

### **3**

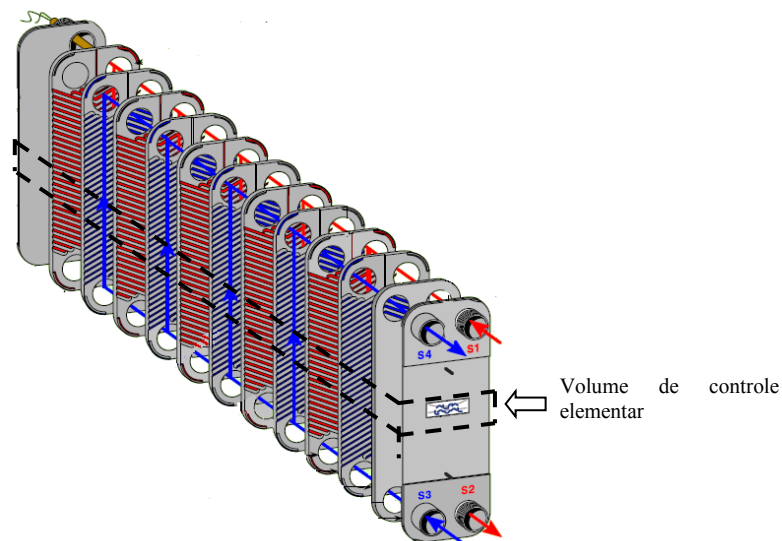
## **Modelo Matemático**

Neste capítulo será apresentado o modelo matemático para os trocadores de calor a placas (PHE) que compõem o ciclo de refrigeração em cascata, a saber: condensador, condensador cascata e evaporador. Em função da variação local dos coeficientes de troca de calor, notadamente aqueles para escoamento bifásico, optou-se por dividir o trocador em pequenos volumes de controle, ou elementos, os quais são tratados como trocadores de calor individuais, interligados entre si, formando um matriz. O modelo matemático é baseado nas equações fundamentais de conservação de massa e de energia aplicadas, a volumes de controle elementares, que compõem o trocador de calor.

### **3.1.**

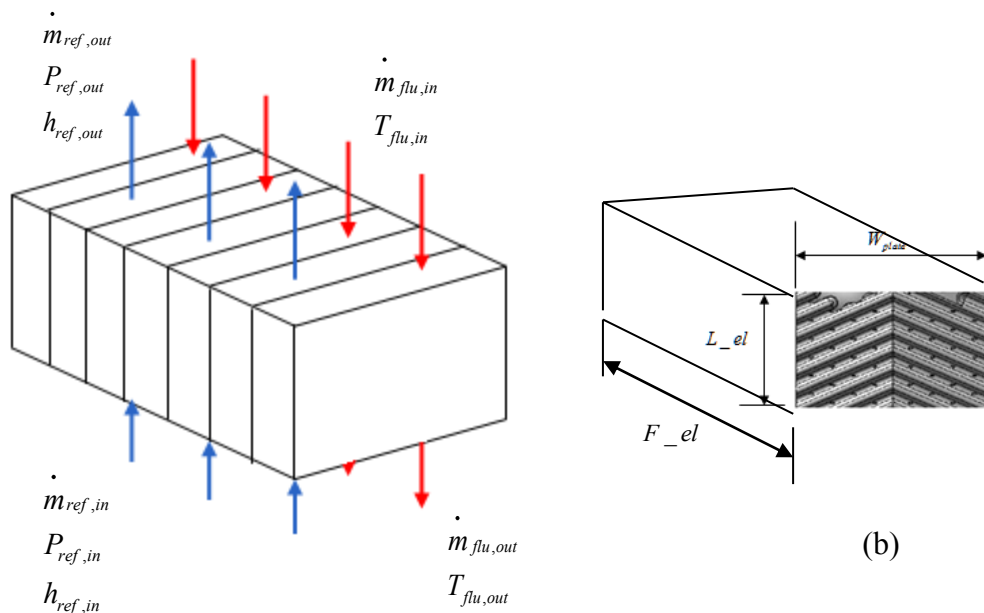
#### **Análise do volume de controle**

Os volumes de controle elementares formam a base da simulação do trocador de calor, proporcionando resultados locais e mais precisos. A Figura 6 mostra o trocador de placas e o volume de controle elementar, grande o suficiente para manter todas as características geométricas e de distribuição de escoamentos do trocador.



**Figura 6 Trocador de calor de placas e volume de controle elementar**

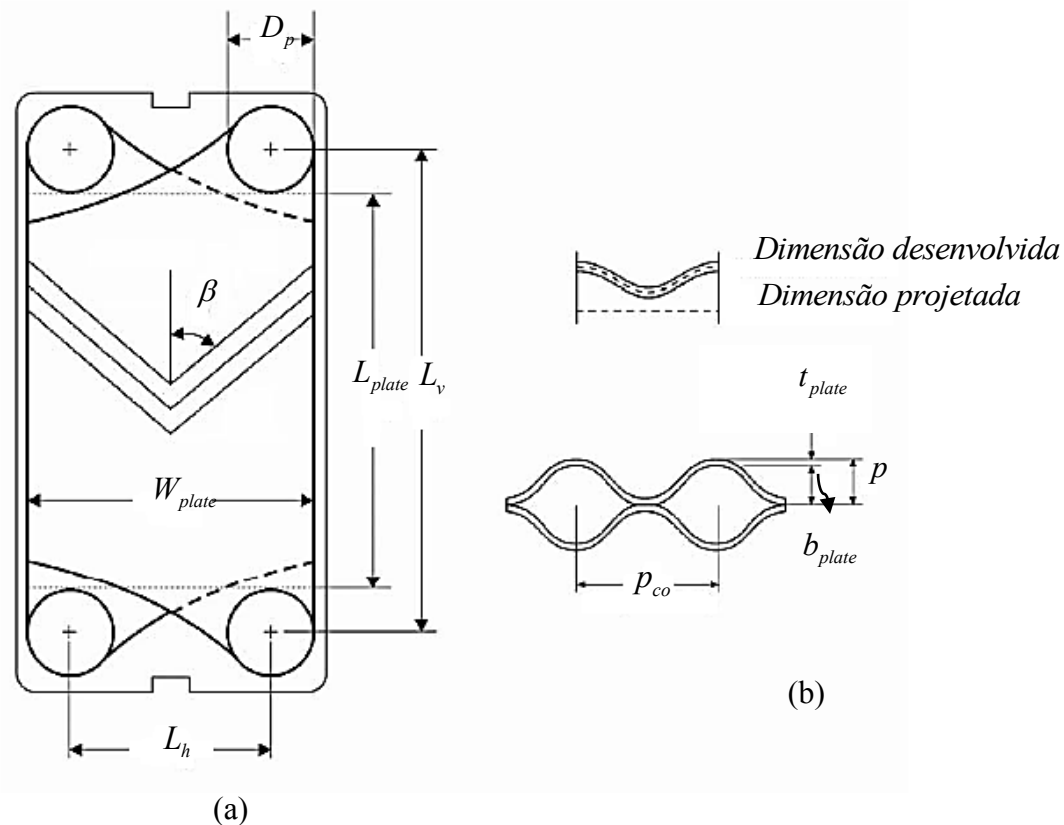
A Figura 7 mostra as condições de entrada e de saída dos fluidos (refrigerante e fluido de transferência de calor) representados esquematicamente no volume de controle elementar.



