

| | |
|---|------------|
| 2. Transferencia de calor en intercambiadores de placas..... | 2.1 |
| 2.1. Aplicaciones de intercambiadores de placas en refrigeración..... | 2.2 |
| 2.2. Geometría del intercambiador de placas..... | 2.3 |
| 2.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas..... | 2.5 |
| 2.4. Transferencia de calor en intercambiadores de placas..... | 2.6 |
| 2.4.1. Flujo en simple fase en intercambiadores de placas..... | 2.7 |
| 2.4.2. Ebullición en intercambiadores compactos e intercambiadores de placas..... | 2.11 |
| 2.5. Conclusiones..... | 2.18 |

2. Transferencia de calor en intercambiadores de placas

En este capítulo se muestra una clasificación de los intercambiadores de placas, se establecen las características geométricas e hidrodinámicas del flujo en simple fase en este tipo de intercambiadores y se analizan las características de transferencia de calor de este tipo de intercambiadores tanto en flujo en simple fase y ebullición.

El concepto de los intercambiadores de placas no es nuevo, una de las primeras patentes que se conocen con este tipo de tecnología ha sido obtenida en 1890 por Langem y Hundhansseng, una compañía alemana. Hoy en día la aplicación de este tipo de intercambiadores en la industria es grande, abarcando sectores como los de alimentación, procesado de pasta de papel, ingeniería química, agua caliente sanitaria, refrigeración y aire acondicionado.

Un intercambiador de placas convencional está conformado una sucesión de finas placas que se encuentran selladas por juntas de goma. Las juntas de goma además de evitar la mezcla de los fluidos, establecen los canales de circulación del fluido. El conjunto de las placas se comprime con dos planchas metálicas rígidas haciendo una distribución de flujos paralelos donde uno de los fluidos circula en los canales pares, y el otro fluido circula en los canales impares. La configuración de los intercambiadores de placas convencionales se muestra en la Figura 2.1.

A partir de los primeros desarrollos de intercambiadores de placas, con juntas de goma, han aparecido diferentes materiales para el sellado de los canales del intercambiador. Hoy en día pueden encontrarse juntas de grafito, caucho, y otros materiales, en función de la compatibilidad del fluido a utilizar.

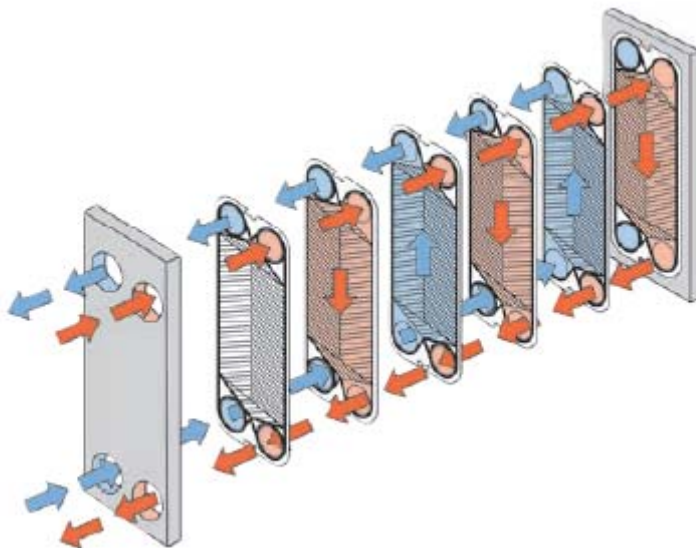


Figura 2.1. Gráfico ilustrativo del funcionamiento de un intercambiador de placas. Fuente: Alfa laval.

2.1. Aplicaciones de intercambiadores de placas en refrigeración

Los intercambiadores de placas convencionales de juntas de goma han sido y siguen siendo utilizados en refrigeración. En general las limitaciones de temperatura y presión quizás son los factores que determinan el campo de aplicación de este tipo de intercambiadores. También es posible que las juntas de goma puedan sufrir dilataciones, incorporando el fluido a las cadenas poliméricas por fenómenos de difusión lo que provoca pérdidas de fluido y afecta a la seguridad de la instalación. Los choques térmicos por continuas paradas también provocan problemas, e incluso los fluidos pueden alterar la estructura química de las juntas. El uso de los intercambiadores de placas convencionales han llevado asociado el riesgo de fugas debido a los problemas de sellado de los canales. Si bien en un pasado estos intercambiadores no eran demasiado utilizados en la industria debido a estos problemas de seguridad, el intento de reducir las cargas de refrigerante han provocado un mayor interés en este tipo de intercambiadores. Hoy en día, los intercambiadores de placas con juntas de elastómeros se suelen utilizar cuando las cargas térmicas a disipar son variables y se necesita variar el área de intercambio, o cuando se utilizan fluidos sucios o propensos a crear problemas de corrosión, pues esta configuración ayuda al limpiado. En cualquier otro caso los intercambiadores de placas utilizados son intercambiadores de placas termosoldadas.

En los años 70 Alfa laval desarrolló el primer prototipo de intercambiadores de placas con placas termosoldadas. Los intercambiadores de placas con placas termosoldadas sustituyen las juntas de sellado de los intercambiadores por medio de un metal con un punto de fusión inferior al punto de fusión del acero inoxidable. En la Figura 2.2 se muestra la configuración de las placas termosoldadas. Entre cada una de las placas se inserta una hoja de cobre (o níquel en el caso de que exista incompatibilidad con el fluido de trabajo como en el caso de amoniaco), y con la ayuda de una prensa hidráulica se apila el número de placas deseado. Una vez prensado, el conjunto de placas se coloca en un horno de vacío y se calienta el conjunto hasta el punto de fusión del material de aporte (cobre o níquel). Por fenómenos de capilaridad, el material de aporte se funde y tiende a acumularse en los bordes y en los puntos de contacto de las placas formando de manera eficaz un sellado de los canales. Esta configuración permite operar a los intercambiadores de placas termosoldadas en rangos de temperaturas entes -160 °C y 150 °C y presiones de hasta 30 o 40 bares, muy por encima de los intercambiadores de placas convencionales.



Figura 2.2. Fotografía de la configuración de las placas de un intercambiador de placas, de placas termosoldadas de cobre.

