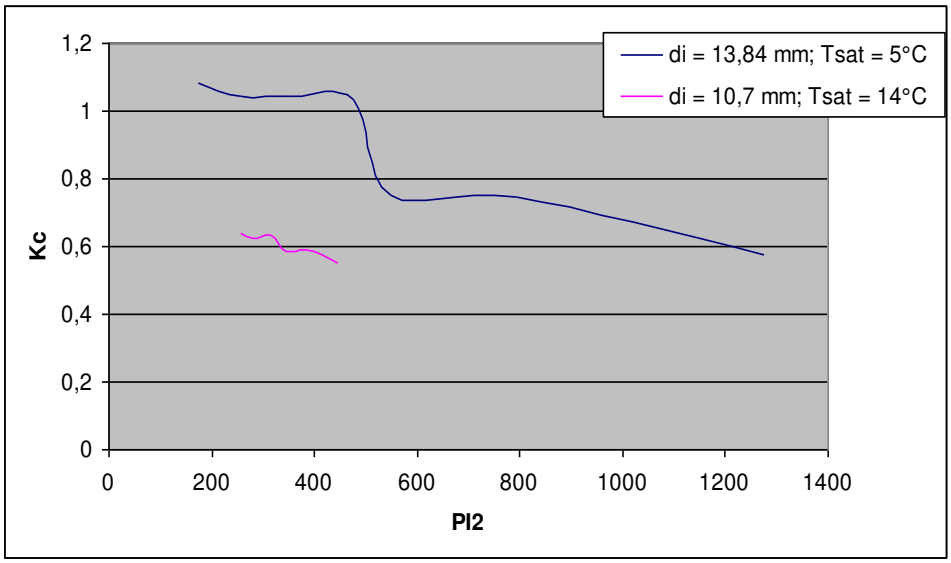


FIGURA 2.42 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR A di= 13.84mm;Tsat = 5°C Y di=10.7mm; Tsat = 14°C

En la figura 2.42 se observa la relación de propocionalidad que guardan ambas curvas, en esta ocasión se observa que la curva para Tsat= 5°C es por completo proporcional a un segmento de aquella para Tsat=14°C, a diferencia de la correlación de Shah donde solo eran proporcionales en determinados segmentos de las curvas. Como la curva a Tsat= 5°C es por entero proporcional a un segmento de la curva a Tsat= 14°C, se asume que la primera

se comporta de igual manera que la segunda para valores de PI2 mayores a 1300 aproximadamente, por lo que en este análisis se obtendrá en trazadores para toda la curva presentada a Tsat=14°C y no para un segmento únicamente, como se hizo para el análisis con la correlación de Shah.

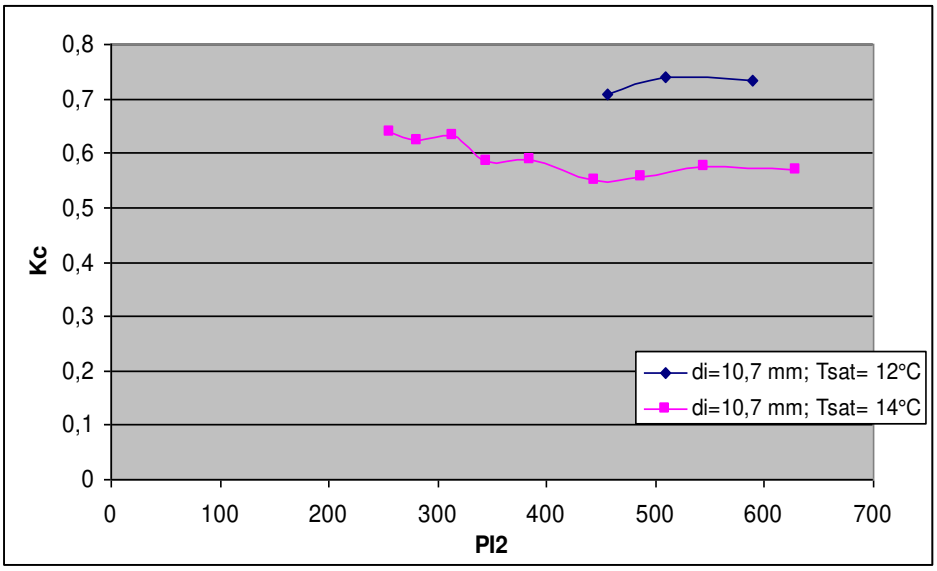


FIGURA 2.43 VALORES DE PI2 Y Kc PARA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR A di= 10.7mm;Tsat = 12°C Y Tsat = 14°C

En la figura 2.43 se reconfirma la relación de paralelismo que guardan curvas a un mismo diámetro pero diferentes temperaturas de saturación.

A continuación se presenta los trazadores generados para las curvas presentadas.

Para la curva con di=10.7 mm y Tsat= 14 °C se obtiene los siguientes trazadores:

$$S_j(x) = a_j + b_j(x - x_j) + c_j(x - x_j)^2 + d_j(x - x_j)^3 \qquad (60)$$

$\forall j = 0, 1, \ldots, n-1$; Valido para $x_j \leq x \leq x_{j+1}$

TABLA 2.6 CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS DE LA CURVA di=10.7 mm Y Tsat= 14 °C (CORRELACION DE KANDLIKAR)

CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS				
x_0 = 256.6666	a_0 = 0,63107	b_0 =-1.06173E-03	c_0 = 0	d_0 = 6.3191E-07
x_1 = 281.1624	a_1 = 0,6143	b_1 = 7.5955E-05	c_1 = 4.6440E-05	d_1 = -1.1929E-06
x_2 = 314.3511	a_2 = 0,6244	b_2 =-7.8329E-04	c_2 = -7.2332E-05	d_2 = 1.4885E-06
x_3 = 344.3544	a_3 = 0,57601	b_3 = -1.1037E-03	c_3 = 6.16528E-05	d_3 = -7.6075E-07
x_4 = 385	a_4 = 0,5819	b_4 = 1.3766E-04	c_4 = -3.1111E-05	d_4 = 2.9568E-07
x_5 = 444.5597	a_5 = 0,5422	b_5 = -4.2155E-04	c_5 = 2.1722E-05	d_5 = -1.8009E-07
x_6 = 486.9907	a_6 = 0,5496	b_6 = 4.4908E-04	c_6 = -1.2030E-07	d_6 = -1.6524E-08
x_7 = 544.4722	a_7 = 0,5683	b_7 = 1.4698E-04	c_7 = -4.05265E-06	d_7 = 1.6038E-08
x_8 = 628.7023				

El valor de Kc a temperaturas de saturación diferentes con el mismo diámetro está dado por la siguiente expresión

$$Kc_2 = \left(\frac{287}{Tsat2}\right)\left(\frac{0.77}{Psat2}\right) Kc_1 \qquad (63)$$

Donde:

Kc_2 = Factor de diámetro a la presión de saturación deseada

Kc_1 = Factor de diámetro generado con la tabla 2.6

$Tsat2$ =Temperatura de saturación a la que se desea evaluar [°K]

$Psat2$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

Para la curva con di=13.84 mm y Tsat= 5 °C se obtiene los siguientes trazadores:

$$S_j(x) = a_j + b_j(x - x_j) + c_j(x - x_j)^2 + d_j(x - x_j)^3 \qquad (60)$$

$\forall j = 0, 1, ..., n-1$; Valido para $x_j \le x \le x_{j+1}$

TABLA 2.7 CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS DE LA CURVA di=13.84 mm Y Tsat= 5 °C (CORRELACIÓN DE KANDLIKAR)

CONSTANTES PARA TRAZADORES CUBICOS				
x_0 =174.0555	a_0 =1,0819	b_0 = 2.1667E-05	c_0 =0	d_0 = -7.4363E-08
x_1 = 254.7912	a_1 =1,04452	b_1 = -1.4324E-02	c_1 = -1.8011E-05	d_1 = 1.7281E-07
x_2 = 360.3291	a_2 = 0,8958	b_2 = 5.4026E-04	c_2 = 3.6703E-05	d_2 = -2.6636E-07
x_3 = 476.6707	a_3 =1,03606	b_3 = -1.7355E-03	c_3 = -5.6265E-05	d_3 = 3.7444E-07
x_4 = 550.4119	a_4 =0,75227	b_4 = -3.9253E-03	c_4 = 2.6569E-05	d_4 = -4.3347E-08
x_5 = 794.4511	a_5	b_5 = 1.29821E-03	c_5 = -5.1653E-06	d_5 = 3.5907E-09

	=0,74671			
x_6 =1273.9560				

El valor de Kc a temperaturas de saturación diferentes con el mismo diámetro está dado por la siguiente expresión

$$Kc_2 = \left(\frac{278}{Tsat2}\right)\left(\frac{0.5838}{Psat2}\right) Kc_1 \qquad (64)$$

Donde:

Kc_2 = Factor de diámetro a la presión de saturación deseada

Kc_1 = Factor de diámetro generado con la tabla 2.7

$Tsat2$ =Temperatura de saturación a la que se desea evaluar [°K]

$Psat2$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

2.4 Evaluación de correlación para tubos microaleteados (Wolverine)

Para el caso de tubos microaleteados los datos experimentales fueron obtenidos de la investigación “Forced convective boiling of R22 and 407C inside horizontal smooth and microfin tubes” [1].

Para determinar los coeficientes experimentales se utilizó un aparato de prueba cuya sección de prueba es calentada eléctricamente por consiguiente el valor de flujo de calor es conocido.

En la figura 2.44 se detalla el aparato de prueba utilizado por la investigación previamente mencionada.

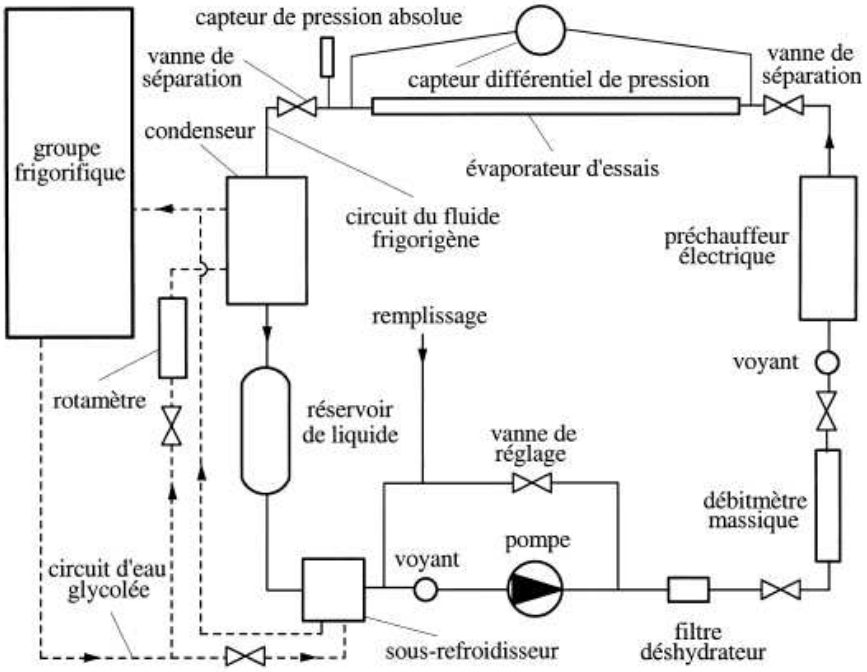
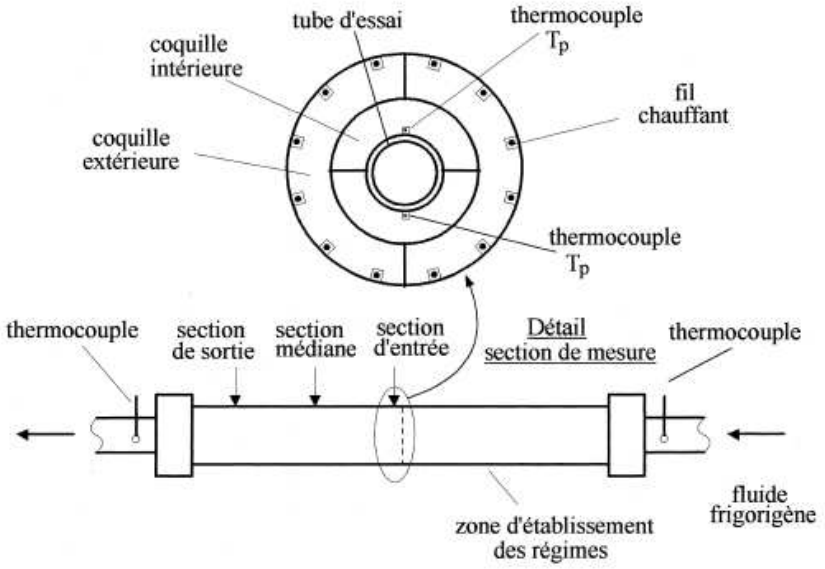


Fig. 1. Schéma de l'installation.

Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.



Fuente: Véase Referencia [1]

FIGURA 2.44 APARATO DE PRUEBA PARA TUBOS MICORALETEADOS

El proceso experimental para estimar el coeficiente de transferencia de calor experimental citado por la fuente es el siguiente [1]:

Para determinar el coeficiente de transferencia se parte por encontrar la calidad de vapor al ingreso de la sección de prueba con la siguiente ecuación:

$$x_1 = \frac{q''_{pc} - G\ Cp\ \Delta T_{sr}}{G\ h_{fg}} \quad (65)$$

Donde:

q''_{pc} = Flujo de calor del precalentador eléctrico

ΔT_{sr} = Subenfriamiento a la entrada del precalentador

A continuación se procede a obtener la calidad de vapor a la salida de la sección de prueba con la siguiente expresión:

$$x_2 = x_1 + \frac{q''_{mc}}{G\ h_{fg}} \quad (66)$$

Donde:

q''_{mc} = Flujo de calor aplicado a la sección de prueba

Ahora se considerara que la calidad de vapor varía linealmente con la longitud del tubo, es decir para un valor de calidad x_j

existirá un valor de longitud z_j y cuya relación se describe a continuación:

$$x_j = x_1 + \frac{z_j}{L}\Delta x \quad (67)$$

Donde:

L = longitud de la sección de prueba

$\Delta x = x_1 - x_2$

Finalmente el coeficiente de transferencia local estará dado por la siguiente expresión:

$$h = \left[\pi LD \left(\frac{Tp - Tsat}{q''_{mc}} - \frac{\ln(D_0 / D)}{2\pi\, L\, k_p} \right) \right]^{-1} \quad (68)$$

Donde:

Tp = Temperatura de la pared exterior

$Tsat$ = Temperatura de saturación

D_0 = Diámetro exterior del tubo

D = Diámetro interior del tubo

Como los valores de temperatura exterior se miden en la parte superior e inferior del tubo el coeficiente final de transferencia será la media entre los coeficientes obtenidos para dichas posiciones.

A diferencia del análisis para tubos lisos para este caso solo se presenta un análisis a una misma temperatura de saturación de 14.1 °C pero a diferentes velocidades másicas entre 100 y 250 Kg / m² s.

La sección de prueba posee las siguientes características geométricas:

Diámetro exterior = 12.7 mm

Diámetro interior = 11.98 mm

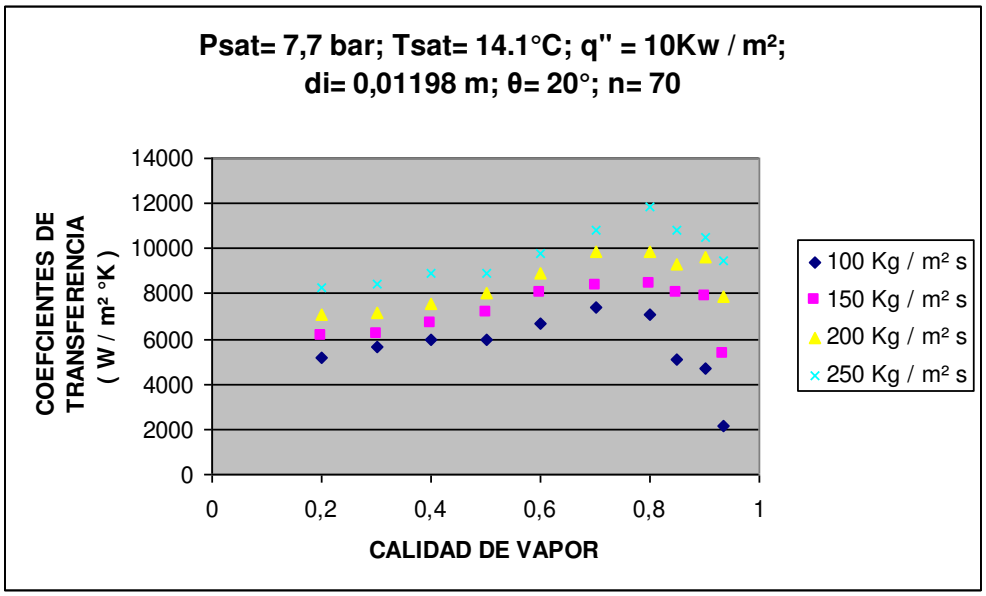
Espesor de pared = 0.36 mm

Altura de aleta = 0.235 mm

Numero de aletas = 70

Ángulo de hélice = 20 °

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:



Fuente: Véase Referencia [1]

FIGURA 2.45 INFLUENCIA DEL FLUJO MÁSICO EN LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA EN R22

A continuación se presenta la hoja modelo utilizada para los cálculos seguida de las evaluaciones realizadas con sus respectivos datos experimentales.

PROPIEDADES			CONDICIONES		
			H_H		COEF. CONVEC. EXTERIOR
			T_H		TEMP. EXTERIOR
PRESION DE SATURACION (Ps)	0,77		G	250	
TEMPERATURA DE SATURACION (Ts)	14,11900369		di	0,01198	
Δhv = hfg	193281,7297		x	0,2	
DENSIDAD DE VAPOR (ρv)	32,547670		q"	10000	
DENSIDAD DE LIQUIDO (ρl)	1.234,782006				
CALOR ESPECIFICO (Cp)	1211,534363		DATOS DE ALETA		
COEFICIENTE POR CONDUCCION (kl)	0,092940498		er	0,000235	altura de la aleta
TENSION SUPERFICIAL (σ)	0,009637195		pr	0,000537661	paso entre aletas
VISCOCIDAD DE VAPOR (μg)	1,2706E-05		dr	0,01198	diametro interno maximo
VISCOCIDAD DE LIQUIDO (μl)	0,000215116		αr	20	angulo de helice
PESO MOLECULAR (M)	86,47				
PRESION REDUCIDA (pr)	0,154308617				
NUMERO DE PRANDTL (Pr)	2,804158354				
NUMERO DE REYNOLDS (Re)	11138,20021				
COEF. CONVEC. SOLO LIQUIDO (hlo)	465,6386734				
NUMERO DE FROUDE (Frl)	0,349153612	ESTRATIFICACION DESPRECIABLE			
ENHANCEMENT FACTOR FOR MICROFIN TUBES (Emf)	1,6425				
LIQUID PHASE TUBULAR REYNOLDS NUMBER(Re_{RB})	11138,20021				
RIBBED TUBE ENHANCEMENT FACTOR (E_{RB})	1,944491819				
LOCAL VOID FRACTION (ε)	0,021752217				
ESPESOR LOCAL DE CAPA ANULAR DE LIQUIDO (δ)	0,002929852				
LIQUID FILM REYNOLDS NUMBER (Re_L)film	11138,20021				
CONV. BOIL. HEAT TRANSFER COEF. FOR ANULAR FILM(αcb)	395,0338531				
NUCLEATE BOILING HEAT TRANSFER COEFICIENT (αnb)	2537,439932				
LOCAL MICROFIN FLOW BOLING HEAT TRANSFER COEF. (αmf)	4205,934285				