**Figura 7 (a) Condições de entrada e de saída do refrigerante e do fluido de transferência de calor no volume de controle elementar. (b) Esquema real e dimensões do volume de controle elementar**

### 3.2. Geometria da placa

No modelo da simulação dos trocadores serão tomadas em consideração as características geométricas da placa, as quais são determinadas para o cálculo das áreas de troca de calor no lado do refrigerante e do fluido de transferência de calor. Na Figura 8 mostram-se os parâmetros geométricos mais importantes da placa.



**Figura 8 (a) Parâmetros geométricos do tipo placa Chevron (b) Seção transversal e geometria do canal (Kakaç e Liu, 2002)**

A seguir, serão descritos os parâmetros geométricos considerados na presente simulação:

Área real da placa do trocador de calor esta definida pela seguinte equação:

$$A_{real} = \phi \cdot A_{projetada} \tag{3.1}$$

onde  $A_{projetada}$  é a área projetada no plano paralelo á placa, e  $\phi$  é o fator de ampliação da área devido à corrugação da placa e cujo valor é geralmente fornecido pelo fabricante.

Da Figura 3.2 (a) pode-se aproximar  $A_{projetada}$  por:

$$A_{projetada} = L_{plate} \cdot W_{plate} \quad (3.2)$$

onde:

$$L_{plate} = L_v - D_p \quad (3.3)$$

e

$$W_{plate} = L_h + D_p \quad (3.4)$$

Para o cálculo da seção transversal do canal, mostrada na Figura 3.2 (b), primeiramente define-se o espaço médio do canal (mean flow channel gap)

$$b_{plate} = p - t_{plate} \quad (3.5)$$

onde:

$p$  é a altura da corrugação e

$t_{plate}$  é a espessura da placa

Então, a área da seção transversal será:

$$A_{trans} = W_{plate} \cdot b_{plate} \quad (3.6)$$

O perímetro da seção transversal é dado por:

$$P_w = 2 (b_{plate} + \phi \cdot W_{plate}) \quad (3.7)$$

O diâmetro hidráulico do lado do refrigerante e do fluido de transferência de calor é

$$D_h = \frac{4 \times \text{Area da seção transversal do canal}}{\text{Perímetro molhado}} = \frac{4 \times A_{trans}}{P_w} \quad (3.8)$$

$$D_h = \frac{4b_{plate} \cdot W_{plate}}{2 (b_{plate} + \phi W_{plate})} = \frac{2b}{\phi} \quad (3.9)$$

A área total do trocador de calor é definida por:

$$A_{total} = (N_{plates} - 2) \cdot A_{real} \quad (3.10)$$

Para o volume de controle elementar, descrito na seção 3.1, tem-se em conta o comprimento do elemento,  $L_{elem}$ , definido como:

$$L_{elem} = \frac{L_{plate}}{N_{div}} \quad (3.11)$$

onde:

$N_{div}$ : é o número de divisões no trocador de calor que formam o volume de controle, neste caso todo o trocador de calor.

Assim, a área total do volume de controle é dada por:

$$A_{elem} = (N_{plates} - 2) \cdot \phi \cdot L_{elem} \cdot W_{plate} \quad (3.12)$$

### 3.3. Equações de conservação

Partindo da equação de balanço de massa para um volume de controle, supondo propriedades uniformemente distribuídas e um número finito de seções de entrada e saída tem-se (Moran e Shapiro, 1993):

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (3.13)$$

A aplicação da equação (3.13) em um volume de controle para regime permanente tem-se  $\frac{dm_{VC}}{dt} = 0$ , e a equação de acima fica reduzida a:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3.14)$$

Tomando as mesmas hipóteses originais, a equação de conservação de energia, fica conforme a seguir:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{útil} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_{out} \left( h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_{out} - \sum \dot{m}_{in} \left( h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_{in} \quad (3.15)$$

Para um sistema operando em regime permanente tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{útil} = \dot{m}_{out} \left( h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_{out} - \dot{m}_{in} \left( h + \frac{1}{2}u^2 + g\Delta z \right)_{in} \quad (3.16)$$

### 3.4.

#### Hipóteses simplificadoras para trocadores de calor a placas

Como é sabido, a descrição de um processo físico pode-se tornar extremadamente complexa, motivo pelo qual, hipóteses simplificadoras são aplicadas de modo a se facilitar a solução do modelo matemático.

