6

Simulação de um evaporador casco-e-tubo (em posição vertical e com fluido ascendente) esfriando um nanofluido

O presente capítulo é parte de um estudo mais abrangente, destinado a caracterizar sistemas de refrigeração por absorção de amônia- água usando nanofluidos como fluido de transferência térmica. Apresenta-se o modelo matemático de um evaporador – trocador de calor de casco e tubo em posição vertical onde o refrigerante escoa ascendentemente pelo interior dos tubos e o fluído resfriado escoa na carcaça – operando em regime permanente. Este trabalho, por ter sido desenvolvido durante o período do doutorado da autora e por permitir a obtenção de resultados dentro do escopo da presente tese, foi nesta incluído como um capítulo independente. Usando um modelo de análise local, no interior dos tubos, foram consideradas distintamente as zonas de mistura bifásica e de superaquecimento. A aplicação dos balanços de energia e das equações de transferência de calor para cada um dos elementos do trocador resultou em um sistema de equações o qual foi resolvido por método numérico e implementado em Fortran. São comparados os desempenhos do trocador obtidos para água e diferentes nanofluidos à base de água como fluidos refrigerados.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.1
Introdução

O trocador de calor estudado é do tipo casco e tubo, em posição vertical, com amônia evaporando no interior do feixe de tubos e um nanofluido esfriando no lado do casco, como ilustrado na Figura 32.

As comparações entre o desempenho da transferência de calor para nanofluidos e seus respectivos fluidos base são comumente realizadas com base

na condutividade térmica e no coeficiente de troca de calor. Estes indicadores, porém, conforme documentado nos capítulos anteriores, mostram-se insuficientes para descrever o efeito de um nanofluido em um trocador de calor. Não levam em consideração, por exemplo, o aumento da potência de bombeamento produzido pelo incremento da viscosidade.

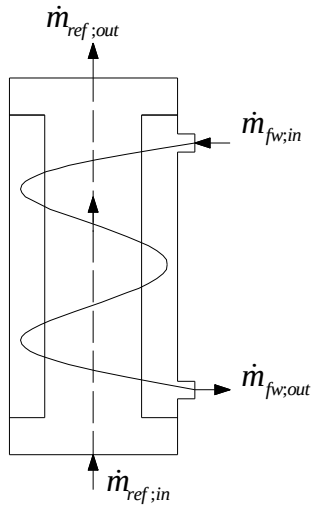

Figura 32. Representação esquemática do evaporador

No presente trabalho, apresenta-se o modelo matemático para a simulação do trocador em estudo e, além disso, definem-se fatores de incremento que permitem comparar o desempenho do mesmo para os diferentes fluidos que possam eventualmente circular pelo casco.

Descreve-se, a seguir, o modelo matemático utilizado para caracterizar o trocador estudado.

6.2
Modelo

Devido à variação local do coeficiente de troca de calor no lado do refrigerante com o título, o trocador é dividido em pequenos elementos, similares ao mostrado na Figura 33. Ao longo de cada um deles supõe-se que permaneçam constantes as propriedades termofísicas dos fluidos, o coeficiente de transferência

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

de calor e o coeficiente de atrito no lado do refrigerante. Cada um dos volumes de controle é tratado como um pequeno trocador para o qual são aplicadas as equações de balanço de energia e a equação de troca de calor, considerando parâmetros concentrados e propriedades locais do fluido em cada elemento. Para a análise da troca de calor é usado o método da efetividade, ε-NTU.

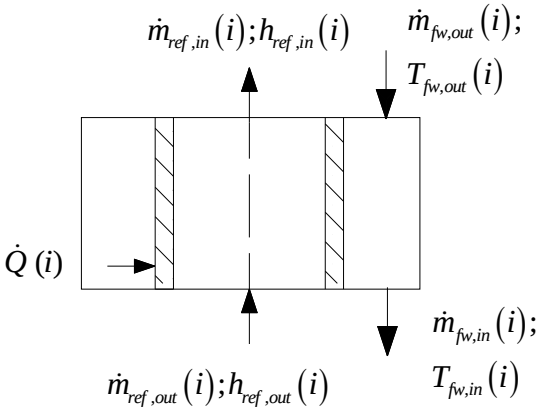

Figura 33. Esquema do elemento “i” de trocador

6.2.1
Hipóteses simplificadoras

As seguintes hipóteses foram adotadas para o evaporador:

i. O absorvente (água) não vaporiza no gerador; portanto só amônia pura escoa no evaporador.
ii. O trocador opera sob condições de regime permanente.
iii. Os ganhos de calor a partir do ambiente externo são desprezíveis (isto é, o trocador é considerado adiabático).
iv. O coeficiente de transferência de calor no lado do fluido refrigerado é considerado uniforme ao longo do trocador.