FIGURA 2.46 HOJA MODELO PARA CORRELACIÓN DE WOLVERINE

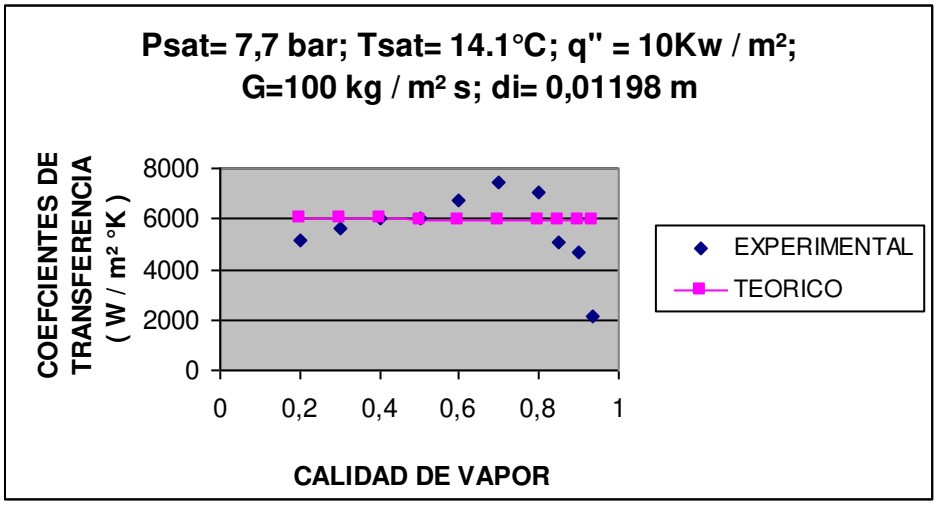


FIGURA 2.47 EVALUACION DE CORRELACION DE WOLVERINE A G = 100 Kg/ m² s PARA R22

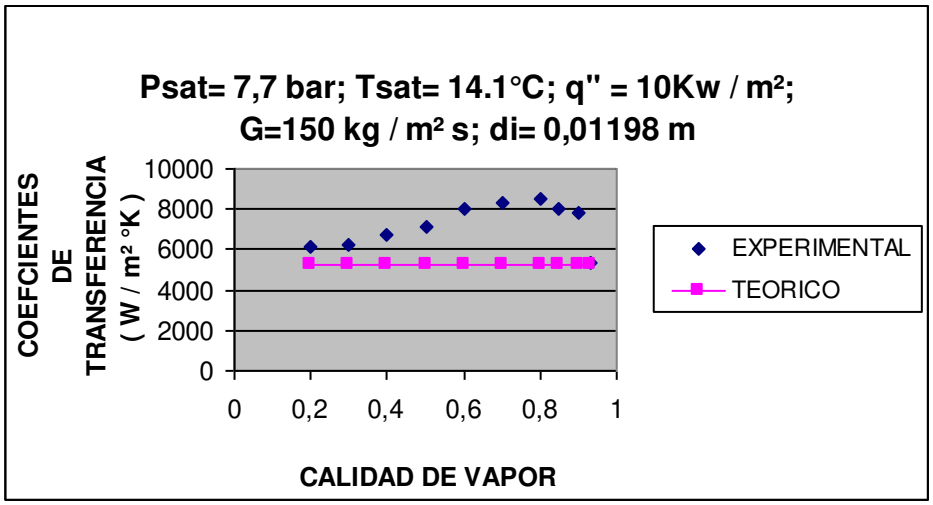


FIGURA 2.48 EVALUACION DE CORRELACION DE WOLVERINE A G = 150 Kg/ m² s PARA R22

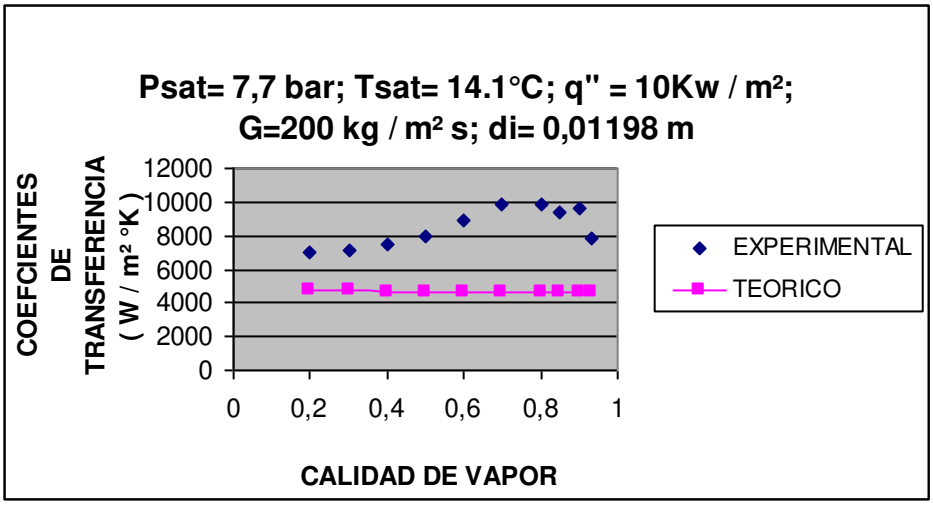


FIGURA 2.49 EVALUACION DE CORRELACION DE WOLVERINE A G = 200 Kg/ m² s PARA R22

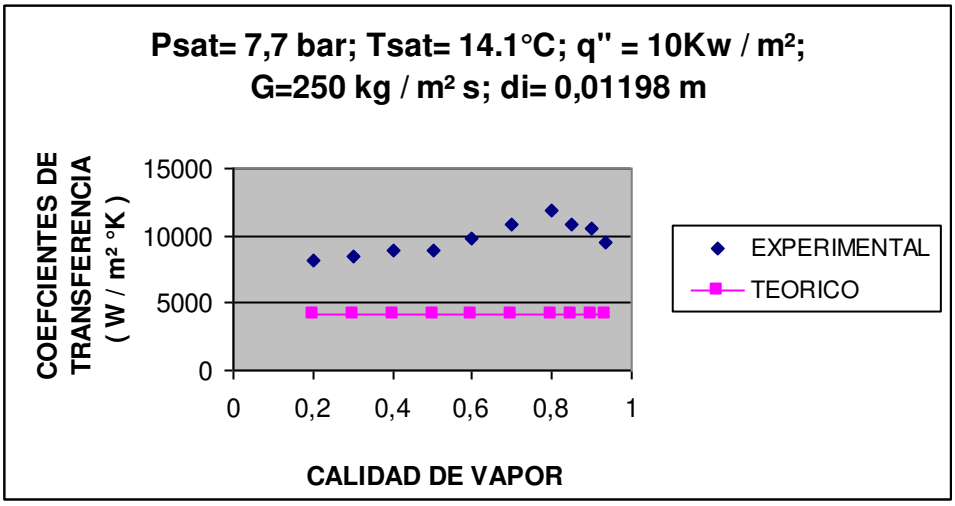


FIGURA 2.50 EVALUACION DE CORRELACION DE WOLVERINE A G = 250 Kg/ m² s PARA R22

En las figuras 2.47 a 2.50 se observa que a medida que se la velocidad másica G crece manteniendo los demás parámetros constantes los coeficientes experimentales de transferencia de calor tienden a incrementar su valor a diferencia de los valores teóricos que tienden a disminuir. Cabe resaltar que los valores experimentales presentan una tendencia creciente y decreciente con un punto de inflexión que se mantiene en un valor muy cercano a x = 0.8 mientras que los valores teóricos presentan una tendencia aparentemente constante.

2.5 Modificación y Evaluación del modelo corregido para tubos microaleteados

Para elaborar el modelo de factores de corrección para la correlación de WOLVERINE se utilizará un procedimiento similar al de tubos lisos, con la diferencia que para este caso los datos experimentales disponibles se presentaban variando en función de la velocidad másica con una presión de saturación y un flujo de calor constantes, por lo que el modelo generado tendrá como variable a la velocidad másica en este caso.

Al revisar las evaluaciones previas con la presente correlación se nota una tendencia decreciente de la misma, gráficamente es muy poco perceptible y aparentemente se presenta como una

constante. Para poder aplicar un factor de corrección primero deberá corregirse la tendencia decreciente y hacer que la correlación presente un patrón más acorde con los datos experimentales.

La ecuación de WOLVERINE presenta la siguiente forma

$$\alpha_{mf} = E_{mf}\left[(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB}\alpha_{cb})^3\right]^{1/3} \quad (69)$$

Lo que se pretende es hacer que posea un patrón creciente con la calidad de vapor al menos en el rango entre 0.2 y 0.8 tal cual se presenta en los datos experimentales, por ello la calidad debe estar presente en el factor que se introducirá en la correlación para su corrección en primera instancia. Haciendo uso de los propios factores adimensionales que nos ofrece el modelo se escoge el factor E_{RB} debido a que presenta una tendencia decreciente y podrá equiparar el comportamiento creciente de los valores de calidad.

Una vez escogidos los parámetros se proponen el siguiente factor que corregirá la tendencia de la correlación en el rango de calidad previamente establecido:

$$c = (x\ E_{RB})^{1/3} \quad (70)$$

La ecuación (70) es válida para valores en el rango de $0.2 < x < 0.8$.

Ahora se obtiene un nuevo valor para el coeficiente de transferencia al que se califica como “WOLVERINE CORRECCIÓN” y está descrito por la siguiente expresión:

$$h_{TP} = c\ \alpha_{mf} \quad (71)$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia [W / m² °K]

α_{mf} = Valor teórico de correlación de WOLVERINE [W / m² °K]

Para el rango de 0.8 < x < 1 se sigue el siguiente proceso:

Primero se evalúa la correlación de WOLVERINE con un valor de calidad bastante próximo a 1 en este caso se trabajó con x = 0.9999 y se multiplica por un factor 0.512 que se obtiene de la operación “0.8^3”. El motivo de ésta operación es el de establecer una tendencia decreciente para valores de calidad mayores que 0.8, punto en el cual los valores experimentales muestran presentan un punto de inflexión.

Con este coeficiente de transferencia de calor estimado se procede a interpolar los coeficientes de transferencia de calor entre este último y aquel encontrado con el proceso “WOLVERINE CORRECCIÓN” para una calidad de 0.8.

Ahora, es coherente establecer un factor de corrección para el valor de h_{TP}.

Se comienza estableciendo una relación entre los valores experimentales y aquellos obtenidos con la expresión "WOLVERINE CORRECCION" para valores de 0.2 < x < 0.8, dichos valores se denotan como " s_{mf} "

$$s_{mf} = \frac{\text{valor experimental}}{\text{valor teórico}} \quad (72)$$

Una vez obtenidos los valores s_{mf}, se procede a obtener un valor promedio de los mismos en cada valor de velocidad másica, dicho valor representa su respectivo valor de velocidad másica y es denotado como " f_{mf} "

$$f_{mf} = \frac{s_{mf1} + s_{mf2} + \ldots\ldots + s_{mfn}}{n} \quad (73)$$

Como se evaluaron 4 valores de velocidad másica existen 4 valores de f_{mf}. Con dichos valores se construye una gráfica f_{mf} vs. Velocidad másica y se obtiene un modelo exponencial a partir de la misma ya que fue este el que mejor se adapto a los valores tabulados. Llegando a la siguiente expresión:

$$Fc_{mf} = 0.6495\ e^{0.0052G} \quad (74)$$

Donde:

Fc_{mf} = Factor de corrección final microaleteado

G = Velocidad másica [kg / m² s]

El modelo presentado es válido para tubos microaleteados con diámetros internos máximos de 11.98 mm

Finalmente el valor final corregido de la presente correlación será obtenido con la siguiente expresión:

$$h_{TP} = Fc_{mf}\ h_{TP(WOLVERINECORRECCION)} \quad (75)$$

A continuaciones se presentan las respectivas evaluaciones con el modelo corregido.