Para os PHEs, neste caso condensador, evaporador e condensador intermediário consideram-se as seguintes hipóteses:

- O trocador de calor de placas opera em regime permanente;
- Cada volume de controle elementar é tratado como um trocador de calor independente;
- Os valores dos coeficientes convectivos de transferência de calor do lado do refrigerante e do fluido são uniformemente distribuídos no volume de controle elementar;
- Tanto do lado do refrigerante quanto do fluido, as propriedades termofísicas de ambos fluidos estão baseadas nos valores médios entre a entrada e a saída do volume de controle;
- O trocador opera sem deposição;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, quando comparadas à variação da entalpia;

Aplicando-se as equações de conservação de massa e de energia (3.14) e (3.16), e consideradas as hipóteses simplificadoras, para um volume de controle elementar têm-se as equações fundamentais de conservação escritas na seguinte forma:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (3.17)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (3.18)$$

O balanço de energia aplicado ao condensador e evaporador, no lado de refrigerante, e ambos os lados do condensador intermediário, em ambos os lados, a equação da energia pode ser expressa por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (3.19)$$

Aplicando-se a equação da conservação de energia, no lado do fluido de resfriamento (no condensador) e do fluido secundário (no evaporador) onde não ocorre mudança de fase, tem-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{flu} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (3.20)$$

### 3.5. Equações de transferência de calor

A equação de transferência de calor é baseada no método da efetividade (Incropera e De Witt, 2001). A seguir é descrito brevemente o método para depois ser apresentada a equação da taxa de transferência de calor.

O método da efetividade  $\varepsilon - NUT$  foi preferido em relação ao da diferença média de temperaturas ( $LMTD$ ), pois resulta, para a simulação de desempenho térmico, em um sistema de equações algébricas lineares de fácil solução, conhecidas a geometria, o coeficiente global  $U$  e as condições de entrada do refrigerante e do fluido de transferência de calor (HTF).

A efetividade,  $\varepsilon$ , é definida como a razão entre as taxas de transferência de calor real e a transferência de calor máxima, a qual poderia ser obtida teoricamente no trocador de calor com as mesmas condições de entrada dos fluidos, em arranjo de contracorrente e sem qualquer limitação de tamanho.

A máxima transferência de calor pode-se expressa por:

$$\dot{Q}_{máx} = C_{\min}^* \cdot (T_{hot,out} - T_{cold,in}) \quad (3.21)$$

A efetividade de um trocador de calor é definida por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{máx}} \quad (3.22)$$

A equação para a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor é, então, dada por:

$$\dot{Q} = C_{\min} \cdot \varepsilon \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (3.23)$$

Por ser bastante eficaz nos processos de simulação de trocadores de calor onde exista uma região monofásica e bifásica, como é o caso do condensador, evaporador e condensador intermediário dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, o método  $\varepsilon - NUT$  foi adotado neste trabalho.

Segundo Incropera e De Witt (2001), para um trocador de calor em contracorrente tem-se:

- Região bifásica:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (3.24)$$

- Região monofásica:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1 - c \times \exp[-NUT(1-c)]} \quad (3.25)$$

onde a razão de capacidades térmicas,  $c$ , pode ser expressa como:

$$c = \frac{C_{\min}^*}{C_{\max}^*} \quad (3.26)$$

$C_{\min}^*$  é igual a  $C_{hot}^*$  ou  $C_{cold}^*$ , a que for menor.

$$C_{hot}^* = \dot{m}_{hot} \cdot c_{p,hot} \quad (3.27)$$

$$C_{cold}^* = \dot{m}_{cold} \cdot c_{p,cold} \quad (3.28)$$

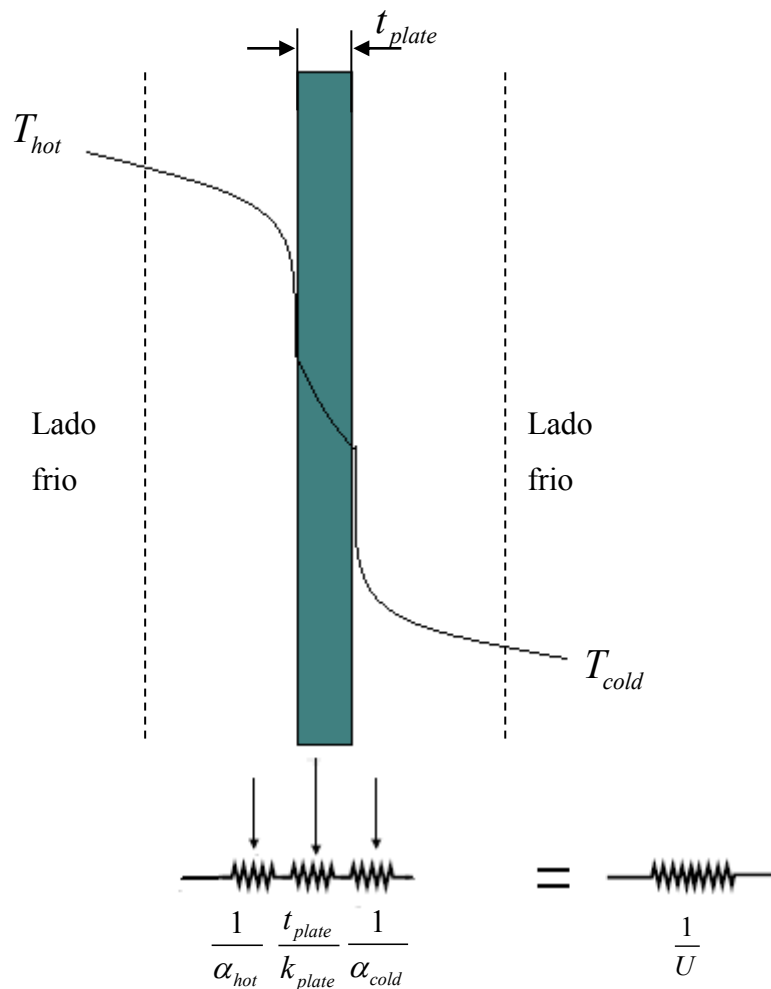
E o número de unidades de transferência de calor,  $NUT$ , é definido como:

$$NUT = \frac{U \cdot A_{elem}}{C_{\min}^*} \quad (3.29)$$



O coeficiente global de transferência de calor é definido abaixo e esquematizado na Figura 9. Para o seu cálculo são necessários os coeficientes convectivos de troca de calor,  $\alpha_{hot}$  e  $\alpha_{cold}$ , a espessura da placa  $t_{plate}$ , sua condutividade térmica  $k_{plate}$ . Pela hipótese simplificadora não se consideram os fatores de incrustação.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{hot}} + \frac{1}{\alpha_{cold}} + \frac{t_{plate}}{k_{plate}} \tag{3.30}$$



**Figura 9 Circuito térmico equivalente para a troca de calor em determinado trecho de um PHE.**

### 3.6.

#### Queda de pressão nos trocadores de calor a placas

A queda de pressão é inevitável em cada corrente de fluido que passa através do trocador de calor de placas, e sua estimativa é importante para a concepção global e da seleção de um trocador de calor. Em se tratando de dimensionamento do trocador de calor, os limites são geralmente impostos pela economia (custo de bombeamento), e por considerações ou limitações no processo (Wang et al. 2007).