2.2. Geometría del intercambiador de placas

Pese a que el tipo de corrugación de este tipo de intercambiadores puede ser casi cualquiera, el patrón de la corrugación típico de estos intercambiadores es de corrugado tipo chevron. El patrón de las corrugaciones es de tipo sinusoidal, donde las corrugaciones están orientadas con un determinado ángulo con respecto a la dirección principal de flujo. Esta corrugación proporciona varios puntos de contacto entre las placas adyacentes, mejorando el mezclado de las corrientes y aumentando la turbulencia. Para el intercambiador de placas ensayado en este trabajo un intercambiador de placas NB51, fabricado por Alfa Laval, las dimensiones geométricas se muestran en la Figura 2.3.

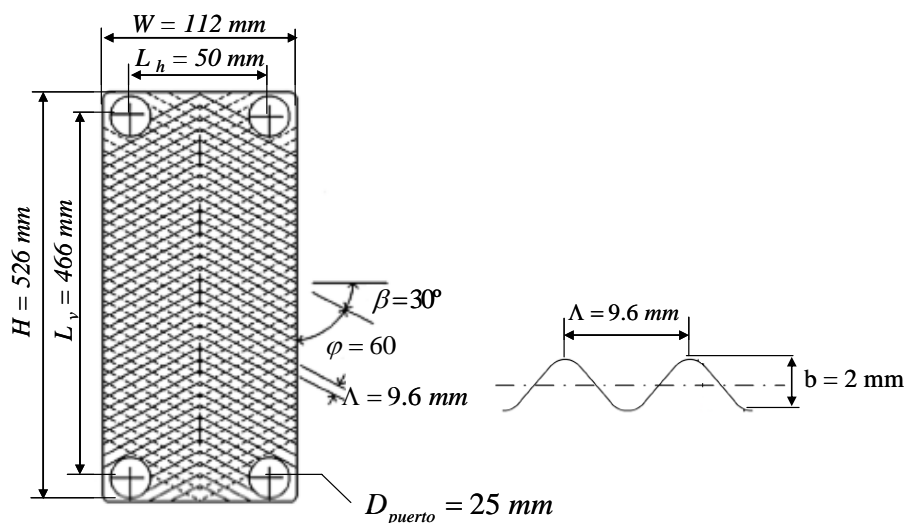


Figura 2.3. Dimensiones geométricas del intercambiador de placas ensayado en esta tesis.

Los parámetros de mayor importancia a la hora de caracterizar este tipo de intercambiadores son el ángulo de la corrugación (ángulo de chevron), y la profundidad de la corrugación. El primer parámetro caracteriza la mejora de la turbulencia en el intercambiador (y por tanto la transferencia de calor y las pérdidas de carga), y el segundo parámetro caracteriza el diámetro hidráulico del intercambiador. Otros factores que se tienen en cuenta a la hora de caracterizar los intercambiadores son el factor de aumento del área de intercambio y el pitch. El factor de aumento del área de intercambio es el cociente del área de intercambio real, frente a la proyección del área en un plano paralelo al de la placa. La profundidad de la corrugación y la separación entre corrugaciones (pitch) definen este factor de aumento.

El diseño de intercambiadores de placas permite casi un número infinito de combinaciones de parámetros geométricos para el patrón de las placas, diseño de los puertos, pasajes de los canales, aunque por simplicidad se muestran los más comunes.

Normalmente todas las placas de un mismo intercambiador tienen un patrón idéntico, pero alternativamente se rotan 180° de forma que el patrón de dos placas adyacentes apunta a sentidos diferentes. De esta manera se forman una estructura interior en forma de celda de abeja, donde cada celda se encuentra delimitada por los puntos de contacto de las placas. En la Figura 2.4 se muestra una sección de un intercambiador comercial tipo CB14 de la firma Alfa Laval.

La geometría de cada celda en la estructura se determina por la forma y tamaño de las corrugaciones. La corrugación es usualmente cercana a la sinusoidal, y se describe por los siguientes parámetros:

- El ángulo chevron φ , ó β .
- La profundidad media de la placa b .
- La separación entre corrugaciones Λ .
- El radio de curvatura de las corrugaciones R .

La mayoría de intercambiadores de placas del mercado tienen las mismas configuraciones, mientras que los ángulos de las corrugaciones dependen de la aplicación. Las dimensiones típicas de estos parámetros se muestran en la Tabla 2.1.



Figura 2.4 Sección de un intercambiador de placas tipo CB14.

Considerando el conjunto del intercambiador, los parámetros más importantes necesarios para definir el intercambiador de calor son la distancia vertical entre los puertos de entrada y de salida, y la cantidad de placas.

Tabla 2.1 Parámetros geométricos máximo y mínimo de los intercambiadores comerciales.

| Parámetro | Mínimo | Máximo |
|--------------------------------------|--------|--------|
| Ángulo Chevron (°) | 30 | 65 |
| Profundidad de placa (mm) | 1.2 | 5 |
| Separación de las corrugaciones (mm) | 7 | 15 |
| Radio de curvatura (mm) | 3 | 4 |

2.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas

Existen dos formas de establecer el diámetro hidráulico de los intercambiadores de placas. Probablemente el más usado sea el que se obtiene como el doble de la distancia de separación entre placas. Eq.(2.1).

$$D_h = 2b \quad \text{Eq. (2.1)}$$

Siendo b la separación entre placas.

La otra definición probablemente más correcta sea la que se define a partir de la definición de el diámetro hidráulico. Eq.(2.2).

$$D_h = \frac{4V_{canal}}{A_{int}} = \frac{4 \cdot L \cdot W \cdot b}{2 \cdot L \cdot W \cdot \phi} = \frac{2b}{\phi} \quad \text{Eq.(2.2)}$$

Como en la mayoría de documentación encontrada se suele utilizar la definición de la Eq. (2.1), se utilizará esta ecuación para la definición de los siguientes parámetros. De esta forma se define el número de Reynolds como Eq.(2.3).

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} = \frac{2 \cdot G \cdot b}{\mu} \quad \text{Eq. (2.3)}$$

Para el número de Nusselt y considerando lo anteriormente dicho para la salida tenemos Eq. (2.4).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot b}{\lambda} \quad \text{Eq.(2.4)}$$

Debido al ángulo de la corrugación el patrón de flujos se vuelve complejo. El patrón de flujos promueve una rápida transición a flujo turbulento con un flujo en torbellino secundario. Este flujo provoca unos coeficientes de transferencia de calor grandes y altas pérdidas de presión.