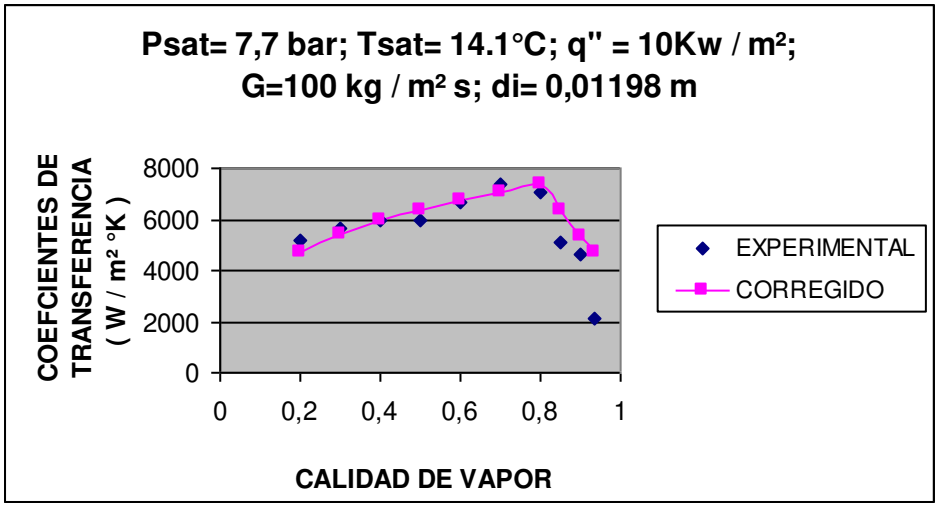


FIGURA 2.51 EVALUACION DE MODELO CORREGIDO DE WOLVERINE A G = 100 Kg/ m² s PARA R22

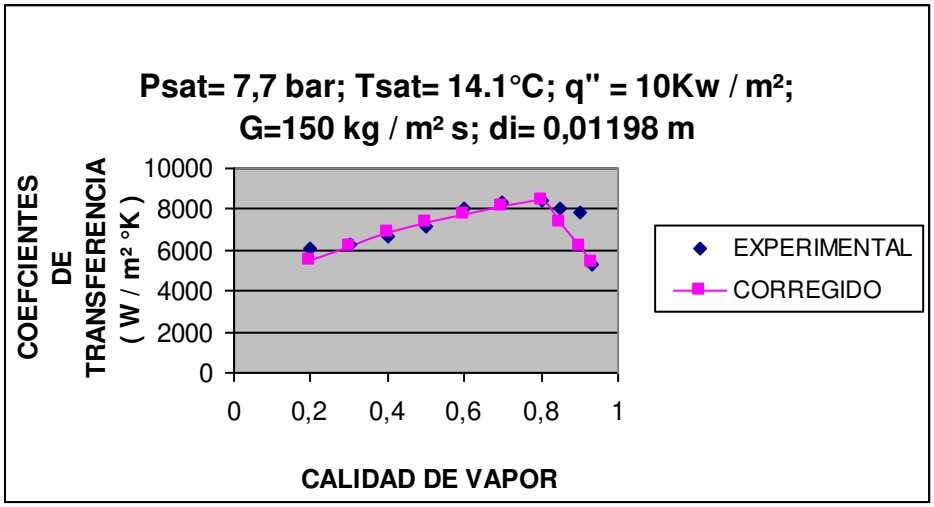


FIGURA 2.52 EVALUACION DE MODELO CORREGIDO DE WOLVERINE A G = 150 Kg/ m² s PARA R22

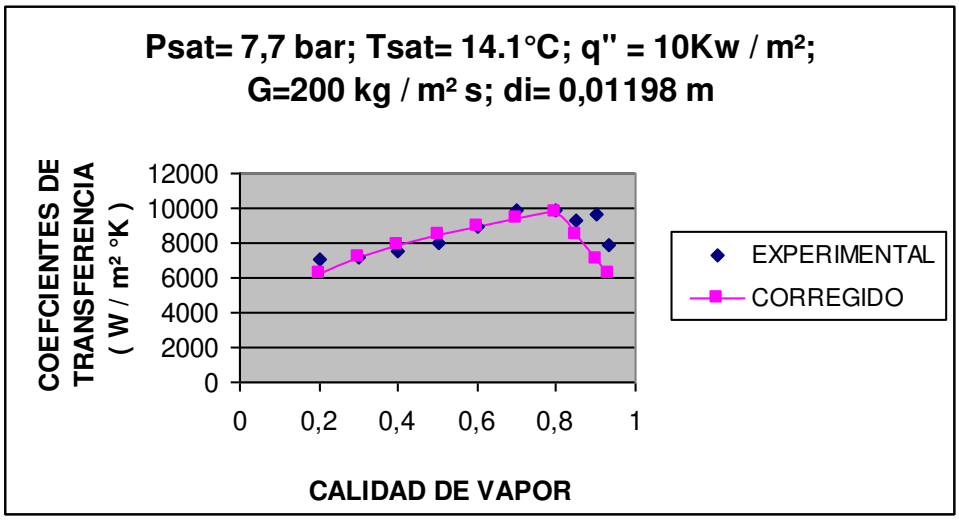


FIGURA 2.53 EVALUACION DE MODELO CORREGIDO DE WOLVERINE A G = 200 Kg/ m² s PARA R22

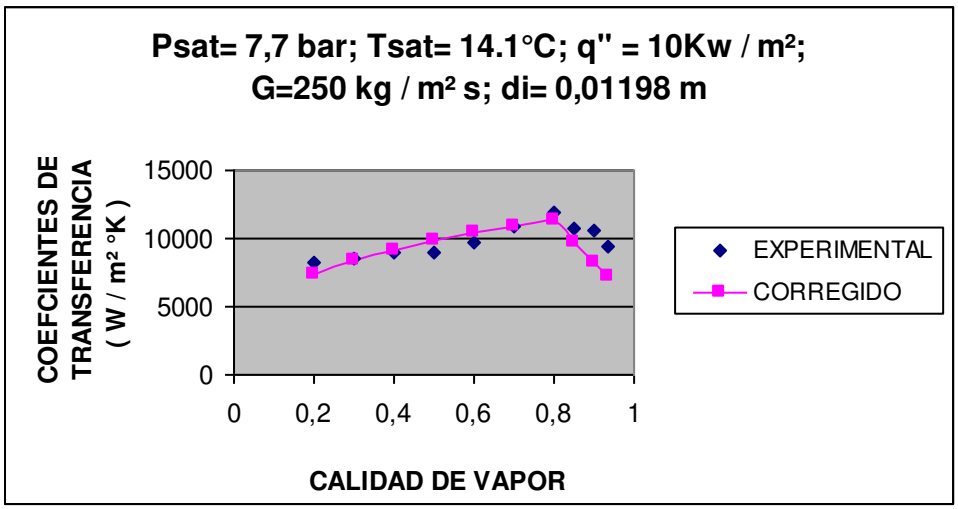


FIGURA 2.54 EVALUACION DE MODELO CORREGIDO DE WOLVERINE A G = 250 Kg/ m² s PARA R22

Como se puede apreciar en la figuras 2.51 a 2.54 el efecto de inducir un comportamiento creciente y decreciente alrededor del valor de calidad de 0.8, sumado al efecto del factor de corrección introducido permite una buena aproximación de las curvas teórica y experimental.

CAPITULO 3

3 RESULTADOS

En el presente capítulo se presentan los resultados obtenidos en las evaluaciones y modificaciones realizadas con los modelos de Shah, Kandlikar y Wolverine para tubos lisos y microaleteados respectivamente. A partir de ellos se definirá el modelo final corregido para cada una de las correlaciones en cuestión.

3.1 Resultados para la correlación de Shah

Los resultados son obtenidos a partir del análisis de las medias de error absoluto que se obtuvieron durante la modificación del modelo original de Shah.

El proceso de cálculo de error es el siguiente:

En cada de valor de presión de saturación se manejan hasta un máximo de 8 valores de calidad por lo que existen 8 valores experimentales y 8 valores teóricos para el coeficiente de

transferencia de calor, con lo que se obtiene 8 porcentajes de error en valor absoluto a través de la expresión:

$$\%\text{error} = \left(\frac{|\text{valor teórico} - \text{valor experimental}|}{\text{valor experimental}} \right) 100 \qquad (76)$$

De estos porcentajes de error encontrados se escoge aquellos que se encuentran en el rango de $0.2 < x < 1$ y se promedian encontrado una media de los errores absolutos que representa el error para el valor de presión de saturación que se analiza.

Este proceso se repite para las 10 presiones de saturación evaluadas en cada uno de los procesos analizados (Correlación de Shah, CORRECCIIÓN SHAH, INTENTO 1 e INTENTO2).

No se toman en cuenta los errores negativos ya que en ciertos casos la curva teórica tiende a sobreestimar y subestimar la curva experimental (véase figuras 2.4 a 2.6), por lo que, al realizar la media del error los valores positivos y negativos de error tienden a anularse entre si dando como resultado una media de error pequeña que no refleja el verdadero poder de estimación del proceso que se analiza.

TABLA 3.1 ERRORES ABSOLUTOS OBTENIDOS DE MODELOS ORIGINAL Y CORREGIDO DE SHAH

COMPARCION DE ERRORES PARA CORRELACIÓN DE SHAH										
	CORRELACION		CORRECCION SHAH		INTENTO 1			INTENTO 2		
Ts			SUPRIMIENDO Fo		POTENCIAL	EXPONENCIAL		POTENCIAL	EXPONENCIAL	
-15,55	42,22%	O X	141,46%	O	28,06%	12,79%	X	59,00%	46,59%	X
-12,92	32,03%	O X	101,56%	O	24,08%	16,76%	X	54,94%	47,95%	X
-3,44	33,63%	O X	131,73%	O	91,20%	67,07%	O	30,12%	14,10%	O
-1,8	54,41%	X	17,47%	X	22,45%	33,48%	X	46,01%	53,76%	X
1,87	61,83%	X	22,11%	X	4,22%	17,98%	=	26,05%	34,76%	X
6,04	62,04%	X	18,89%	X	69,79%	45,75%	O	31,17%	18,51%	=
11,58	79,74%	X	52,83%	X	22,60%	16,65%	=	9,54%	8,91%	=
13,65	80,81%	X	61,93%	X	12,17%	11,76%	=	4,71%	4,72%	=
16,67	67,51%	X	67,51%	X	18,02%	30,28%	O	4,38%	16,73%	=
17,9	87,08%	X	66,88%	X	30,91%	51,82%	O	17,75%	38,93%	O
MEDIA GENERAL	60,13%		68,24%		32,35%	30,43%		28,37%	28,49%	
DE -15,55 A -3,44	35,96%		124,92%		47,78%	32,21%		48,02%	36,21%	
DE -1,8 A 6,04	59,43%		19,49%		32,15%	32,40%		34,41%	35,68%	
DE 11,58 A 17,9	78,78%		62,29%		20,93%	27,63%		9,09%	17,32%	

X	SUBESTIMA
O	SOBREESTIMA
=	SOBREPUESTA

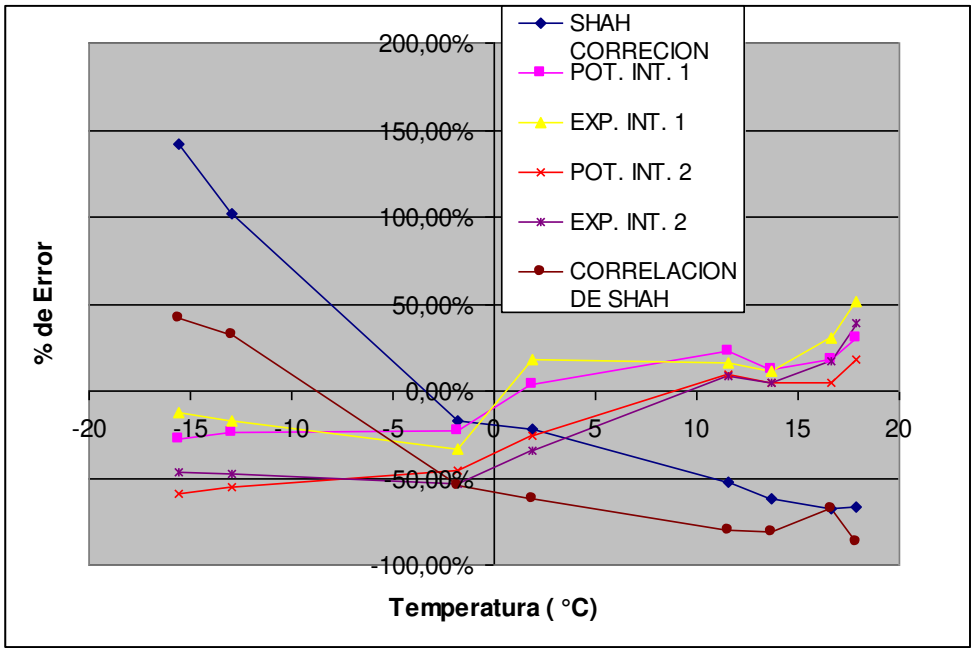


FIGURA 3.1 PORCENTAJES DE ERROR PARA MODELOS PROPUESTOS PARA LA CORRELACIÓN DE SHAH

A partir de la tabla y figura 3.1 se puede inferir que los menores errores absolutos se presentan se presentan en rangos de temperatura diferentes para distintos modelos utilizados por lo que nuestro modelo final tendrá presentará tres modelos para tres rangos de temperatura plenamente definidos. En la figura se presenta los valores de la tabla 3.1 gráficamente cabe notar que se despreciaron lo valores obtenidos para las temperaturas de -3.4 y 6.04 °C, ya que se consideraban aberrantes por distorsionar la gráfica.

El primer rango será para Tsat < 0 °C, donde el menor porcentaje de error se presenta en el modelo exponencial del proceso “INTENTO1” y es de 32.21%, valor un tanto elevado para ser permisible como error pero cuya causa mas probable es el tercer valor evaluado para Tsat = -3.4 °C donde las condiciones de flujo de calor y velocidad másica fueron elevadas para su correspondiente valor de presión de saturación en comparación con las otras presiones evaluadas lo que causa un crecimiento de los coeficientes , si se descarta este tercer valor el error tendería a estar alrededor del 20%, un valor más aceptable. Cabe recalcar que el tercer punto no fue tomado en cuenta durante la generación del modelo por el error exagerado que presentaba.

El segundo rango será para 0 < Tsat < 10 °C donde el modelo exponencial del proceso “INTENTO 1” que aunque no presenta la menor media, si se desprecia el valor para 6.04 °C que se descarta en la grafica el error promedio desciende considerablemente hasta un valor cercano a 17%.

El tercer rango será para Tsat > 10 °C donde el modelo potencial del proceso “INTENTO 2” presenta la mejor aproximación con una media de error de 9.09%.

El modelo obtenido tendrá la siguiente forma:

$$h_{TP} = Kc\ Fc\ \left(F\ h_{lo}\right) \quad (77)$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia [W / m² °K]

Fc = Factor de corrección

F = Factor de acrecentamiento respectivo (Escogido de entre F_{cb}, F_{nb}, F_{cnb} del modelo original de Shah)

h_{lo} = Coeficiente de transferencia de la fase liquida [W / m² °K]

Kc = Factor de diámetro.

El factor de corrección Fc tomará los siguientes valores:

Para -16 <Tsat < 0 °C; $Fc = 0.0992\ e^{Psat*4.4572}$

Para Tsat 0 < Tsat < 10 °C; $Fc = 0.0992\ e^{Psat*4.4572}$

Para 10 <Tsat < 18 °C; $Fc = 5.3889\ Psat^{2.793}$

Donde:

Tsat = Temperatura de Saturación

Psat = Presión de Saturación en MPa

El factor de diámetro Kc tomará los siguientes valores:

Para di = 6 mm; Kc =1

Para di = 10.7 mm; Véase ecuaciones (60), (61) y tabla 2.3

Para di = 13.84 mm; Véase ecuaciones (60), (62) y tabla 2.4

El presente modelo es válido para valores de calidad mayores a 0.2 ($x > 0.2$).

3.2 Resultados para la correlación de Kandlikar

A continuación se presenta los resultados obtenidos a partir del análisis de la medias de error absoluto obtenidos durante la modificación de la correlación de Kandlikar.