A queda de pressão total,  $\Delta P_{tot}$ , em um trocador de calor de placas consiste de vários elementos de perda de carga e atrito (Wang et al. 2007), e pode ser expressa como:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{sta} + \Delta P_{mom} + \Delta P_f \quad (3.31)$$

onde  $\Delta P_f$  é a componente devido ao atrito ou cisalhamento,  $\Delta P_{sta}$  é a componente devido à gravidade e  $\Delta P_{mom}$  é a componente relativa à aceleração do escoamento ou variação de momentum.

A queda de pressão gravitacional para o escoamento monofásico em um canal vertical é dada por:

$$\Delta P_{sta} = \pm \rho g L_{plate} \quad (3.32)$$

E, para o escoamento bifásico,

$$\Delta P_{sta} = \pm \int_0^{L_p} [\gamma \rho_v + (1-\gamma) \rho_l] g dy \quad (3.33)$$

Aqui se utiliza o sinal "+" para escoamento descendente e o sinal "-" para o escoamento ascendente. Também  $g$  é a aceleração gravitacional e  $\gamma$  é a fração de vazio do escoamento bifásico, que é definido como a fração superficial do escoamento na seção transversal do canal que é ocupada pela fase de vapor, em um canal vertical retangular ou tubular. A fração de vazio superficial pode ser determinada pela correlação de Zivi (1964), a seguir:

$$\gamma = \left[ 1 + \frac{1 - x_{ref}}{x_{ref}} (\rho_v / \rho_l)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.34)$$

onde  $x_{ref}$  é o título de vapor (fração da vazão mássica total composta por vapor).

Para estabelecer a componente da aceleração,  $\Delta P_{mom}$ , usualmente desprezível para o escoamento monofásico, e de atrito  $\Delta P_f$ , utilizaram as seguintes correlações:

- Segundo Han et al. (2003)

A componente da aceleração ou momentum é dada por:

$$\Delta P_{mom} = \left( \frac{G_{eq}^2 \cdot x_{ref}}{\rho_{lv}} \right)_{out} - \left( \frac{G_{eq}^2 \cdot x_{ref}}{\rho_{lv}} \right)_{in} \quad (3.35)$$

E a componente de queda de pressão devido ao atrito é representada pela seguinte equação:

$$\Delta P_f = \left[ f_{TP} \left( \frac{N_{chan} \cdot L_p}{D_h} \right) \left( \frac{G^2}{\rho_l} \right) \right] \quad (3.36)$$

- Segundo Yan e Lin (1999)

Na componente da aceleração, utilizou-se conceito de fração superficial de vapor para escoamento em tubos verticais, conforme teoria apresentada por Lockhart e Martinelli (1949).

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left\{ \left[ \frac{(1 - x_{out})^2}{\rho_l (1 - \gamma_{out})} + \frac{x_{out}^2}{\gamma_{out} \rho_v} \right] - \left[ \frac{(1 - x_{in})^2}{\rho_l (1 - \gamma_{in})} + \frac{x_{in}^2}{\gamma_{in} \rho_v} \right] \right\} \quad (3.37)$$

onde  $\gamma_{in}$  e  $\gamma_{out}$  são as frações de vazio na entrada e saída do volume de controle;  $x_{in}$  e  $x_{out}$ , os títulos de vapor na entrada e saída respectivamente.

E a queda de pressão devido ao atrito é:

$$\Delta P_f = \left[ 2f_{TP} \left( \frac{L_p}{D_h} \right) \left( \frac{G^2}{\rho_{ave}} \right) \right] \quad (3.38)$$

onde a velocidade mássica por canal (entre placas) depende muito da configuração do trocador. Quando o número de passagens é reduzido e para uma mesma vazão mássica, o fluxo é maior e conseqüentemente a troca de calor e a queda de pressão são elevadas. Já para alto número de passagens, o fluxo por canal é menor, diminuindo a troca térmica e a queda de pressão. O fluxo mássico é a razão entre a vazão mássica por canal e a área transversal de escoamento do canal conforme a equação (3.39)

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{chan} \cdot b_{plate} \cdot W_{plate}} \quad (3.39)$$

A densidade média para um modelo de escoamento homogêneo pode ser calculada pela seguinte relação dada por Collier (1994)

$$\rho_{ave} = \left[ \left( \frac{x_{ave}}{\rho_v} \right) + \left( \frac{(1-x_{ave})}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (3.40)$$

### 3.7. Números adimensionais

Na apresentação das correlações para os coeficientes em ambas as regiões bifásica e monofásica dos trocadores serão usados os seguintes números adimensionais:

- **Número de Reynolds:** representa a relação existente entre as orças de inercia e as forças viscosas que atuam sobre um elemento do volume de um fluido. Utiliza-se para a convecção forçada.

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (3.41)$$

- **Número de Prandtl:** representa a relação existente entre a difusividade molecular da quantidade de movimento y a difusividade molecular do calor. Utiliza-se na convecção forçada e natural.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (3.42)$$

- **Número de ebulição:**

$$Bo = \frac{q''}{G_{ref} h_{lv}} \quad (3.43)$$

- **Número de Froude:** representa a relação existente entre as forças de inercia e as forças da gravidade que atuam sobre um fluido.

$$Fr = \frac{G_{ref}^2}{\rho_l^2 g D_h} \quad (3.44)$$

- **Número de Jakob:**

$$Ja = \frac{\rho_l c_p \Delta T_{sat}}{\rho_v h_{lv}} \quad (3.45)$$

- **Número convectivo:**

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left[ \frac{(1-x)}{x} \right]^{0.8} \quad (3.46)$$

Algumas correlações também fazem uso de um grupo de números equivalentes, propostos por Aker et al. (1959), apresentados nas seguintes equações:

- **Fluxo mássico equivalente:**

$$G_{eq} = G \times \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad (3.47)$$

- **Número de Reynolds equivalente:**

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu} \quad (3.48)$$

- **Número de ebulição equivalente:**

$$Bo_{eq} = \frac{q''}{G_{eq} h_{lv}} \quad (3.49)$$

### 3.8. Condensador

O condensador recebe o refrigerante no estado de vapor superaquecido que troca calor com um fluido em temperatura mais baixa, em geral pode não ser ar ou água. O refrigerante passa primeiro por um processo de dessuperaquecimento, seguido de condensação e subresfriamento no qual é atingido o estado de líquido subresfriado. A Figura 10 mostra o perfil de temperaturas do refrigerante e do fluido de resfriamento no condensador em cada uma das regiões do refrigerante.