(Dovic, Palm et al. 2000) hicieron un estudio visual de las características del flujo en intercambiadores de placas en flujo en simple fase. Para hacer este estudio, inyectaban tinta en diversas localizaciones del intercambiador de placas. Según las apreciaciones de estos autores existen dos componentes de la velocidad del flujo, una longitudinal y otra entre surcos de las placas, que dependen del ángulo de corrugación chevron (φ ó β según se prefiera), el número de Reynolds y la relación entre la profundidad de las corrugaciones (b), y la relación entre la profundidad de las corrugaciones y la separación de las corrugaciones (ó pitch) (b/Λ).

Para el ángulo de corrugación más horizontal ($\beta = 39^\circ$) a partir de $Re=60$ la tinta tendía a mezclarse totalmente. Sin embargo, estos autores también mostraron como para el caso de ángulos de corrugación más verticales ($\beta = 72^\circ$) la componente transversal del flujo tendía a tener más importancia, y el mezclado de los flujos es menor. El flujo en este caso cambia de dirección en alguna de las celdas provocando un menor mezclado hasta números de Reynolds de 250.

Otro de los parámetros que genera confusión es la definición de los factores de fricción, pues debe de considerarse una nueva dimensión que es la longitud del flujo. También en este caso se definen dos parámetros, uno es la longitud desarrollada y otra la longitud entre los puertos de entrada y salida. La definición más común y sencilla del factor de fricción es la recomendada por (Claesson 2004) Eq.(2.5), donde la longitud L_p es la longitud vertical entre los centros de los diámetros de los puertos.

$$f = \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D_h}{2 \cdot L_p \cdot G^2} \quad \text{Eq.(2.5)}$$

Sin embargo, otros autores consideran como longitud de flujo, la relación entre el área de intercambio entre el ancho de las placas, parámetro conocido como longitud de flujo desarrollado Eq.(2.7), de forma que el factor de fricción se calcula por medio de Eq. (2.6).

$$f = \frac{\rho \cdot \Delta P \cdot D_h}{2 \cdot L \cdot G^2} \quad \text{Eq.(2.6)}$$

$$L = \frac{A_{trans}}{W} \quad \text{Eq. (2.7)}$$

2.4. Transferencia de calor en intercambiadores de placas

Como se verá en este apartado, hoy en día puede considerarse que es conocida y se encuentra suficientemente bien caracterizada la transferencia de calor en simple fase. Con respecto a ebullición en este tipo de intercambiadores, la bibliografía referente a este tema continúa creciendo pero aún es pronto para establecer un método general de diseño de intercambiadores de placas. La controversia en la predominancia de los fenómenos convectivos y de ebullición nucleada continua, y los métodos propuestos hasta ahora no son capaces de predecir la tendencia de los datos experimentales en algunos casos. La geometría

del intercambiador es posible que afecte a los coeficientes de convección, pero los resultados hallados no son determinantes para todas las condiciones.

2.4.1. Flujo en simple fase en intercambiadores de placas

Entre finales de los años 80 y los años noventa se han hecho numerosos estudios de transferencia de calor con este tipo de intercambiadores en ensayos de simple fase. En el trabajo llevado a cabo por (Ayub 2003), con la corrección (Ayub 2004), se hace una revisión bibliográfica de las correlaciones que han sido realizadas para el cálculo del coeficiente de simple fase en intercambiadores de placas. La recopilación de correlaciones realizada por este autor es grande, fuera del objetivo de esta tesis. Sin embargo, las correlaciones propuestas para el cálculo de coeficientes sugeridas por este autor, han sido las correlaciones de (Kumar 1984), en el caso en el que se requiera un cálculo sencillo, y las correlaciones más depuradas de (Heavner, Kumar et al. 1993), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), y (Muley and Manglik 1999).

En esta tesis se han considerado las correlaciones de (Okada, Ono et al. 1972), (Kumar 1984), (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995), (Thonon 1995), (Muley and Manglik 1999).

2.4.1.1. Correlación de Kumar

La correlación de (Kumar 1984) tiene la expresión dada por Eq. (2.8), con las constantes calculadas por medio de Tabla 2.2.

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad \text{Eq. (2.8)}$$

Con el cálculo del factor de fricción calculado por medio de la ecuación Eq. (2.9)

$$f = \frac{C_2}{Re^p} \quad \text{Eq. (2.9)}$$

Tabla 2.2 Constantes de las ecuaciones Eq. (2.8) y Eq. (2.9)

| β | Re | C_1 | m | Re | C_2 | P |
|-----------|-----------|-------|-------|-----------|-------|-------|
| 30 | ≤ 10 | 0.718 | 0.349 | ≤ 10 | 50 | 1 |
| | > 10 | 0.348 | 0.663 | > 10 | 19.40 | 0.589 |
| | | | | > 100 | 2.990 | 0.183 |
| 45 | < 10 | 0.718 | 0.349 | < 15 | 47 | 1 |
| | 10-100 | 0.400 | 0.598 | 10-300 | 18.29 | 0.652 |
| | > 100 | 0.300 | 0.663 | > 300 | 1.441 | 0.206 |
| 50 | < 20 | 0.630 | 0.333 | < 20 | 34 | 1 |
| | 20 - 300 | 0.291 | 0.591 | 20 - 300 | 11.25 | 0.631 |
| | > 300 | 0.130 | 0.732 | > 300 | 0.772 | 0.161 |
| 60 | < 20 | 0.562 | 0.326 | < 40 | 0.760 | 1.0 |
| | 20 - 400 | 0.306 | 0.529 | 40 - 400 | 24.0 | 0.451 |
| | > 400 | 0.108 | 0.703 | > 400 | 2.80 | 0.213 |

| | | | | | | |
|-----------|-----------|-------|-------|---------|-------|-------|
| ≥ 65 | ≤ 20 | 0.562 | 0.326 | < 50 | 24.0 | 1 |
| | 20 - 500 | 0.331 | 0.503 | 50- 500 | 2.80 | 0.451 |
| | > 500 | 0.087 | 0.718 | > 500 | 0.639 | 0.213 |

2.4.1.2. Correlación de Wanniarachchi

Una expresión más desarrollada es la expresión obtenida por (Wanniarachchi, Ratman et al. 1995) que permite obtener los coeficientes de transferencia de calor incluso para las transiciones de laminar a turbulento. Esta correlación tiene un rango de aplicabilidad muy alto tanto en número de Reynolds, como para ángulos de placas.

El coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir del siguiente grupo de ecuaciones:

$$Nu = \left(Nu_l^3 + Nu_t^3 \right)^{1/3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\mu / \mu_w \right)^{0.17} \quad \text{Eq. (2.10)}$$

$$Nu_l = 3.65 \cdot \beta^{-0.455} \cdot \phi^{0.661} \cdot Re^{0.339} \quad \text{Eq. (2.11)}$$

$$Nu_t = 12.6 \cdot \beta^{-1.142} \cdot \phi^{1-m} \cdot Re^m \quad \text{Eq. (2.12)}$$

$$m = 0.646 + 0.0011\beta \quad \text{Eq. (2.13)}$$

Para el cálculo del factor de fricción Wanniarachchi et al. proponen la siguiente serie de ecuaciones

$$f = \left(f_l^3 + f_t^3 \right)^{1/3} \quad \text{Eq. (2.14)}$$

$$f_l = 1774 \cdot \beta^{-1.026} \cdot \phi^2 \cdot Re^{-1} \quad \text{Eq. (2.15)}$$

$$f_t = 46.6 \cdot \beta^{-1.08} \phi^{(1+p)} Re^{-p} \quad \text{Eq. (2.16)}$$

$$p = 0.0043\beta + 0.0000223\beta^2 \quad \text{Eq. (2.17)}$$

2.4.1.3. Correlación de Thonon

Además de este grupo de tres correlaciones, en este trabajo he seleccionado también la correlación de (Thonon 1995) que responde también al mismo esquema de la ecuación de Dittus Boelter modificada por la geometría del intercambiador. Eq. (2.18) y Eq. (2.19)

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \quad \text{Eq. (2.18)}$$

$$f = C_2 \cdot Re^{-P} \quad \text{Eq.(2.19)}$$

Tabla 2.3 Constantes de las ecuaciones Eq. (2.18) y Eq.(2.19) de la correlación de (Thonon 1995).

| β | Re | C_1 | m | Re | C_2 | P |
|---------|-------------------------|--------|-------|-------------|--------|-------|
| 75 | $50 \leq Re \leq 15000$ | 0.1000 | 0.687 | ≤ 1000 | 28.21 | 0.900 |
| | | | | > 1000 | 0.872 | 0.392 |
| 60 | $50 \leq Re \leq 15000$ | 0.2267 | 0.631 | ≤ 550 | 26.34 | 0.830 |
| | | | | > 550 | 0.572 | 0.217 |
| 45 | $50 \leq Re \leq 15000$ | 0.2998 | 0.645 | ≤ 200 | 18.19 | 0.682 |
| | | | | > 200 | 0.6857 | 0.172 |
| 30 | $50 \leq Re \leq 15000$ | 0.2946 | 0.700 | ≤ 160 | 45.57 | 0.670 |
| | | | | > 160 | 0.370 | 0.172 |

2.4.1.4. Correlación de Muley y Manglik

El último trabajo que se conoce de cálculo de coeficientes de transferencia de calor en simple fase con intercambiadores de placas es la correlación de (Muley and Manglik 1999). Esta correlación se encuentra bastante referenciada en los últimos años, aunque tiene un rango de aplicación limitado a Reynolds superiores a 1000. En aplicaciones de simple fase este límite no plantea un problema, pues generalmente las velocidades de entrada en este tipo de intercambiadores es superior. La principal ventaja de esta correlación es que incluye tanto el efecto del ángulo de la corrugación como el efecto de la superficie real de intercambio. La serie de ecuaciones que permiten calcular los coeficientes es la siguiente.

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re^{C_3} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Eq. (2.20)}$$

$$C_1 = 0.2668 - 0.006967 \cdot \beta + 7.244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2 \quad \text{Eq. (2.21)}$$

$$C_2 = 20.78 - 50.94 \cdot \phi + 41.16 \cdot \phi^2 - 10.51 \cdot \phi^3 \quad \text{Eq. (2.22)}$$

$$C_3 = 0.728 + 0.0543 \cdot \text{sen} \left(\frac{\pi \cdot \beta}{45} + 3.7 \right) \quad \text{Eq. (2.23)}$$

En cuanto al factor de fricción en el intercambiador, se calcula por medio de las siguientes expresiones

$$f = C_4 \cdot C_5 \cdot Re^{C_6} \quad \text{Eq. (2.24)}$$

$$C_4 = 2.967 - 0.1277 \cdot \beta + 2.016 \cdot 10^{-3} \cdot \beta^2 \quad \text{Eq. (2.25)}$$

$$C_5 = 5.474 - 19.02 \cdot \phi + 18.93 \cdot \phi^2 - 5.341 \cdot \phi^3 \quad \text{Eq. (2.26)}$$

$$C_3 = -0.2 + 0.0577 \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot \beta}{45}\right) + 2.1 \quad \text{Eq. (2.27)}$$

2.4.1.5. Correlación de Okada

Una correlación más antigua, corresponde a la correlación de (Okada, Ono et al. 1972). En función del ángulo de la corrugación propone diferentes expresiones.

$$Nu = 0.157 \cdot Re^{0.66} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 60^\circ \quad \text{Eq. (2.28)}$$

$$Nu = 0.249 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 45^\circ \quad \text{Eq. (2.29)}$$

$$Nu = 0.327 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 30^\circ \quad \text{Eq. (2.30)}$$

$$Nu = 0.478 \cdot Re^{0.66} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Si } \beta = 15^\circ \quad \text{Eq. (2.31)}$$

Donde $700 < Re < 25000$. Siendo estas ecuaciones sólo válidas para agua.