TABLA 3.2 ERRORES ABSOLUTOS OBTENIDOS DE LOS MODELOS ORIGINAL Y CORREGIDO DE KANDLIKAR

COMPARACION DE ERRORES PARA CORRELACION DE KANDLIKAR								
	CORRELACION		INTENTO 1			INTENTO 2		
Tsat	DE KANDLIKAR		POTENCIAL	EXPONENCIAL		POTENCIAL	EXPONENCIAL	
-15,55	161,51%	O	29,02%	16,46%	X	71,49%	62,80%	X
-12,92	123,43%	O	23,87%	18,94%	X	67,08%	62,32%	X
-3,44	164,19%	O	92,85%	69,05%	O	10,30%	11,19%	=
-1,8	8,69%	=	17,38%	28,86%	X	52,38%	60,56%	X
1,87	12,89%	=	13,00%	14,42%	=	34,19%	46,93%	X
6,04	17,18%	=	64,08%	43,22%	O	20,44%	10,44%	=
11,58	43,86%	X	25,43%	20,72%	O	9,66%	8,51%	=
13,65	50,63%	X	24,13%	23,83%	O	7,87%	8,33%	=
16,67	57,87%	X	29,85%	43,16%	O	17,61%	28,68%	=
17,9	59,98%	X	37,90%	59,52%	O	21,23%	44,94%	O
MEDIA GENERAL	70,02%		35,75%	33,82%		31,23%	34,47%	
DE -15,55 A -3,44	142,47%		26,45%	17,70%		69,28%	62,56%	
DE -1,8 A 6,04	10,79%		15,19%	21,64%		43,29%	53,75%	
DE 11,58 A 17,9	53,08%		29,33%	36,81%		14,09%	22,61%	

X	SUBESTIMA
O	SOBREESTIMA
=	SOBREPUESTA

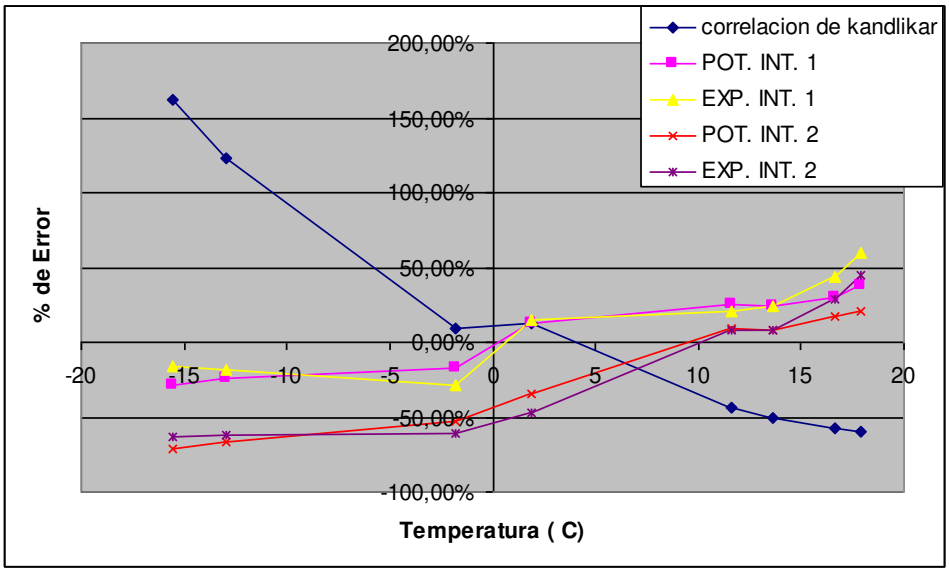


FIGURA 3.2 PORCENTAJES DE ERROR PARA MODELOS PROPUESTOS PARA LA CORRELACIÓN DE KANDLIKAR

A partir de la tabla Y figura 3.2 se definirá el modelo corregido para la correlación de Kandlikar, para el cual estableceremos también tres rangos de temperatura. En este caso también se descartaron los valores para las temperaturas de -3.4 y 6.04 °C ya que distorsionaban el patrón seguido por la curva.

Para -15 < Tsat < -2 °C el mejor resultado se obtiene con el modelo exponencial del proceso “INTENTO 1”. Al igual que en el caso anterior la media de error absoluto para este rango se verá afectada por las condiciones de evaluación del tercer dato por lo que al descartar este dato el error tenderá a un valor alrededor del 20%.

Para -2 < Tsat < 6 °C la mejor aproximación se obtiene con la correlación de Kandlikar con una media de error de 10.79%. Resultado que indica que probablemente la correlación fue desarrollada usando dicho rango de temperatura de saturación.

Para Tsat > 6 °C el menor error se logra con el modelo potencial del proceso “INTENTO 2” siendo este de 14.09%.

El modelo corregido tendrá la siguiente forma:

$$h_{TP} = Kc\ Fc\ \left(C_1 (Co)^{C_2} (25Fr)^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} 2.2\right) h_{lo} \quad (78)$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia [W / m² °K]

Fc = Factor de corrección

Kc = Factor de diámetro

C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 = Constantes del modelo Kandlikar

Co = Numero de Convección

Bo = Numero de Evaporación

El factor de corrección Fc tomará los siguientes valores:

Para -16 <Tsat < -2 °C; $Fc = 0.0929\ e^{Psat*4.3365}$

Para Tsat -2 < Tsat < 7 °C; $Fc = 1$

Para 7 <Tsat < 18 °C; $Fc = 4.804\ Psat^{3.0581}$

Donde:

Tsat = Temperatura de Saturación [°C]

Psat = Presión de Saturación [MPa]

El factor de diámetro Kc tomará los siguientes valores:

Para di = 6 mm; $Kc = 1$

Para di = 10.7 mm; Véase ecuaciones (60), (63) y tabla 2.6

Para di = 13.84 mm;; Véase ecuaciones (60), (64) y tabla 2.7

El presente modelo es válido para valores de calidad mayores a 0.2 ($x > 0.2$).

3.3 Resultados para la correlación de Wolverine

A continuación se presenta los resultados obtenidos a partir del análisis de la medias de error absoluto obtenidos durante la modificación de la correlación de WOLVERINE.

Se debe notar que para este modelo el factor de corrección será función de la velocidad másica “G”, fue necesario diseñarlo así ya que la información experimental disponible para tubos microlateados nos limitaba a trabajar de esta manera a diferencia

de las correlaciones para tubos lisos donde fue posible trabajar en función de la presión de saturación.

A continuación se presentan los resultados obtenidos.

TABLA 3.3 ERRORES ABSOLUTOS OBTENIDOS PARA LOS MODELOS ORIGINAL Y CORREGIDO DE WOLVERINE

COMPARACIÓN DE ERRORES PARA CORRELACIÓN DE WOLVERINE				
VELOCIDAD MASICA			**MODELO**	
(Kg / m² s)	**CORRELACIÓN**		**CORREGIDO**	
100	8,68%	X O	9,02%	=
150	26,36%	X	1,61%	=
200	42,88%	X	2,78%	=
250	56,74%	X	4,23%	=

X	SUBESTIMA
O	SOBRESTIMA
=	SOBREPUESTA

De la tabla 3.3 se puede concluir que el modelo posee una buena aproximación para flujos elevados.

En este caso no se establece rango alguno para la aplicación del modelo de factores de corrección ya que su única variable será la velocidad másica.

El modelo no se pudo hacer extensivo a otros valores de diámetro ya que no se encontró más datos experimentales disponibles para ello.

El modelo final presentará la siguiente forma:

$$h_{TP} = \frac{Psat}{0.77}\ Fc_{mf}\ \left(E_{RB}\ x\right)^{1/3} E_{mf}\left[(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB}\alpha_{cb})^3\right]^{1/3} \quad (79)$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia [W / m² °K]

$Psat$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

α_{nb} = Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada [W / m² °K]

α_{cb} = Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva [W / m² °K]

E_{RB} = Factor de costilla

x = Calidad de vapor

E_{mf} = Factor de acrecentamiento de flujo

Fc_{mf} = Factor de corrección para tubo microaleteado

El factor de corrección Fc_{mf} tomará los siguientes valores:

$$Fc_{mf} = 0.6495\ e^{0.0052\,G} \quad (80)$$

Donde:

G = Velocidad másica [Kg / m² s]

El presente modelo es válido para valores de calidad mayores a 0.2 y menores que 0.8 ($0.2 < x \leq 0.8$), y diámetros internos máximos (di) iguales a 11.98 mm.

Para valores de $0.8 < x < 1$ los coeficientes de transferencia de calor se interpolan entre el coeficiente de transferencia de calor obtenido con la correlación de Wolverine multiplicado por un factor de 0.512 y aquel obtenido con la ecuación (79) para un valor de X=0.9999

CAPITULO 4

4 APLICACIÓN DE RESULTADOS: DISEÑO DE UN EVAPORADOR DE R22 DE TUBOS Y CORAZA

En el presente capitulo se aplicará los modelos corregidos para la obtención de los coeficientes bifásicos de transferencia para el diseño de un evaporador de tubos y coraza.

A continuación se presenta el caso de un evaporador que se diseño y construyó por requerimiento de una determinada empresa, una vez en funcionamiento, éste no cumplió adecuadamente su función, y el R22 no se evaporaba en su totalidad.

El evaporador funciona con Propilengilcol al 35% de concentración como fluido caliente y R22 como refrigerante.

Las temperaturas de entrada y salida del propilenglicol son:

T in = 2 ° C

T out = -5 ° C

El flujo de Propilenglicol es de 30 GPM es decir 0.0018925 m^3/s

La temperatura de evaporación será de -10 ° C.

Las características geométricas del evaporador se detallan en la siguiente tabla:

TABLA 4.1 PARAMETROS GEOMETRICOS DE EVAPORADOR

PARAMETROS GEOMETRICOS			
espesor de pared de tubo	gauge 20	0,888	mm
diametro exterior	d	12,7	mm
Numero de tubos/ pase	N	62	
Numero de pases	Np	2	
Distancia de entre centro de tubos	Pt	16,7	mm
Diametro de coraza	Ds	0,22	m
Distancia entre bafles	B	0,12	m
longitud	L	2	m
Área Interna de Transferencia	Ai	8.51	m^2

Se cree que la posible causa del problema fue que la correlación utilizada para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos sobreestimaba dicho valor, provocando una subestimación del área de transferencia de calor en el equipo.

A continuación se rediseñará el evaporador aplicando el modelo corregido de Kandlikar utilizando los mismos parámetros geométricos del diseño original a excepción de la longitud y por lo tanto el área que cambiarán al variar el coeficiente de transferencia interno.

Posteriormente se realizará un análisis similar utilizando tubos microaleteados en lugar de tubos lisos para de esta manera observar el cambio en la longitud.

4.1 Diseño de Evaporador utilizando el modelo corregido para tubos lisos (Kandlikar)

Antes de iniciar el análisis deben obtenerse las propiedades de los fluidos frío y caliente respectivamente.

Las propiedades del R22 se obtuvieron de tablas de propiedades termodinámicas del Texto “Fundamentos de termodinámica de Van Wylen”[7], mientras que las propiedades del Propilenglicol se evaluaron a partir de las siguientes ecuaciones [5]:

Temperatura de congelación:

$$\frac{T_F}{273.15} = A_0 + A_1\partial + A_2\partial^2 \quad (81)$$

Donde:

T_F = Temperatura de congelación del Propilenglicol [°K]

∂ = Concentración del Propilenglicol (0.35)

A_0, A_1, A_2 = Constantes del modelo

Densidad, Coeficiente de conducción y Calor específico:

$$P_x = A_1 + A_2\partial + A_3\frac{273.15}{T} + A_4\partial\frac{273.15}{T} + A_5\left(\frac{273.15}{T}\right)^2 \quad (82)$$

Donde:

P_x = Representa la propiedad que se desea evaluar de acuerdo a los valores de $A_1 \ldots A_5$ introducidos en el modelo

T = Temperatura a la que se desea evaluar las propiedades [°K]

Viscosidad dinámica

$$LN(P_x) = A_1 + A_2\partial + A_3\frac{273.15}{T} + A_4\partial\frac{273.15}{T} + A_5\left(\frac{273.15}{T}\right)^2 \quad (83)$$

Donde:

$LN(P_x)$ = Viscosidad dinámica

La tabla 4.2 presenta los valores de las constantes de las ecuaciones presentadas

TABLA 4.2 CONSTANTES PARA MODELOS DE PROPIEDADES DE PROPILENGLICOL

	ρ	Cp	K	μ	T_F
Constante	**Kg/m³**	**KJ/Kg °K**	**W/ m °K**	**Pa*s**	**°K**
A_0					1
A_1	508,41109	4,47642	1,18886	-1,02798	-0,03736
A_2	-182,4082	0,60863	-1,4911	-10,03298	-0,4005
A_3	965,76507	-0,71497	-0,69682	-19,93497	
A_4	280,29104	-1,93855	1,13633	14,65802	
A_5	-472,2251	0,47873	0,06735	14,6205	

Las propiedades del R22 se evaluaron a la temperatura de evaporación de – 10 ° C y se presentan en la siguiente tabla:

TABLA 4.3 PROPIEDADES DEL R22 A -10 ° C

PROPIEDADES DEL R22		
PRESION DE SATURACION (Ps)	0,3543	Mpa
TEMPERATURA DE SATURACION (Ts)	-10	° C
CALOR SENSIBLE DE EVAPORACION (hfg)	213132	J/Kg
DENSIDAD DE VAPOR (ρv)	15,3045608	Kg/m³
DENSIDAD DE LIQUIDO (ρl)	1317,52306	Kg/m³
CALOR ESPECIFICO (Cp)	1130	J/Kg °K
COEFICIENTE DE CONDUCCION (kl)	0,105	W/ m °K
TENSION SUPERFICIAL (σ)	0,01327	N / m
VISCOCIDAD DE VAPOR (μg)	0,0000115	Pa s
VISCOCIDAD DE LIQUIDO (μl)	0,000256	Pa s
ENTALPIA DE LIQUIDO SAT. hf	33012	J/Kg
ENTALPIA DE VAPOR SAT. hg	246144	J/Kg

Las propiedades del Propilenglicol se evaluaron a la temperatura de entrada excepto la viscosidad del conjunto que fue evaluada a

la temperatura del conjunto que representa la media entre las temperaturas de entrada y salida indicadas al inicio del análisis. Las propiedades se presentan en la siguiente tabla:

TABLA 4.4 PROPIEDADES DEL PROPILENGLICOL

PROPIEDADES PROPILENGLICOL A Tin		
CONCENTRACIÓN = 35%		
TEMPERATURA DEL CONJUNTO (Tb)	-1,5	° C
DENSIDAD DE LIQUIDO (ρl)	1035,317092	Kg/m³
CALOR ESPECIFICO (Cp)	3777,902492	J/Kg °K
COEFICIENTE POR CONDUCCION (kl)	0,436419076	W/ m °K
VISCOCIDAD DEL LIQUIDO	1,48646E-05	Pa s
VISCOCIDAD DEL CONJUNTO (μb)	2,27235E-05	Pa s
TEMPERATURA DE CONGELACIÓN	-16,97278984	° C

Una vez determinadas las propiedades de ambos fluidos es posible hallar la carga térmica. Con el caudal y la densidad de entrada podemos determinar el flujo másico entrante.

$$\dot{m}_P = \rho\, Q \qquad (84)$$

De donde se obtiene un flujo entrante de 1.959 Kg/s para el Propilenglicol. Con este dato procedemos a hallar la carga térmica a partir de la siguiente ecuación:

$$q = \dot{m}_P\ Cp\ \Delta T \qquad (85)$$

Donde ΔT es la diferencia de temperatura entre las temperaturas de entrada y salida del propilenglicol. De esta manera se obtiene una carga de 51815.3 W.

El siguiente parámetro a determinar es el flujo de R22 requerido, para ello se aplicara la siguiente expresión:

$$q = \dot{m}_{R22} \ (h_g - h_{x=0.2}) \quad (86)$$

Donde:

h_g = Entalpía de vapor saturado [J/Kg]

$h_{x=0.2}$ = Entalpía para un valor de calidad x = 0.2 [J/Kg]

Se asume que el R22 ingresa al evaporador con una calidad cercana a 0.2, ya que proviene de una válvula de expansión lo que origina una expansión isentalpica en la misma, razón por la cual no ingresa como líquido saturado proveniente del condensador (véase figura 4.1).

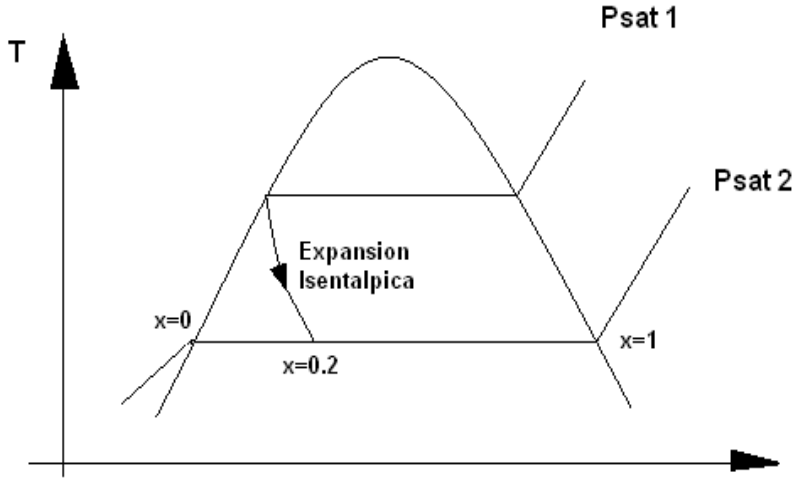


FIGURA 4.1 PROCESO DE EXPANSIÓN ISENTALPICA

Para el cálculo de este valor de entalpía aplicamos la siguiente ecuación:

$$h_x = h_f + x h_{fg} \qquad (87)$$

Donde:

h_f = Entalpía de líquido saturado [J/Kg]

h_{fg} = Calor sensible de evaporación [J/Kg]

Finalmente obtenemos que el flujo de R22 requerido es de 0.3038 kg/s.

La geometría del evaporador será la misma que se obtuvo del diseño original, es decir los diámetros de tubos y coraza y el arreglo de tubos seleccionado será el mismo, ya que el objetivo

aquí es comparar la longitud resultante una vez aplicado el modelo corregido.

El diseño se realizará a través de un proceso iterativo donde se ingresará una longitud inicial que luego será comparada con una obtenida al final del análisis hasta llegar a un valor común.

A continuación se presenta los parámetros geométricos utilizados.

TABLA 4.5 PARAMETROS GEOMETRICOS DE EVAPORADOR REDISEÑADO

PARAMETROS GEOMETRICOS			
espesor de pared de tubo	gauge 20	0,888	mm
diametro exterior	d	12,7	mm
Numero de tubos/ pase	N	62	
Numero de pases	Np	2	
Distancia de entre centro de tubos	Pt	16,7	mm
Diametro de coraza	Ds	0,22	m
Distancia entre bafles	B	0,12	m
longitud asumida	L	4	m
area de transferncia interna	Ai	17.022	m^2

Con los datos presentados procedemos a calcular la velocidad másica (G) para un tubo y el flujo de calor por unidad de área (q”),

ambos necesarios para el cálculo del coeficiente de transferencia en el interior de los tubos con el modelo de Kandlikar.

La velocidad másica se calculará a partir de la siguiente expresión:

$$G = \frac{4\ \dot{m}_{R22}}{N\ (\pi\ di^2)} \qquad (88)$$

Donde:

$\dot{m}_{R22}$ = Flujo másico de R22 [kg / s]

N = Numero de tubos por pase

di = Diámetro interno de tubos [m]

De donde se obtiene que G = 52,296 Kg / m² s. Con este valor procedemos a calcular el Número de Froude con el propósito de conocer si existirá estratificación en el flujo:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2\ g\ di}$$

Se obtiene que Fr = 0.014 por lo tanto el flujo será estratificado es decir parte de la pared interna del tubo estará seca y perjudicara la transferencia de calor.

El flujo de calor por unidad de área se obtiene de la siguiente manera:

$$q'' = \frac{q}{\pi\ di\ L} \qquad (89)$$

Donde:

q = Carga termica [w]

L = Longitud de evaporador [m]

Cabe recalcar que el área escogida es aquella en la pared interna del tubo. El valor obtenido es de 3382.2235 W / m².

Con estos parámetros ya conocidos es posible aplicar el modelo de Kandlikar para hallar el coeficiente de transferencia interno. El modelo a utilizarse será:

$$h_{TP} = Kc\ Fc\ \left(C_1 (Co)^{C_2} (25Fr)^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} 2.2\right) h_{lo}$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia [W / m² °K]

Fc = Factor de corrección

Kc = Factor de diámetro

C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 = Constantes del modelo Kandlikar

Co = Numero de Convección

Bo = Numero de Evaporación

El factor de corrección correspondiente se obtendrá de la siguiente manera. Para -15 < Tsat < -2:

$$Fc = 0.0929\ e^{Psat*4.3365}$$

Con lo que se obtiene un factor de corrección Fc = 0.4317, que será constante para el un valor de presión de saturación Psat = 0.3543 MPa

En cuanto al factor de diámetro Kc, durante el capítulo 2 se calculó éste para diámetros internos de 10.7 y 13.84 mm, para este caso el diámetro interno es de 10.924 mm, por estar cercano a 10.7 se utiliza los valores de Kc para di=10.7 mm.

Para calcular el valor de Kc, primero se debe hallar el parámetro adimensional PI2, $\left(\frac{Psat}{(q''\ G)^{1/2}}\right)$, con lo que se obtiene un valor de PI2= 887.997 , este valor se encuentra se encuentra fuera de los valores tabulados por la tabla 2.5, por lo que se procede a extrapolar la curva generada hasta estimar el valor de Kc, con lo que se obtiene aproximadamente un factor de diámetro $Kc = 1.16$, a este valor obtenido se disminuye un 20 % para considerar que el diámetro para este caso es un poco mayor que aquel para el cual se calculó la curva, además de el efecto de extrapolar la curva, teniendo esto en cuenta el valor final para es de $Kc = 0.925$.

El siguiente paso será establecer la temperatura de pared del tubo misma que será utilizada posteriormente para establecer el coeficiente externo de transferencia.

Asumiendo que la resistencia ofrecida por el espesor de la pared del tubo será despreciable tendremos que la temperatura en la pared del tubo será:

$$Tw = \left(\frac{q''}{h_{TP}} \right) + Tsat \qquad (90)$$

Donde:

q" = Flujo de calor por unidad de área [W / m²]

h_{TP} = Coeficiente interno bifásico [W / m² °K]

Tsat = Temperatura de saturación del R22 [°K]

Ahora será posible calcular el coeficiente externo para ello se utiliza la correlación de Mc Adams [2] que posee la siguiente forma:

$$h_o = 0.36 \frac{k}{De} \left(\frac{De\ G_S}{\mu_l} \right)^{0.55} \left(\frac{Cp\ \mu_l}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \qquad (91)$$

Donde:

De = Diámetro hidráulico del arreglo de tubos seleccionado [m]

G_S = Velocidad másica en la coraza [kg / m² s]

μ_b = Viscosidad dinámica a la temperatura del conjunto Tb [Pa s]

μ_w = Viscosidad dinámica a la temperatura de pared Tw [Pa s]

μ_l = Viscosidad dinámica a la temperatura de entrada Tin [Pa s]

$$De = 4\left(\frac{Pt^2\,\frac{\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi\ do^2}{4}}{\pi\ do}\right)$$ Para un arreglo triangular (92)

$$G_S = \frac{\dot{m}_P}{A_S}; \qquad A_S = \frac{Ds\ C\ B}{Pt} \quad (93)$$

$$Re_S = \frac{G_S\ De}{\mu_l}$$

Donde:

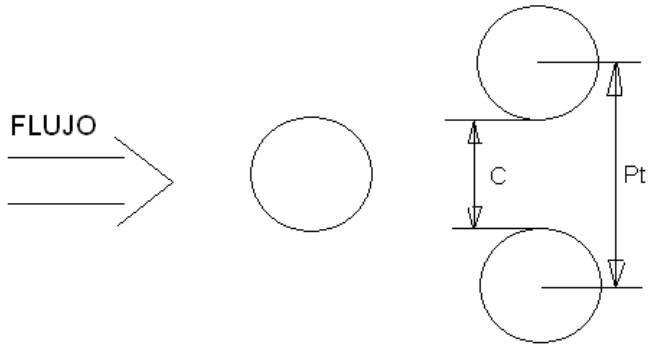
Pt = Distancia entre centros de tubos [m]

do = diámetro externo de los tubos [m]

Ds = Diámetro de Coraza [m]

C = Espacio libre entre tubos [m]

B = Distancia entre Bafles [m]



Fuente: Libro: Heat Exchangers, Selection, Rating and Design [2]

FIGURA 4.2 DESCRIPCION DE ARREGLO TRIANGULAR

El Modelo de Mc Adams es válido pa $2x10^3 < Re_S < 1x10^6$.

El coeficiente externo calculado presenta una ligera variación a lo largo de la longitud evaluada ya que la temperatura de pared en el tubo varía conforme la longitud por lo que una vez obtenidos todos los valores de coeficientes externos se utilizará un valor promedio y a partir de éste realizar los cálculos posteriores.