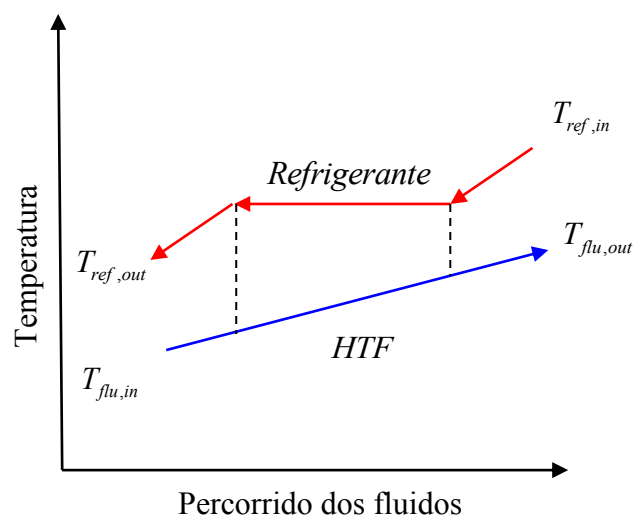
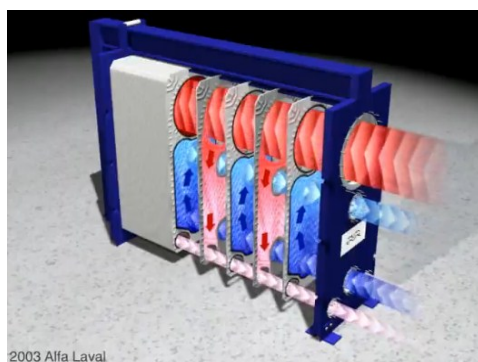
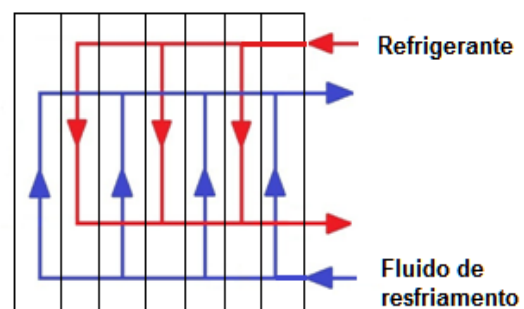


Figura 10 Diagrama de temperaturas no condensador



(a)



(b)

Figura 11 (a) Condensador de placas – Marca Alfa Laval. (b) Representação esquemática do condensador de placas.

Na Figura 11 mostra-se o condensador de placas que é simulado neste trabalho. Observa-se que o refrigerante neste caso escoava de cima para baixo, em contracorrente com o fluido de resfriamento em um único passe.

### 3.8.1.

#### **Coeficiente local de transferência de calor para a condensação**

Nesta seção serão apresentadas as correlações empíricas dos trabalhos mais relevantes para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante na região bifásica. As correlações de cada trabalho estão organizadas em uma Tabela 1, apresentada mais adiante.

Yan et al. (1999) estudaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão por atrito na condensação do R134a em um trocador de calor de placas vertical com um ângulo de corrugação de 60°. Os autores afirmaram que, para altos valores do título, os coeficientes de transferência de calor e de queda de pressão são significativamente altos. O aumento do fluxo mássico do refrigerante aumenta o valor dos coeficientes de transferência de calor e de queda de pressão. Observaram também, que a transferência de calor é significativamente maior para um alto valor de fluxo de calor, mas a queda de pressão associada é igualmente maior. Propuseram uma correlação para calcular os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito em termos do número de Reynolds equivalente e ao número de Prandtl.

Thonon (2002) estudou experimentalmente a transferência de calor na condensação de hidrocarbonetos puros e misturas em PHEs. Observou que, para um fluido puro, foram identificados dois mecanismos de transferência de calor: condensação controlada por cisalhamento e pela gravidade. Para baixos números de Reynolds, o coeficiente de transferência diminui com o aumento do número de Reynolds e, para altos valores de número de Reynolds, o coeficiente de transferência aumenta significativamente. Para misturas, o comportamento é diferente: para baixos números Reynolds a transferência de massa afeta a transferência de calor reduzindo o coeficiente de transferência de calor por um fator de até quatro. Uma correlação foi proposta para a condensação de fluido puro e de misturas.

Han et al. (2003) investigaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e queda de pressão na condensação dos refrigerantes R410A e R22 em um trocador de calor de placas soldadas (BPHE) para diferentes ângulos de corrugação Chevron. Os autores mostram que tanto os

coeficientes de transferência de calor e o fator de atrito aumentam proporcionalmente com o fluxo mássico e o título, mas inversamente com a temperatura de saturação e o ângulo Chevron. Sugerem uma correlação para o número de Nusselt e para o fator de atrito, em função dos parâmetros geométricos.

Kuo et al. (2004, 2005) investigaram experimentalmente os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito para o refrigerante R410A, em um trocador de calor de placas com um ângulo de corrugação de 60°. Os resultados mostram que os coeficientes aumentam linearmente com o título de vapor. Além disto, o aumento do fluxo mássico do refrigerante e o fluxo de calor ocasiona uma maior transferência de calor de condensação, acompanhada de uma elevada queda de pressão por atrito. O fator de atrito é fortemente influenciado pelo fluxo mássico do refrigerante e pelo título, mas é independente do fluxo de calor e da pressão de saturação reinante. Propuseram uma correlação empírica para a transferência de calor em queda de pressão na condensação, válida para o refrigerante R410A.

Na Tabela 1 mostram-se as correlações apresentadas pelos trabalhos acima descritos para a condensação em trocadores de calor de tipo placas, especificando-se as condições de operação.