2.4.1.6. Evaluación de correlaciones

Para mostrar las diferencias de las ecuaciones propuestas se han comparado varias de ellas considerando el intercambiador usado en este estudio. El intercambiador de este trabajo tiene un ángulo de corrugación de $\beta = 30$ grados, y un factor de aumento de área de intercambio de $\phi = 1.17$. En la Figura 2.5 se hace una presentación de los resultados obtenidos por las correlaciones para el caso de agua a 100 °C ($Pr=1.787$). Como se puede apreciar en la Figura 2.5., tanto la correlación de Thonon como la correlación propuesta por Kumar y Wanniarachchi predicen resultados similares con desviaciones entre ellas de un 10 %, no así la correlación propuesta por Muley y Manglik que muestra mayores desviaciones, prediciendo coeficientes mayores que las correlaciones anteriores

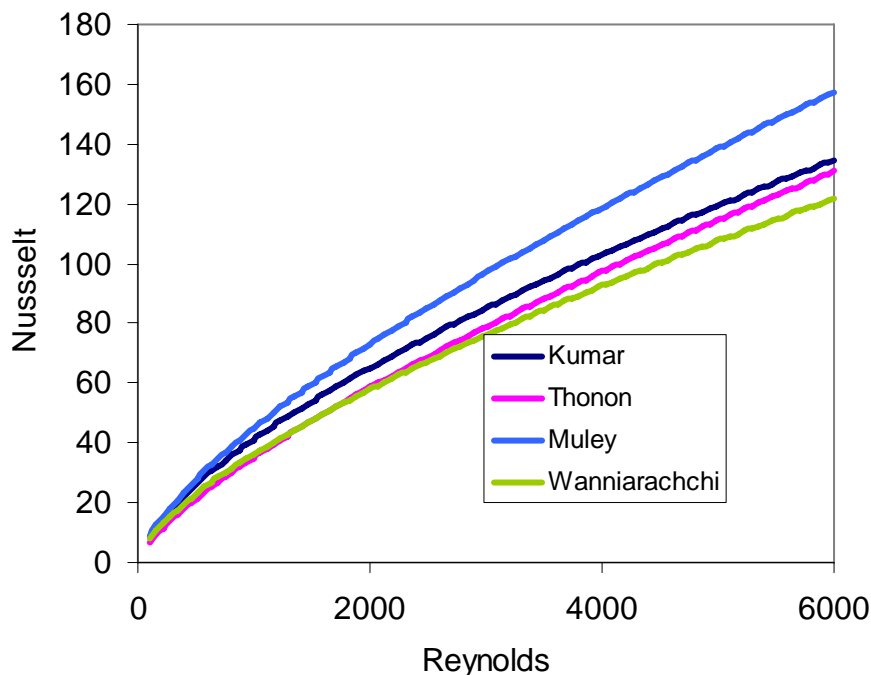


Figura 2.5. Evolución del número de Nusselt frente al número de Reynolds, temperatura 100 °C (Prandtl=1.787) y diferencia de viscosidades entre la pared y el seno del fluido despreciable.

2.4.2. Ebullición en intercambiadores compactos e intercambiadores de placas

Si bien hoy en día existen numerosas instalaciones donde los intercambiadores de placas se utilizan, existe un vacío a la hora de establecer modelos de ebullición para este tipo de intercambiadores en condiciones de ebullición. Hoy en día existe un crecimiento de datos experimentales de este tipo de intercambiadores y se espera que, conforme exista un mejor conocimiento de los procesos de ebullición, nuevas expresiones generales se propongan para el modelado de este tipo de intercambiadores.

(Panchal, Hillis et al. 1983) investigaron las características térmicas de intercambiadores de placas con amoníaco y con R22. Estos autores fueron incapaces de establecer los coeficientes de transferencia de calor en ebullición, debido a que parecía que el coeficiente de transferencia de calor se veía afectado por el flujo del fluido de calentamiento, sin embargo, mostraron como la ebullición nucleada se manifestaba presente, sugiriendo además que el coeficiente de transferencia de calor no mostraba sensibilidad a la geometría utilizada.

(Cohen and Carey 1989) investigaron los procesos de ebullición en canales con acanalado cruzado, geometría muy similar a la de los intercambiadores de placas, con R-113 y metanol como fluidos de trabajo. Utilizaron un plato transparente y les permitió la inspección de los fenómenos de ebullición. El espaciado de los canales y los ángulos de corrugación mostraban un claro efecto en los coeficientes de ebullición, y los coeficientes de ebullición en flujo eran considerablemente superiores a los de tubos, y dependientes de la geometría de los canales. A pesar de la poca nucleación observada se pudo apreciar como el flujo de calor afectaba el coeficiente de ebullición para algunas configuraciones del ángulo de los canales. Los autores postularon que era posible que, dependiendo de la configuración geométrica, se formasen zonas muertas de flujo cerca de las aletas de los canales, por lo que en estas zonas era posible la existencia de ebullición nucleada.

(Engelhorn and Reinhart 1990) midieron coeficientes de ebullición en intercambiadores de placas en como evaporadores, con flujos máscicos de 26 a 43 kg/m²s. El flujo de refrigerante tenía pequeña influencia en el coeficiente de ebullición, frente al flujo de agua y el flujo de calor. Los mismos autores experimentaron el mismo intercambiador de placas con un distribuidor de flujo a la entrada, observando que los coeficientes mejoraban considerablemente.

(Osterberger and Slipcevic 1990) experimentaron con R22 en un intercambiador de placas. Los flujos de calor y los flujos máscicos se encontraban dentro del rango de aplicación de las bombas de calor donde el mecanismo observado era ebullición nucleada.

(Heggs, Ingham et al. 1996), presentaron correcciones al NTU y LMTD, para intercambiadores de placas donde una de las dos corrientes tenía cambio de fase. Tres casos fueron considerados: a) el flujo de cambio de fase tienen un canal más que el flujo de simple fase, b) el flujo de cambio de fase tiene un canal menos que la corriente de simple fase y, finalmente el número de canales de las dos corrientes son iguales. Estos autores concluyeron de sus investigaciones que los canales exteriores deberían de contener la corriente de cambio de fase.

(Hasseler and Butterworth 1995) discutieron la ebullición en intercambiadores compactos (incluidos los intercambiadores de placas). Estos autores sugieren que el parámetro de Martinelli debería ser calculado a través de la definición original, como el ratio de las pérdidas de presión del gas y líquido. Además, sugieren que los intercambiadores con altos coeficientes de transferencia de calor en simple fase no necesariamente tienen altos coeficientes de transferencia de calor en ebullición.

(Kumar 1992) obtuvo experimentalmente el coeficiente de ebullición en un intercambiador de placas y concluyó que el secado del intercambiador tendía a aparecer a calidades de vapor superiores al 70 %. También encontraron que el coeficiente de transferencia de calor era independiente del flujo máscico.