A continuación se procede a encontrar el coeficiente global de transferencia U utilizando la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{TP}} + \frac{1}{h_o}} \qquad (94)$$

Finalmente se obtendrá la longitud requerida para evaporar al R22, misma que será la sumatoria de pequeños segmentos de longitud que se obtienen con el cambio en la calidad de vapor que se introduce.

$$\Delta Z = \frac{\dot{m}_{R22}\, h_{fg}\, \Delta x}{\pi\, di\, U\, (Tb - Tsat)} \qquad (95)$$

Donde:

Δx = Variación en la calidad de vapor

Tb = Temperatura del conjunto [°K]

h_{fg} = Calor sensible de vaporización [W / m² °K]

di = diámetro interno de tubo [m]

Finalmente la sumatoria de los ΔZ obtenidos representa la longitud requerida para evaporar al R22, esta longitud deberá dividirse para el número de pases designado para obtener la longitud del evaporador.

A continuación se presenta los resultados obtenidos con el procedimiento de diseño explicado:

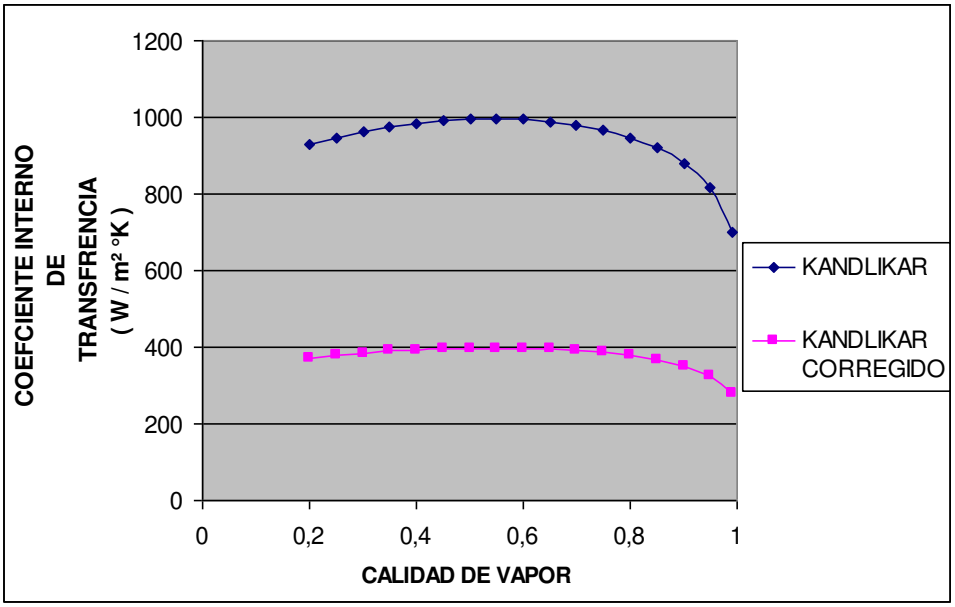


FIGURA 4.3 COMPARACIÓN DE COEFICIENTE DE TRASNFERCIA INTERNO PARA TUBO LISO

De la tabla 4.6 se puede observar que la longitud requerida de evaporación es de 8.02 m y un área de transferencia interna de 17.0221 m², por lo que la longitud del evaporador será de 4.01 m

ya que se asignaron 2 pases. La longitud y área del evaporador obtenidas son de alrededor de 2 veces la del diseño original.

El coeficiente de transferencia de calor promedio obtenido con la correlación de Kandlikar es 2.5 veces el correspondiente valor obtenido con el modelo de corrección de Kandlikar de desarrollado en la presente tesis.

TABLA 4.6 ANALISIS DE EVAPORADOR UTILIZANDO MODELO CORREGIDO DE KANDLIKAR

CALIDAD	HTP	HTP*Fc*Kc	Tw	ho	U	DELTA X	DELTA Z
0,2	927,379409	370,4030	-1,78192036	6239,29849	349,6319578	0	0
0,25	947,374574	378,3892	-1,95537008	6220,37377	356,7390267	0,05	0,50193245
0,3	963,381558	384,7825	-2,08903494	6205,79603	362,4161802	0,05	0,49406981
0,35	975,945655	389,8007	-2,19087886	6194,69237	366,8645784	0,05	0,48807899
0,4	985,388753	393,5724	-2,26571461	6186,53533	370,2035336	0,05	0,48367689
0,45	991,886935	396,1678	-2,31638449	6181,01333	372,498999	0,05	0,48069631
0,5	995,506154	397,6134	-2,34431871	6177,96939	373,7766995	0,05	0,47905312
0,55	996,215294	397,8966	-2,34976828	6177,37559	374,0269835	0,05	0,47873255
0,6	993,882907	396,9650	-2,33181516	6179,33185	373,20371	0,05	0,47978862
0,65	988,256941	394,7180	-2,28816158	6184,08896	371,2169348	0,05	0,48235648
0,7	978,91965	390,9886	-2,21460327	6192,10624	367,9165542	0,05	0,48668344
0,75	965,19666	385,5075	-2,10391192	6204,17385	363,0592453	0,05	0,49319469
0,8	945,965368	377,8264	-1,94338599	6221,68104	356,2387019	0,05	0,50263739
0,85	919,199858	367,1360	-1,70879132	6247,28011	346,7196675	0,05	0,51643708
0,9	880,637386	351,7338	-1,34572531	6286,92978	332,9507665	0,05	0,5377939
0,95	817,945916	326,6943	-0,68241837	6359,46422	310,4285369	0,05	0,57681196
0,99	698,15365	278,8483	0,91633317	6534,7642	266,9110032	0,04	0,53668493
					LONGITUD REQUERIDA		8,02
					LONGITUD DE EVAPORADOR		4,01

4.2 Diseño de evaporador utilizando el modelo corregido para tubos microaleteados (Wolverine)

Para este diseño el procedimiento a efectuarse será exactamente el mismo que para tubos lisos a excepción de que se añaden unos cuantos parámetros geométricos más por las características del tubo microaleteado y naturalmente el modelo para calcular el coeficiente interno de transferencia.

A continuación se presenta los parámetros geométricos para el diseño con tubos microaleteados:

TABLA 4.7 PARAMETROS GEOMETRICOS DE EVAPORADOR CON TUBOS MICROALETEADOS

PARAMETROS GEOMETRICOS			
espesor de pared de tubo		0,483	mm
diametro exterior	d	12,7	mm
Numero de tubos/ pase	N	62	
Numero de pases	Np	2	
Distancia de entre centro de tubos	Pt	16,7	mm
Diametro de coraza	Ds	0,22	m
Distancia entre bafles	B	0,12	m
longitud asumida	L	2.53	m

e_f	0,254	mm	altura de la aleta
p_f	0,6143908	mm	paso entre aletas
d_f	11,734	mm	diametro interno maximo
α_f	18		angulo de helice
N aletas	60		numero de aletas
	0,037	m^2 / m	Ai/L (area interna/longitud)

Los detalles geométricos de los tubos microaleteados se obtienen del anexo 1.

El flujo de calor por unidad de área (q") es diferente en esta ocasión ya que el área interna del tubo cambia drásticamente por las microaletas, para ello se obtiene la superficie interna a partir del área interna por unidad de longitud:

$$Ai = A_L \; L \; N \; Np \qquad (96)$$

Donde:

Ai = Superficie interna del tubo microaleteado

A_L = Superficie interna por unidad de longitud del tubo

L = longitud asumida del evaporador

N = Numero de tubos por pase

Np = Numero de pases

Ahora se procede a calcular correspondiente velocidad másica (G).Donde G = 45.32 Kg / m² s.

El flujo de calor por unidad de área (q") será de 7529.105 W / m²

Con estos valores encontrados será posible usar el modelo corregido de tubos microaleteados que se presenta a continuación:

$$h_{TP} = \left(\frac{Psat}{0.77}\right) Fc_{mf} \left(E_{RB}\, x\right)^{1/3} E_{mf} \left[(\alpha_{nb})^3 + (E_{RB}\alpha_{cb})^3\right]^{1/3}$$

Donde:

h_{TP} = Coeficiente bifásico de transferencia

$Psat$ = Presión de saturación a la que se desea evaluar [MPa]

α_{nb} = Coeficiente de transferencia por evaporación nucleada

α_{cb} = Coeficiente de transferencia por evaporación convectiva

E_{RB} = Factor de costilla

x = Calidad de vapor

E_{mf} = Factor de acrecentamiento de flujo

Fc_{mf} = Factor de corrección para tubo microaleteado

El factor de corrección Fc_{mf} será el siguiente:

$$Fc_{mf} = 0.6495\ e^{0.0052G}\left(\frac{Psat}{0.771}\right)$$

Reemplazando el correspondiente valores de G se obtiene un factor Fc_{mf} = 0.822 para un valor constante de G= 45.32 kg / m² s

Es necesario indicar que el modelo fue obtenido para tubos con diámetros internos máximos de 11.98 mm y en este caso dicho parámetro es de 11.734, por lo que se sugiere que el valor de Fc_{mf} calculado se reduzca un 20%, con lo que se obtiene un valor de Fc_{mf} = 0.2985

El procedimiento para el calculo de los coeficientes interno (h_o) y global de transferencia (U) será exactamente el mismo que el usado para tubos lisos por lo que no se repetirá este punto.

Finalmente para el cálculo de la longitud se utiliza la ecuación (95).

A continuación se presentan los resultados obtenidos con el procedimiento de diseño explicado:

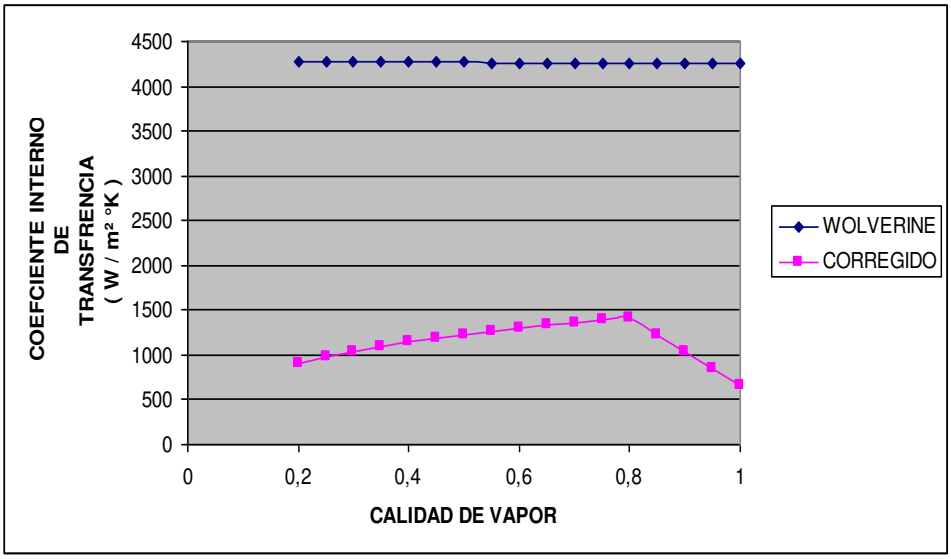


FIGURA 4.4 COMPARACIÓN DE COEFICIENTE DE TRASNFERCIA INTERNO PARA TUBO MICROALETEADO

Como se puede observar en la tabla 4.8 la longitud de evaporador obtenida es de 1.5 m alrededor de 0.75 veces la longitud original de diseño. En cuanto al coeficiente de transferencia interno promedio este mejora 3 veces.