**Tabela 1 Correlações empíricas para o coeficiente de transferência de calor em condensação e suas condições de operação.**

Referência	Correlação	Eq.	Condições de operação, precisão e outras informações
Yan et al. (1999)	$\alpha_{CD} = 4,118 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_{eq}^{0,4} Pr_l^{1/3}$	(3.50)	R134a, $0,7 MPa \leq P \leq 0,9 MPa$ , $\beta=60^\circ$ ; $10 kW / m^2 \leq q'' \leq 16 kW / m^2$ ; $60 kg / m^2 s \leq G_{ref} \leq 120 kg / m^2 s$ ; $0,08 < x < 0,86$ ; $26,7 \text{ }^\circ C \leq T_{sat} \leq 35,5 \text{ }^\circ C$ ; $\pm 15\%$
Thonon (2002)	$\alpha_{CD} = \alpha_l \times 1564 Re_{eq}^{-0,76}$	(3.51)	Hidrocarbonetos (pentano, butano e propano) $0,15 MPa < P < 0,18 MPa$
Han et al. (2003)	$\alpha_{CD} = \frac{k_l}{D_h} Ge_1 Re_{eq}^{Ge_2} Pr^{1/3}$	(3.52)	R410a e R22 $\beta = 45^\circ, 35^\circ, 20^\circ$ ; $13 kg / m^2 s < G_{eq} < 34 kg / m^2 s$ ; $4,7 kW / m^2 < q'' < 5,3 kW / m^2$ ; $T_{sat} = 20 \text{ }^\circ C \text{ e } 30 \text{ }^\circ C$ ; $0,15 < x < 0,9$ ; $\pm 20\%$
	$Ge_1 = 11,22 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-2,83} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4,5}$	(3.53)	
	$Ge_2 = 0,35 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{0,23} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{1,48}$	(3.54)	
Kuo et al. (2004 - 2005)	$\alpha_{CD} = \alpha_l \left[ 0,25 Co^{-0,45} Fr_l^{0,25} + 75 Bo^{0,75} \right]$	(3.55)	R410A; $\beta = 60^\circ$ ; $1,44 MPa < P < 1,95 MPa$ ; $0,1 < x < 0,8$ ; $50 kg / m^2 s < G_{ref} < 150 kg / m^2 s$ ; $5 kW / m^2 \leq q'' \leq 20 kW / m^2$ ; $\pm 25\%$
	$\alpha_l = 0,2092 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0,78} Pr_l^{1/3} \left( \frac{\mu_{ave}}{\mu_{wall}} \right)^{0,14}$	(3.56)	

### 3.8.2. Fator de atrito para a condensação

Na seção 3.6 foi descrita a queda de pressão devido ao atrito. Dois trabalhos propuseram correlações para o cálculo do fator de atrito, conforme a seguir:

- Correlação de Yan et al. (1999)

$$f_{TP} = 94,75 \text{Re}_{eq}^{-0,0467} \times \text{Re}^{-0,4} \times \text{Bo}^{0,5} \times \left( \frac{P_{ave}}{P_c} \right)^{0,8} \quad (3.57)$$

- Correlação de Han et al. (2003)

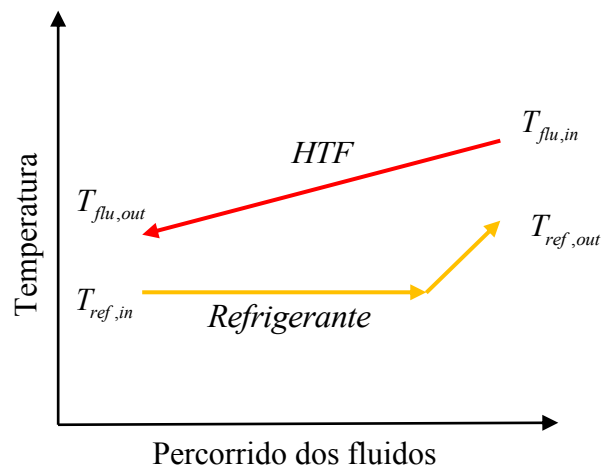
$$f_{ip} = Ge_3 \text{Re}_{eq}^{Ge_4} \quad (3.58)$$

$$Ge_3 = 3521,1 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{4,17} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-7,75} \quad (3.59)$$

$$Ge_4 = -1,024 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{0,0925} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-1,3} \quad (3.60)$$

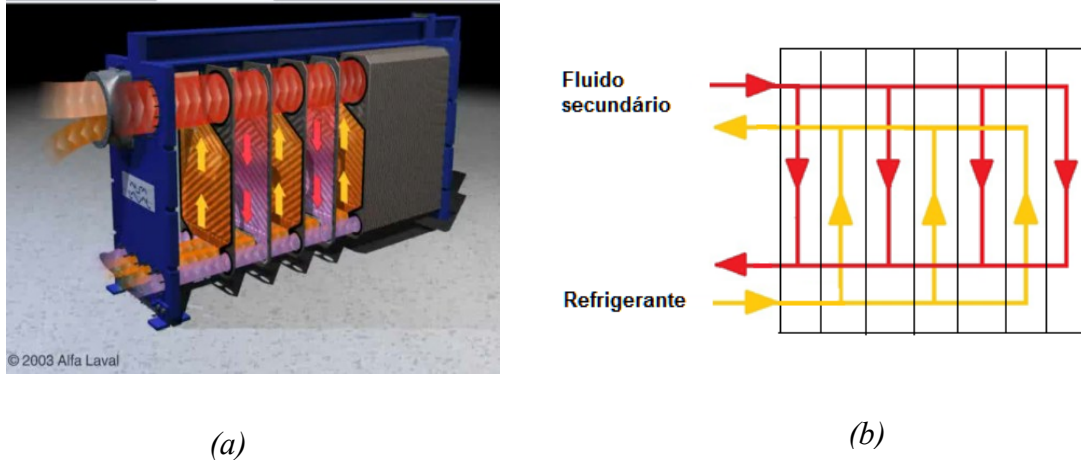
### 3.9. Evaporador

Na evaporação, o fluido refrigerante entra como mistura líquido - vapor, absorve calor do meio a refrigerar e evapora, saindo desta região como vapor saturado seco. Na Figura 12 mostra-se o perfil de temperatura do refrigerante e do fluido de troca de calor no evaporador.