En los trabajos de (Thonon 1995) y (Thonon, Feldman et al. 1997), se manifiesta que para el caso de fluidos puros, las superficies estructuradas o superficies avanzadas pueden superar los coeficientes de transferencia de calor hasta 10 veces los obtenidos en una superficie plana, y esta mejora es mayor cuando la ebullición nucleada se mostraba presente. Estos autores establecieron un criterio para establecer la transición de ebullición nucleada a ebullición convectiva. Como (Hasseler and Butterworth 1995), recomiendan el uso de la definición primera del parámetro de Martinelli, debido a que sería posible diferentes regímenes de flujo de las corrientes líquida y gaseosa. La propuesta del criterio incluye los parámetros adimensionales de Martinelli (Eq.(2.32)) y el número de Boiling (Eq.(2.33)). Los flujos máscicos ensayados en este estudio entre 200 y 900 kg/m²s, que distan mucho de las condiciones ensayadas por aquellos autores que anuncian la escasa influencia del título de vapor en los coeficientes de transferencia de calor.

$$Bo = \frac{q''}{G \cdot h_{lg}} \quad \text{Eq (2.32)}$$

$$X = \sqrt{\frac{\Delta p_l}{\Delta p_g}} \quad \text{Eq (2.33)}$$

Como se puede apreciar en este criterio no se incluye en ningún momento los parámetros geométricos del intercambiador, por lo que es posible que no sea posible aplicar este criterio de una forma general.

(Pelletier and Palm 1997) estudiaron el proceso de ebullición de los hidrocarburos propano, mezclas de propano y propeno, en su intención del uso de las mismas bombas de calor domésticas. De acuerdo con estos autores, la transición de ebullición nucleada a convectiva es abrupta, y debiera de considerarse el mayor de los valores del coeficiente de ebullición, en contraste con los modelos de superposición y los modelos de supresión.

(Yan and Lin 1999) investigaron el proceso de ebullición en un intercambiador de placas donde apreciaron que los coeficientes de ebullición dependían fundamentalmente del título de vapor, y el flujo de calor sólo afectaba a los coeficientes de ebullición en la zonas de bajo título de vapor y altas diferencias de temperatura.

(Donowski and Kandlikar 2000) propusieron una modificación a la correlación propuesta anteriormente (Kandlikar 1990), utilizando datos experimentales obtenidos por (Yan and Lin 1999) con el refrigerante R134a en un intercambiador de placas, demostrando que las correlaciones de ebullición en tubos si son modificadas pueden ser aplicadas a intercambiadores de placas.

(Hsieh, Chiang et al. 2002) con R134a investigaron el comportamiento de un intercambiador de placas en condiciones de subenfriamiento, mostrando como los coeficientes de transferencia aumentan drásticamente a partir del inicio de la ebullición saturada. Los fenómenos de histéresis sólo eran importantes para flujos másicos pequeños. El coeficiente de ebullición se encuentra afectado por el flujo másico pero aumenta con la temperatura de saturación y la temperatura de subenfriamiento solo afecta en una pequeña medida la transferencia de calor.

(Hsieh and Lin 2002) (Hsieh and Lin 2003) estudiaron la ebullición del refrigerante R410A en intercambiadores de placas con flujos másicos entre 50 a 100 kg/m²s y con flujos de calor de 10 a 20 kW/m², donde mostraron que los coeficientes de transferencia de calor se veían fundamentalmente afectados por el flujo de calor. Además propusieron una correlación para el cálculo de coeficientes de ebullición.

(André, Kabelac et al. 2003) hicieron el estudio de un intercambiador de placas de una instalación de amoniaco, obteniendo coeficientes locales de transferencia de calor en ebullición. Los flujos de calor en los ensayos se encontraban entre 10 y 20 kW/m²K, y los flujos másicos de 10 a 20 kW/m²s. Se desconocen las dimensiones geométricas del intercambiador.

(Ayub 2003) hizo una recopilación de correlaciones de simple fase y ebullición en intercambiadores de placas. A partir de datos experimentales de evaporadores en instalaciones con R22 y amoniaco propusieron dos correlaciones a usar tanto para evaporadores de expansión directa como para evaporadores inundados.

(Han, Lee et al. 2003) y obtuvieron datos experimentales de ebullición del refrigerante R410A en intercambiadores de placas con diferentes ángulos de corrugación de 45 ° 35° y 20 ° (medidos con respecto a la horizontal (β)), los flujos másicos se encontraban entre 13-34 kg/m²s y flujos de calor entre 2.5-8.5 kW/m². Estos autores encontraron que los coeficientes de ebullición aumentaban conforme el título de vapor se eleva. Con el objetivo de comparar los datos experimentales con las correlaciones consideradas utilizaron la correlación de (Hsieh and Lin 2002), donde mostraron que si bien la correlación era capaz de predecir el comportamiento del R410A en el intercambiador de placas para ángulo de corrugación superior a 30 ° en el caso del ángulo de corrugación de 20° los coeficientes tendían a ser superiores. Con los datos

experimentales propuestos por estos autores, se propone una nueva correlación que tiene en cuenta el efecto del ángulo en el coeficiente de ebullición.

(Watel 2003) hizo una revisión cualitativa de los efectos del flujo de calor, flujo másico, título de vapor flujo de vapor geometría, tipo de aleteado en intercambiadores compactos gravedad y tensión superficial. Según Watel los patrones de flujo encontrados para canales de diámetro inferior a 10 mm son diferentes a los que se encuentran en sistemas de mayor diámetro. Según se apunta en este artículo el parámetro de mayor influencia en el coeficiente de transferencia de calor es la geometría del canal y el tamaño del mismo. Como se apunta en este artículo, es escasa la información obtenida en la literatura abierta acerca de este tipo de intercambiadores en ebullición. Watel afirma que para desarrollar correlaciones en intercambiadores se requiere una base de datos fiable, un conocimiento de los patrones de flujo, y una comprensión de la relación existente entre el flujo y la transferencia de calor y los mecanismos físicos presentes.

(Jokar, Eckels et al. 2004) realizó un análisis adimensional para el cálculo de coeficientes de transferencia en intercambiadores de placas con datos experimentales de R134a. En este estudio se muestra como los modelos de transferencia de calor en ebullición pueden no ser aplicables directamente al estudio de intercambiadores de placas.

(Longo, Gasparella et al. 2004) obtuvieron datos experimentales de ebullición y condensación en intercambiadores de placas corrugadas con superficies mecanizadas y placas lisas, mostrando que la superficie favorecía tanto la condensación como la evaporación con mejoras del 30 al 60 %. Los experimentos mostraban como el coeficiente de transferencia de calor se veía afectado por el flujo de calor, con un exponente de 0.5. A la hora de proponer correlaciones para el cálculo de coeficientes proponen la correlación de (Cooper 1984) y la correlación de (Gorenflo 1997), mostrando como la correlación de Gorenflo era capaz de predecir los coeficientes de transferencia de calor con las distintas superficies.