TABLA 4.8 ANALISIS DE EVAPORADOR UTILIZANDO MODELO CORREGIDO DE WOLVERINE

CALIDAD	TEORICO	(Erb*x)^1/3	correccion	CORREGIDO	Tw	ho	U	DELTA X	DELTA Z
0,2	4266,81271	0,703990243	3003,794515	909,034797	-1,71747262	6246,332518	790,982005	0	0
0,25	4266,3775	0,757775445	3232,956109	978,3857006	-2,30456292	6182,301569	842,974742	0,05	0,1977502
0,3	4265,97444	0,804604046	3432,420298	1038,749313	-2,75175877	6133,599214	887,40629	0,05	0,18784905
0,35	4265,60344	0,846291123	3609,942322	1092,472594	-3,10819728	6094,826505	926,32207	0,05	0,17995731
0,4	4265,26422	0,883979732	3770,407126	1141,033869	-3,4015056	6062,952192	961,001096	0,05	0,17346331
0,45	4264,95646	0,918437682	3917,096722	1185,426369	-3,64860965	6036,121341	992,298082	0,05	0,16799229
0,5	4264,67973	0,95020364	4052,314206	1226,347076	-3,86054263	6013,126003	1020,81107	0,05	0,16329998
0,55	4264,43359	0,979665615	4177,718952	1264,298167	-4,04483389	5993,142524	1046,97129	0,05	0,15921967
0,6	4264,2175	1,007105154	4294,51542	1299,644145	-4,20679451	5975,590298	1071,09413	0,05	0,15563378
0,65	4264,03088	1,032721817	4403,55772	1332,643488	-4,35024771	5960,051566	1093,4081	0,05	0,15245765
0,7	4263,87308	1,056643854	4505,395283	1363,462469	-4,47795171	5946,224988	1114,0693	0,05	0,14963021
0,75	4263,74335	1,078925255	4600,260381	1392,171382	-4,59182562	5933,900782	1133,1628	0,05	0,14710898
0,8	4263,64082	1,099521466	4687,964608	1418,713209	-4,69300381	5922,954563	1150,68514	0,05	0,14486884
0,85	4263,56446	1,118214664	4061,38517	1229,092212	-3,8742549	6011,638716	1022,71243	0,05	0,16299638
0,9	4263,51299	1,134370094	3434,805732	1039,471214	-2,75679259	6133,051359	887,933104	0,05	0,1877376
0,95	4263,48466	1,145783877	2808,226295	849,8502168	-1,14066756	6309,340367	745,789291	0,05	0,22351947
0,9999	4263,47659	0,512	2182,900016	660,6084614	1,39722852	6587,61299	595,969104	0,0499	0,27915043
						LONGITUD REQUERIDA			2,8326
						LONGITUD DE EVAPORADOR			1,4163

CAPITULO 5

5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. El coeficiente de transferencia de calor experimental tiende a crecer conforme se incrementa la velocidad másica “G”, en la mayoría de los casos presenta un punto de inflexión para valores de calidad comprendidos entre 0.7 y 0.8 (con mayor tendencia en el valor de 0.8), dicho comportamiento es similar tanto en tubos lisos como microaleteados.

2. La correlación de Kandlikar para el caso de R22 en tubos de diámetros de 6 mm presenta una buena aproximación para el rango de temperaturas de saturación comprendido entre -2 y 6 °C, donde el error promedio obtenido es del 13%, mientras que para temperaturas inferiores a -2 °C el error producido crece linealmente a medida que desciende la temperatura siendo de 133 % a una temperatura de

saturación de -15 °C y para temperaturas mayores que 6 °C de similar forma el error presenta un decrecimiento lineal al aumentar la temperatura siendo de -60 % a una temperatura de 18 °C.

3. La correlación de Shah para el caso de R22 en tubos de diámetros de 6 mm no presenta buenas aproximaciones para el rango de temperaturas analizados en la presente tesis, para temperaturas de saturación entre -2 y 18 °C el error producido con esta correlación es del -56 y -87 % respectivamente, es decir, se subestima el coeficiente de transferencia de calor, mientras que para temperaturas inferiores a -2 °C la correlación tiende a sobreestimar inicialmente el coeficiente de transferencia de calor y a medida que aumentan los valores de calidad tiende a subestimarlo para un mismo valor de temperatura de saturación. Esta conclusión es válida para velocidades másicas comprendidas entre 280 y 360 kg/ m^2 s.

4. El modelo corregido de Kandlikar desarrollado en este trabajo mantiene el error promedio de estimación del coeficiente de transferencia de calor dentro de un rango de ± 20%, mientras que el modelo corregido de Shah lo hace en un rango de ± 23%, para temperaturas de saturación comprendidas entre los -15 y 17 °C. Esta

conclusión es válida para tubos lisos de diámetro interno 6mm y velocidades másicas entre 280 y 360 kg/ m² s.

5. La correlación de Wolverine para tubos micoroaleteados, presenta un decrecimiento lineal en el error de estimación del coeficiente de transferencia a medida que se incrementa le velocidad másica G.

6. El modelo corregido de Wolverine presenta un error de estimación inferior al 10%, para el rango de rango de velocidades másicas evaluadas (100 – 250 kg / m² s).

Recomendaciones

1. Se recomienda usar los modelos corregidos desarrollados en flujos no estratificados, ya que los coeficientes experimentales utilizados en éste trabajo fueron obtenidos con flujos bajo dicha condición.

2. Se recomienda ampliar la base de datos experimentales con tubos de diferentes diámetros y verificar la estimación con el modelo propuesto para el factor de corrección obtenido para tubos de 10.7 y 13.84 mm.

APENDICES

APENDICE 1
CATÁLOGO DE TUBOS MICROALETEADOS

UNS C12200								
Catalog Number	Number of Ridges	Helix Angle degrees	Outside Diameter inch (mm)	Bottom Wall inch (mm)	Ridge Height inch (mm)	Nominal Inside Surface Area ft^2/ft (m^2/m)	Nominal Cross Sect. Flow Area $inch^2$ (mm^2)	Weight Per Unit Length lb/ft (kg/m)
53-33741208	60	18	0.374 (9.50)	0.012 (0.305)	0.008 (0.203)	0.092 (0.028)	0.096 (62.06)	0.063 (0.094)
53-33751208	60	18	0.375 (9.53)	0.012 (0.305)	0.008 (0.203)	0.092 (0.028)	0.097 (62.45)	0.063 (0.094)
53-33751258	60	18	0.375 (9.53)	0.013 (0.318)	0.008 (0.203)	0.092 (0.028)	0.096 (62.06)	0.065 (0.097)
53-33751308	60	18	0.375 (9.53)	0.013 (0.330)	0.008 (0.203)	0.091 (0.028)	0.096 (61.74)	0.067 (0.100)
53-33751408	60	18	0.375 (9.53)	0.014 (0.356)	0.008 (0.203)	0.091 (0.028)	0.095 (61.03)	0.071 (0.106)
53-33751508	60	18	0.375 (9.53)	0.015 (0.381)	0.008 (0.203)	0.090 (0.028)	0.094 (60.32)	0.077 (0.115)
53-33751608	60	18	0.375 (9.53)	0.016 (0.406)	0.008 (0.203)	0.090 (0.027)	0.092 (59.61)	0.079 (0.118)
53-33761208	60	18	0.376 (9.55)	0.012 (0.305)	0.008 (0.203)	0.092 (0.028)	0.097 (62.77)	0.063 (0.094)
53-33761258	60	18	0.376 (9.55)	0.013 (0.318)	0.008 (0.203)	0.092 (0.028)	0.097 (62.45)	0.065 (0.097)
53-33761358	60	18	0.376 (9.55)	0.014 (0.343)	0.008 (0.203)	0.091 (0.028)	0.096 (61.74)	0.070 (0.104)
53-33761408	60	18	0.376 (9.55)	0.014 (0.356)	0.008 (0.203)	0.091 (0.028)	0.095 (61.35)	0.071 (0.106)
53-33761608	60	18	0.376 (9.55)	0.016 (0.406)	0.008 (0.203)	0.090 (0.027)	0.093 (59.94)	0.079 (0.118)
53-53761206	65	25	0.376 (9.55)	0.012 (0.305)	0.006 (0.152)	0.092 (0.028)	0.097 (62.77)	0.063 (0.094)
53-53761256	65	25	0.376 (9.55)	0.013 (0.318)	0.006 (0.152)	0.092 (0.028)	0.097 (62.45)	0.065 (0.097)
53-34851710	60	18	0.485 (12.32)	0.017 (0.432)	0.010 (0.254)	0.118 (0.036)	0.160 (103.10)	0.114 (0.170)
53-35001510	60	18	0.500 (12.70)	0.015 (0.381)	0.010 (0.254)	0.123 (0.037)	0.174 (111.94)	0.105 (0.156)
53-35001550	60	18	0.500 (12.70)	0.016 (0.394)	0.010 (0.254)	0.123 (0.037)	0.173 (111.48)	0.107 (0.160)
53-35001610	60	18	0.500 (12.70)	0.016 (0.406)	0.010 (0.254)	0.123 (0.037)	0.172 (110.97)	0.110 (0.164)
53-35001710	60	18	0.500 (12.70)	0.017 (0.432)	0.010 (0.254)	0.122 (0.037)	0.171 (110.06)	0.116 (0.172)
53-35001810	60	18	0.500 (12.70)	0.018 (0.457)	0.010 (0.254)	0.122 (0.037)	0.169 (109.10)	0.122 (0.181)
53-35001910	60	18	0.500 (12.70)	0.019 (0.483)	0.010 (0.254)	0.121 (0.037)	0.168 (108.13)	0.133 (0.198)
53-45001310	75	18	0.500 (12.70)	0.013 (0.330)	0.010 (0.254)	0.124 (0.038)	0.177 (113.87)	0.100 (0.149)
53-45021310	75	18	0.502 (12.75)	0.013 (0.330)	0.010 (0.254)	0.125 (0.038)	0.178 (114.84)	0.100 (0.149)
53-56232012	75	23	0.623 (15.82)	0.020 (0.508)	0.012 (0.305)	0.153 (0.047)	0.267 (172.19)	0.174 (0.259)
53-56232312	75	23	0.623 (15.82)	0.023 (0.584)	0.012 (0.305)	0.151 (0.046)	0.262 (168.71)	0.189 (0.281)
53-56232512	75	23	0.623 (15.82)	0.025 (0.635)	0.012 (0.305)	0.150 (0.046)	0.258 (166.39)	0.209 (0.311)
53-76232012	60	27	0.623 (15.82)	0.020 (0.508)	0.012 (0.305)	0.153 (0.047)	0.267 (172.19)	0.169 (0.252)
53-76232512	60	27	0.623 (15.82)	0.025 (0.635)	0.012 (0.305)	0.150 (0.046)	0.258 (166.39)	0.204 (0.304)
53-76232812	60	27	0.623 (15.82)	0.028 (0.711)	0.012 (0.305)	0.148 (0.045)	0.253 (162.90)	0.226 (0.337)
53-46252012	75	18	0.625 (15.88)	0.020 (0.508)	0.012 (0.305)	0.153 (0.047)	0.269 (173.42)	0.171 (0.254)
53-46252312	75	18	0.625 (15.88)	0.023 (0.584)	0.012 (0.305)	0.152 (0.046)	0.263 (169.87)	0.192 (0.286)
53-56252512	75	23	0.625 (15.88)	0.025 (0.635)	0.012 (0.305)	0.151 (0.046)	0.260 (167.55)	0.209 (0.312)
53-76252012	60	27	0.625 (15.88)	0.020 (0.508)	0.012 (0.305)	0.153 (0.047)	0.269 (173.42)	0.169 (0.252)
53-76253012	60	27	0.625 (15.88)	0.030 (0.762)	0.012 (0.305)	0.148 (0.045)	0.251 (161.74)	0.241 (0.358)

BIBLIOGRAFIA

1. Branescu Catalin Nicolae, “Forced convective boiling of R22 and R407C inside Horizontal, Smooth and Microfin Tubes”, (Tesis, L’ INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APLIQUES DE LY, 2000).

2. Greco Adriana, “Flow boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube”, (Paper, Facolta di Ingegneria, DETEC, Universita Degli Studi di Napoli Federico II, 2004).

3. Kakac Sadic, Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal design, Segunda Edición, CRC PRESS, 2000.

4. Lambrechts Adriaan, “Heat Transfer Perfomance during in-tube condensation in horizontal smooth, microfin and herringbone tubes”, (Tesis, Faculty of Engineering, Rand Afrikaans University, 2003).

5. M. Conde Engineering, Secondary Fluids-Brines.

6. Munson Bruce R.y Young Donald F., Fundamentos de Mecánica de Fluidos, Limusa-Willey, 2003.

7. Vanwillen Gordon, Fundamentos de Termodinámica, Segunda Edición, Editorial Limusa S.A.C.V., 2000.

8. Vanoli Giuseppe Peter, “Evaporation of refrigerants in a smooth horizontal tube: Prediciton of R22 and R507 heat transfer coefficients and pressure drop”, (Paper, Departamento di Ingegneria, Faculta di Ingegneria, Universita Degli Studi del Sannio, 2003).

9. Wojjtan Leszek, “Experimental and analytical investigation of void fraction and heat Transfer during evaporation in horizontal tube” (Tesis, École Polytecnnique Féderale de Lausanne; La Faculte Sciences et Techniques De L Ingenieur, 2004).

10. WOLVERINE TUBES INC, Engineering Data Book III, Chapter 10-11