**Figura 12 Diagrama de temperaturas para os PHEs usados como evaporador**

Na Figura 13 mostra-se o evaporador tipo placas que é aqui simulado. O refrigerante escoa em fluxo ascendente, em contracorrente com o fluido secundário.



**Figura 13 (a) Evaporador de placas – Alfa Laval. (b) Representação esquemática dos fluxos no evaporador de placas.**

### 3.9.1. Coeficiente local de transferência de calor para a ebulição

Nesta seção serão apresentadas as correlações para determinar os coeficientes de transferência de calor na zona bifásica, com ebulição.

Na literatura encontram-se correlações que são apresentadas por diferentes autores nos seus trabalhos experimentais feitos para o escoamento com ebulição. As correlações estão resumidas na Tabela 2 mais adiante.

Yan e Lin (1999) estudaram o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante R134a em trocadores de calor de placas. Utilizaram, no estudo, placas de geometria comercial com ângulos de inclinação de 60°. O refrigerante R134a escoa ascendente trocando calor com água ou solução aquosa em contracorrente. Estudaram os efeitos do título do vapor, da vazão mássica e do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor do refrigerante. Para tal, utilizaram a técnica do gráfico de Wilson (Wilson plot technique), encontrando correlação de transferência de calor para o fluxo monofásico de água. A correlação apresenta um desvio padrão de 8,3%. Também utilizaram valores equivalentes para o fluxo mássico, número de Reynolds e número de ebulição, propostos por Akers et al. (1959).

Hsieh et al. (2002) estudaram a transferência de calor para ebulição em escoamento subresfriado para R134a em um trocador de calor de placas. As

curvas de ebulição do escoamento subresfriado indicaram um aumento na transferência de calor com a temperatura de saturação. Por outro lado, na região monofásica antes do início da ebulição nucleada, a temperatura de saturação mostrou um efeito desprezível na transferência de calor.

Hsieh e Lin (2003) estudaram o coeficiente de transferência de calor para ebulição do refrigerante R410a em trocadores de calor de placas verticais. Encontraram o coeficiente de transferência de calor da água baseados na técnica do gráfico de Wilson modificado e lograram obter uma nova correlação de transferência de calor para o escoamento com ebulição.

Han et al. (2003) realizaram experimentos para obter o coeficiente de transferência de calor no processo de ebulição dos refrigerantes R410a e R22 em trocadores de calor tipo placas, com placas corrugadas com distintos ângulos de inclinação. Propuseram uma correlação para o número de Nusselt em função dos parâmetros geométricos, do número de Boiling e dos números de Reynolds e Prandtl.

Park e Kim (2003) investigaram experimentalmente os efeitos do fluxo mássico e de calor da temperatura de saturação e do título de vapor sobre as características de transferência de calor do R134a em um trocador de calor de placas e casco. Relataram que o coeficiente de calor do refrigerante aumenta com o fluxo de massa em altos títulos de vapor. Para um título de vapor, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o fluxo de calor e diminui com a temperatura de saturação.

.Na Tabela 2 mostram-se as correlações existentes para ebulição em trocadores de calor de tipo placas, com os detalhes das condições de operação e outras informações relevantes.

**Tabela 2 Correlações empíricas para o coeficiente de transferência de calor e suas condições de operação na evaporação.**

Referência	Correlação	Eq.	Condições de operação, precisão e outras informações
Yan e Lin (1999)	$\alpha_{EV} = 1,926 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Pr_l^{1/3} Bo_{eq}^{0,3} Re^{0,5} \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]$	(3.61)	R134a; $\beta = 30^\circ$ ; $D_h = 5,8 \text{ mm}$ ; $2000 < Re < 10000$ ; $11 \text{ kW} / \text{m}^2 < q'' < 185 \text{ kW} / \text{m}^2$ ; $50 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s} < G_{ref} < 70 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s}$ ; $0,05 < x < 0,9$ ; $0,675 \text{ MPa} < P < 0.8 \text{ MPa}$ ; $\pm 8,3\%$
Hsieh e Lin (2002)	$\alpha_{EV} = \alpha_l (88Bo^{0,5})$	(3.62)	R410A; $\beta = 30^\circ$ ; $D_h = 5,8 \text{ mm}$ ; $\pm 20\%$ ; $G_{ref} = 50, 75, 100 \text{ e } 125 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s}$ ; $5 \text{ kW} / \text{m}^2 < q'' < 35 \text{ kW} / \text{m}^2$ ; $T_{sat} = 10,15 \text{ e } 20^\circ\text{C}$
	$\alpha_l = 0,2092 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re^{0,78} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_{ave}}{\mu_{wall}} \right) 0,14$	(3.63)	
Hsieh e Lin (2003)	$\alpha_{TP} = E\alpha_l + S\alpha_{pool}$	(3.64)	R134a; $\beta = 30^\circ$ ; $D_h = 5,8 \text{ mm}$ ; $2000 < Re < 12000$ ; $0,1 < x < 0,8$ ; $50 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s} < G_{ref} < 100 \text{ kg} / \text{m}^2\text{s}$ ; $10 \text{ kW} / \text{m}^2 < q'' < 20 \text{ kW} / \text{m}^2$ ; $\pm 25\%$
	$\alpha_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr^{0,4} \left( \frac{k_l}{D_h} \right)$	(3.65)	
	$\alpha_{pool} = 55 p_r^{0,12} (-\log_{10} p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67}$	(3.66)	
	$E = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 \left( \frac{1}{X_u} \right) 0,86$	(3.67)	
	$S = (1 + 1,15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1,17})^{-1}$	(3.68)	