(Claesson 2005) afirma a partir de ensayos con R134a y R22 en un intercambiador de placas donde encontraron que el fenómeno predominante era la ebullición nucleada, que la ebullición nucleada no debiera plantearse con términos que incluyan la corrugación de las placas. Claesson también planteó en su estudio si era necesario corregir el parámetro de corrección de LMTD suponiendo que los coeficientes de ebullición de fluidos puros estaban gobernados fundamentalmente por el flujo de calor, y concluyeron que, para diferencias de media logarítmica de temperaturas de unos 3 grados esta diferencia tendía a ser escasa.

(Sterner and Sunden 2006) estudiaron cinco intercambiadores placas (Tabla 2.4) con y sin distribuidor de flujo a la entrada y propusieron correlaciones para cada uno de los intercambiadores. Estos modelos planteados son los primeros que se han visto que incluyen el número de Jakob modificado para caracterizar intercambiadores de placas.

Como se puede apreciar, a pesar de que no existe una correlación validada para correlacionar datos experimentales de ebullición en intercambiadores de placas, la cantidad de estudios experimentales de ebullición en estos intercambiadores continúa aumentando. Los estudios considerados muestran que los coeficientes de ebullición en estos intercambiadores o responden a efectos fundamentalmente de nucleación o fundamentalmente convectiva dependiendo de la fuente considerada.

Tabla 2.4 Datos geométricos de los intercambiadores placas considerados por (Stern and Sunden 2006).

| | HX1 | HX2 | HX3 | HX4 | HX5 |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|
| Alto (m) | 0.178 | 0.178 | 0.178 | 0.178 | 0.25 |
| Ancho(m) | 0.605 | 0.605 | 0.605 | 0.605 | 0.75 |
| Diametro de puertos(mm) | 5 | 5 | 5 | 3.6 | 5.6 |
| Ángulo corrugación ϕ | 59 | 59 | 59 | 59 | 65 |
| Area de intercambio (una placa, m²) | 0.095 | 0.095 | 0.095 | 0.1 | 0.124 |

2.4.2.1. Influencia de las características del intercambiador y el tipo de flujo en intercambiadores compactos

De los estudios experimentales considerados en el anterior apartado se ha visto que si bien el proceso de ebullición en intercambiadores compactos es similar al de tubos, existen algunas diferencias que debieran de tenerse en cuenta. Los intercambiadores compactos tienen diámetros hidráulicos inferiores a 10 mm, por lo que los efectos de la tensión superficial, frente a la gravedad comienzan a ser importantes.

El flujo másico tiende a influir también en el coeficiente de ebullición en la ebullición nucleada en flujo forzado. (Cornwell and Kew 1992), mostraron como para flujos másicos pequeños y bajo título de vapor, las burbujas tienden a fluir en el tubo de manera confinada, mientras que para flujos mayores las burbujas tienden a fluir sin oposición. Estos autores, propusieron el uso del número de confinamiento adimensional, para mostrar el efecto de la geometría en el aumento del coeficiente de ebullición.

Con un aumento del flujo de calor, la densidad de la generación de burbujas aumenta y las burbujas tiende a agruparse, creciendo y cambiando su forma de manera aleatoria. A medida que el flujo se vuelve mayor, el canal se ocupa en mayor medida por el vapor, y el líquido entra en el tubo en forma de gotas con un repetido secado y mojado. Si los flujos de calor son suficientemente grandes, la pared llega a secarse. La influencia del título de vapor en la transición de flujo en tapones a anular se ve afectado también por el tamaño del canal, según las investigaciones de (Wambsganss, France et al. 1993), haciendo que el flujo anular se desplace en la curva de ebullición hacia títulos de vapor superiores.

Como se ha visto, el diámetro influencia los patrones de flujo observados en canales de intercambiadores con diámetros inferiores a 10 mm. De esta forma la posibilidad de plantear un modelo genérico para estos diámetros se complica, y es en cierta medida una justificación a la no existencia de un modelo predictivo de coeficientes de ebullición.

2.4.2.2. Patrones de flujo en ebullición en intercambiadores de placas

Hemos visto en el anterior apartado que a pesar de que los estudios de ebullición en intercambiadores de placas, y por extensión en intercambiadores compactos, tienden a aumentar conforme discurren los años, todavía no se ha podido establecer un modelo de predicción de coeficientes, al menos para una geometría determinada, como son los intercambiadores de placas. Además continúa la discusión de si existen o no efectos convectivos en el intercambiador, y los modelos tienden a ser correlaciones de los propios datos experimentales. En cuanto a estudios de patrones de flujo planteados para intercambiadores de placas en flujo en dos fases, se han encontrado dos referencias.

(Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002) obtuvieron un mapa de flujos en intercambiadores de placas, por medio de observaciones de una mezcla de aire agua introducida en un intercambiador de placas donde en un canal externo se le había colocado una placa

transparente. Obteniendo fotografías con una cámara de alta velocidad, distinguieron cuatro zonas de patrones de flujo, A, B, AB, y C. Figura 2.6.

El régimen de flujo A corresponde a velocidades de líquido por debajo de 0.025 m/s, se caracteriza porque el líquido tiende a moverse en pequeños chorros en la parte inferior del intercambiador, dejando la mayor parte del espacio de canal para la fase gaseosa. El patrón de flujo B se obtiene para bajas velocidades de gas se debe a que el aire se encuentra disperso en la forma de pequeñas burbujas dentro del seno del líquido. Entre estas configuraciones se encuentra del patrón de flujo AB, donde el gas comienza a fluir con una fase continua de manera aleatoria. Este patrón de flujo se invierte conforme el líquido tiende a disminuir. Para velocidades de aire superiores, estos autores observaron flujo en tapones o tipo C, el cual afirman que depende mucho de las condiciones de entrada del flujo al intercambiador.

(Asano, Takenaka et al. 2004) propusieron el estudio de flujos agua/aire y ebullición del refrigerante R141b por un método de radiografía de neutrones, fluyendo el flujo hacia abajo, midiéndose también pérdidas de carga en el intercambiador. Estos autores encontraron dos posibles patrones de flujo. Para flujo de gas superior a 3 m/s el flujo de aire tiende a fluir intermitentemente mientras que para flujos inferiores las fases fluían uniformemente. Esta transición se encuentra cercana a la obtenida por (Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002), para la transición de flujo tipo AB ó BA a flujo tipo C.