Han et al. (2003)	$\alpha_{EV} = Ge_1 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_{eq}^{Ge_2} Bo_{eq}^{0,3} Pr^{0,4} \quad (3.69)$	(3.69)	<p>R410A e R22; <math>\beta = 20^\circ, 35^\circ, 45^\circ</math>;  <math>13 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} &lt; G_{eq} &lt; 34 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}</math>;  <math>2,5 \text{ kW} / \text{m}^2 &lt; q'' &lt; 8,5 \text{ kW} / \text{m}^2</math>; <math>T_{sat} = 5,10 \text{ e } 15^\circ \text{C}</math>;  <math>0,15 &lt; x &lt; 0,9</math>; <math>\pm 25\%</math></p>
	$Ge_1 = 2,81 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-0,041} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2,83} \quad (3.70)$	(3.70)	
	$Ge_2 = 0,746 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-0,082} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0,61} \quad (3.71)$	(3.71)	
Park e Kim (2003)	$\alpha_{EV} = 532,2 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_{eq}^{0,3237} Pr^{1/3} Re^{-0,5} Bo^{0,3} \quad (3.72)$	(3.72)	<p>R134a; <math>\beta = 45^\circ</math>; <math>0,1 &lt; x &lt; 0,8</math>; <math>T_{sat} = 10,15 \text{ e } 20^\circ \text{C}</math>;  <math>45 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s} &lt; G_{ref} &lt; 55 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}</math>;  <math>4 \text{ kW} / \text{m}^2 &lt; q'' &lt; 8 \text{ kW} / \text{m}^2</math>; <math>\pm 15\%</math></p>

### 3.9.2. Fator de atrito para a evaporação

Dentre as diversas correlações para o fator de atrito podem-se mencionar as seguintes:

- Correlação de Yan et al. (1999)

$$f_{TP} = 6,947 \times 10^5 \cdot \text{Re}_{eq}^{-1,109} \cdot \text{Re}^{-0,5} \quad \text{Re}_{eq} < 6000 \quad (3.73)$$

$$f_{TP} = 31,21 \cdot \text{Re}_{eq}^{0,04557} \cdot \text{Re}^{-0,5} \quad \text{Re}_{eq} \geq 6000 \quad (3.74)$$

- Correlação de Han et al. (2003)

$$f_{TP} = Ge_3 \text{Re}_{eq}^{Ge_4} \quad (3.75)$$

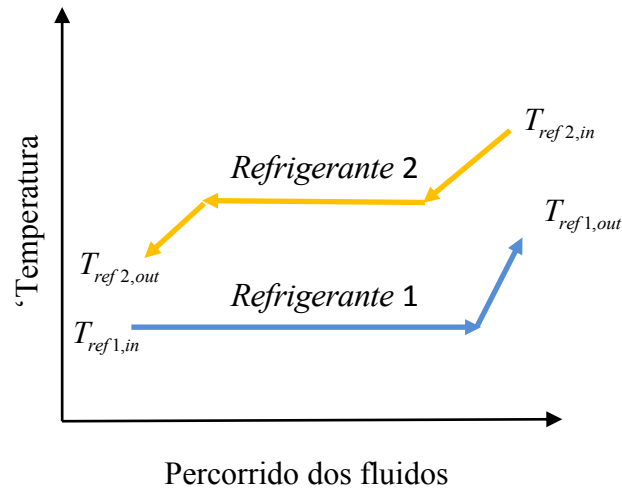
$$Ge_3 = 64710 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-5,27} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-3,03} \quad (3.76)$$

$$Ge_4 = -1,314 \left( \frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-0,62} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-0,47} \quad (3.77)$$

### 3.10. Condensador de Cascata ou Trocador intermediário

O modelo matemático considerado para o condensador de cascata é baseado nas mesmas equações de conservação de massa e de energia, e as correlações para os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito utilizadas no condensador como no evaporador.

Na Figura 14 mostra-se a distribuição típica de temperaturas em um condensador cascata.



**Figura 14 Diagrama de temperaturas para os PHEs usados como condensador cascata**

### 3.11. Coeficiente de troca de calor para as regiões monofásicas

Na literatura existe um grande número de correlações para a determinação do coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico (Ayub, 2003) em trocadores de calor de placas. No condensador, o escoamento monofásico ocorre na região de superaquecimento, onde o refrigerante escoava como vapor superaquecido, e na região de subresfriamento, onde escoava como líquido subresfriado. No evaporador, na região de superaquecimento, ocorre o escoamento monofásico do fluido refrigerante na fase de vapor superaquecido. Obviamente, a troca de calor ocorre sem mudança de fase no lado dos fluidos de transferência de calor.

Dentre as correlações existentes para o coeficiente de transferência de calor, expresso na forma de número de Nusselt, para escoamento, destacam-se três, organizadas na Tabela 3.



**Tabela 3 Correlações para o coeficiente de transferência de calor para escoamento monofásico em trocadores de calor de placas**

Referência	Correlação	Eq.	Comentário
Chisholm e Wanniarachchi (1990)	$Nu = 0,72 Re^{0,59} Pr^{0,4} \phi^{0,41} \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,66}$	(3.78)	Água, $30^\circ \leq \beta \leq 120^\circ$
Talik et al. (1995)	$Nu = 0.2 Re^{0,75} Pr^{0,4}$	(3.79)	Água/glicol $10 < Re < 720, 70 < Pr < 450$
	$Nu = 0,248 Re^{0,75} Pr^{0,4}$	(3.80)	Água $1450 < Re < 11460, 2.5 < Pr < 5.0$
Kim (1999)	$Nu = 0,295 Re^{0,64} Pr^{0,32} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0,09}$	(3.81)	Água

**3.12.****Fator de atrito para o escoamento monofásico**

Para o fator de atrito em escoamento monofásico foram escolhidas as seguintes correlações:

- Correlação de Muley e Manglik (1999)

$$f = \left[ 2,917 - 0,1277(90 - \beta) + 2,016 \times 10^{-3} (90 - \beta)^2 \right] \\ \times (5,474 - 19,02\phi + 18,93\phi^2 - 5,341\phi^3) \\ \times \text{Re}^{-\{0,2 + 0,0577 \sin[\pi(90-\beta) / 45] + 2,1\}} \quad (3.82)$$

- Correlação de Wanniarachchi et al. (1995)

$$f = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3} \quad (3.83)$$

onde:

$$f_l = 1774(\beta)^{-1,026} (\phi)^2 \text{Re}^{-1} \quad (3.84)$$

$$f_t = 46,6(\beta)^{-1,08} (\phi)^{1+p} \text{Re}^{-p} \quad (3.85)$$

$$p = 0,00423(\beta) + 0,0000223(\beta)^2 \quad (3.86)$$