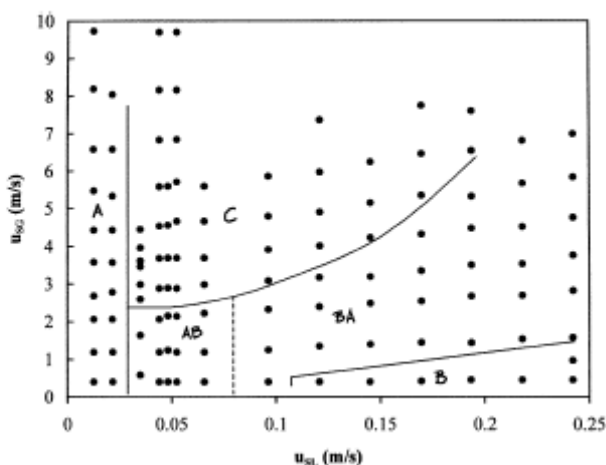


Figura 2.6. Patrón de flujos propuesto por (Vlasogiannis, Karagiannis et al. 2002) para un intercambiador de placas.

2.4.2.3. Pérdidas de carga en ebullición forzada en intercambiadores de placas

A la hora de correlacionar datos experimentales de pérdidas de carga en intercambiadores placas, la propuesta de correlaciones se debe a (Lockhart and Martinelli 1949), y al posterior desarrollo de (Chisholm 1967), o en su defecto, calcular las pérdidas de carga según una expresión dependiente del número de Reynolds. (Tribbe and Muller-Steinhagen 2001) estudiaron las pérdidas de carga en flujo forzado en intercambiadores de placas por medio de mezclas agua/aire, con diferentes corrugaciones de las placas, y encontraron que la pérdida de carga se veía fundamentalmente influenciada por la geometría de las placas, además observaron como para un flujo másico constante la pérdida de carga aumentaba linealmente con el título de vapor del intercambiador. Asimismo la viscosidad del líquido solo influenciaba las pérdidas de carga para los flujos de calor más pequeños. La correlación propuesta en su estudio se muestra en Eq.(2.34).

$$\phi_L = 1.423 - 0.0724 \cdot \ln(\chi) + \frac{1.031}{\chi} \quad \text{Eq.(2.34)}$$

(Hsieh and Lin 2002) proponen la expresión de Eq. (2.35), que permitía correlacionar el 85 % de sus datos con un 20 % de desviación.

$$f = 61000 \cdot \text{Re}_{eq}^{-1.25} \quad \text{Eq. (2.35)}$$

Donde el número de reynolds equivalente, Re_{eq} , se calcula por medio del flujo másico equivalente obtenido por medio de Eq.(2.36)

$$G_{eq} = G \cdot \left[(1 - x_m) - x_m \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Eq. (2.36)}$$

(Asano, Takenaka et al. 2004) proponen una correlación adaptada a sus datos experimentales a partir del modelo de Chisholm, y ajustaron la constante dando un valor de 2.73.

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{2.73}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.37)}$$

El análisis de las pérdidas de carga propuesto por (Palm and Claesson 2006), sugiere que para el cálculo de pérdidas de carga se pueda utilizar la constante 4.67 según Eq.(2.38)

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{4.67}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.38)}$$

(Sternier and Sunden 2006) en sus experimentos variaron los números de Reynolds desde 50 a 220, y mostraron como la constante C del modelo de (Chisholm 1967), dependía del número de Reynolds. Para las configuraciones consideradas la propuesta de la correlación son las siguientes.

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad \text{Eq. (2.39)}$$

Con la constante C calculada por medio de las ecuaciones siguientes.

$$C = \frac{51348}{\text{Re}_l^{1.592}} \quad D_h = 5 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación}) = 59 \quad \text{Re}_l \geq 70 \quad \text{Eq. (2.40)}$$

$$C = \frac{2400}{\text{Re}_l^{0.997}} \quad D_h = 3,6 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación}) = 59 \quad \text{Re}_l \geq 40 \quad \text{Eq.(2.41)}$$

$$C = \frac{41307}{\text{Re}_l^{1.398}} \quad D_h = 5,6 \text{ mm} \quad \phi(\text{ángulo de corrugación}) = 59 \quad \text{Re}_l \geq 40 \quad \text{Eq.(2.42)}$$

La propuesta de la correlación de (Han, Lee et al. 2003) incluye los efectos de los ángulos de la corrugación de las placas y el pitch o separación de las corrugaciones.

$$f = Ge_3 \cdot \text{Re}_{eq}^{Ge_4} \quad \text{Eq.(2.43)}$$

$$Ge_3 = 64.710 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-5.27} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-3.03} \quad \text{Eq.(2.44)}$$

$$Ge_3 = -1.314 \cdot \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-0.62} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0.47} \quad \text{Eq.(2.45)}$$

2.5. Conclusiones

En este capítulo se ha revisado la bibliografía existente acerca de transferencia de calor en intercambiadores de placas.

En flujo en simple fase, se ha visto que existe una gran cantidad de correlaciones propuestas en la bibliografía, que en general tienden a dar valores semejantes entre ellas, por lo que hoy en día puede considerarse un tema resuelto.

En cuanto a transferencia de calor en ebullición, existen cada vez más estudios en este tipo de intercambiadores. Sin embargo debe apuntarse que las diferentes condiciones ensayadas han provocado cierta controversia con respecto a las apreciaciones de predominancia de los efectos de ebullición convectiva y ebullición nucleada.

A la hora de la proposición de correlaciones de ebullición, se han propuesto correlaciones de ebullición en recintos cerrados, correlaciones de ebullición en tubos lisos, e incluso correlaciones de ebullición específicas para placas.

En la revisión bibliográfica realizada no se han encontrado datos experimentales de coeficientes de ebullición con la mezcla amoniaco/agua, y es escasa la bibliografía de ebullición de mezclas en este tipo de intercambiadores.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI
ESTUDIO DEL PROCESO DE EBULLICIÓN FORZADA DE LA MEZCLA AMONIACO/AGUA EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS PARA EQUIPOS DE
REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.
Francisco Táboas Touceda
ISBN: 978-84-690-7588-3 / DL: T.1587-2007