Especificamente para o elemento de transferência de calor tem-se:

v. Em cada seção transversal é considerada uma temperatura uniforme para cada fluido.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

vi. A área de transferência de calor é distribuída uniformemente no lado de cada fluido.

vii. Considera-se o fluxo de calor uniformemente distribuído em cada elemento de trocador.

viii. O coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos é considerado uniforme ao longo de cada elemento do trocador.

ix. Na presença de refrigerante bifásico, o título é considerado uniforme ao longo de cada elemento do trocador.

x. Os nanofluidos aqui estudados são considerados fluidos homogêneos e com partículas perfeitamente esféricas.

xi. Para os nanofluidos as propriedades são determinadas a uma temperatura média do fluido base.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.2.2
Equações de balanço e troca de calor

Para cada elemento de trocador, a equação de balanço de energia no lado do fluido refrigerado é:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{fw} c_{p;fw} \left(T_{fw;in} - T_{fw;out} \right) \tag{6.1}$$

No lado do refrigerante:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} \left(h_{ref;out} - h_{ref;in} \right) \tag{6.2}$$

A equação de taxa de transferência de calor define a efetividade da troca de calor:

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} \left(T_{fw;in} - T_{ref,in} \right) \tag{6.3}$$

A efetividade para um elemento de transferência de calor com mudança de fase é:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}_{fw} c_{p,fw}} \right) \tag{6.4}$$

A equação para a efetividade térmica para uma seção de evaporador exposta a vapor refrigerante superaquecido é igual à de um trocador de casco e tubo com

escoamento predominante em contracorrente e trocando apenas calor sensível. Para um trocador com um passe no casco e um passe nos tubos, a equação da efetividade coincide com a do trocador de escoamento em contracorrente puro (Baclic, 1997).

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1-C_r\right)\right]}{1-C_r\exp\left[-NTU\left(1-C_r\right)\right]} \tag{6.5}$$

onde:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\left(\dot{m}c_p\right)_{\min}}{\left(\dot{m}c_p\right)_{\max}} \tag{6.6}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{6.7}$$

A condutância global da transferência de calor, supondo superfícies sem aletas em ambos os lados, é dada por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_{ref}A_{\text{int}}} + \frac{\delta_{tub}}{k_{tub}A_{med}} + \frac{1}{\alpha_{fw}A_{ext}} + \frac{R_{f,\text{int}}}{A_{\text{int}}} + \frac{R_{f,ext}}{A_{ext}} \tag{6.8}$$

onde: $A_{\text{int}} = \pi D_{t,\text{int}} L_i N$ (6.9)

$$A_{ext} = \pi D_{t,ext;} L_i N \tag{6.10}$$

e δ_{tub} é a espessura dos tubos, D_t é o diâmetro dos tubos (interior ou exterior), N o número de tubos do evaporador e L_i o comprimento de cada elemento de trocador. $R_{f,in}$ e $R_{f,ext}$ são as resistências devido à incrustação, no interior e exterior dos tubos, respectivamente.

6.2.3
Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos, α_{ref}

No interior dos tubos, onde evapora o refrigerante, podem ser identificadas duas regiões de acordo com as fases presentes, a saber: região de vapor superaquecido e região bifásica. Esta última apresenta dois modelos, o de ebulição e o de secagem de parede (*pos-dryout*).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.2.3.1
Região bifásica

Quando o fluido se encontra na zona de duas fases, tanto o coeficiente de transferência de calor quanto o gradiente de pressão variam apreciavelmente ao longo do eixo do tubo, dependendo da distribuição das fases líquido/vapor.

O coeficiente local de troca de calor para ebulição no interior dos tubos, α_{tp}, é determinado segundo o modelo assimptótico de Steiner e Taborek, descrito em detalhe por Collier e Thome (1994).

6.2.3.1.1
Modelo para escoamento em ebulição

No modelo de evaporação de Steiner and Taborek (apud Collier e Thome, 1994). para dutos verticais o coeficiente de transferência de calor é obtido a partir de um modelo assimptótico de expoente igual a 3.

$$\alpha_{tp} = \left[\left(\alpha_{Lt} F_{tp} \right)^3 + \left(\alpha_{nb,o} F_{nb} \right)^3 \right]^{1/3} \tag{6.11}$$

Na equação anterior os parâmetros são os seguintes:

α_{Lt}, coeficiente de convecção forçada baseado na vazão total como liquido e é obtido a partir da correlação de Gnielinski;

F_{tp}, multiplicador bifásico que contabiliza o aumento de convecção líquida pela maior velocidade de um fluxo de duas fases em relação ao fluxo líquido monofásico;

$\alpha_{nb,o}$, coeficiente de ebulição nucleada, determinado para os valores de referência do fluxo de calor, q_o, à pressão reduzida p_r igual a 0,1; e

F_{nb} fator de correção da ebulição nucleada.

O método ate aqui descrito apresenta uma faixa de aplicação limitada pelo título crítico, x_{crit}. Para determinar este título crítico, o qual corresponde ao fim da

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

ebulição em filme, foi aplicado o método de Katto and Ohne (1984), para tubos verticais, descrito em detalhe por Collier e Thome (1994).

O fluxo crítico é determinado pela equação:

$$q''_{crit} = q''_{crit,i}\left[1 + K_i\left(\frac{\Delta h_{l,in}}{h_{lv}}\right)\right] \tag{6.12}$$

onde $q''_{crit,i}$ é um fluxo de calor crítico de referência para as condições de entrada de líquido saturado, obtido a partir de cinco diferentes correlações e K_i é um fator de sub-resfriamento na entrada, parâmetros estes detalhados por Collier e Thome (1994). $\Delta h_{L,in}$ é a variação de entalpia específica do líquido de sua temperatura de entrada até sua temperatura de saturação.

Uma vez determinada a condição de fluxo de calor crítico, o qual é normalmente atingido perto da saída do tubo, o título de vapor correspondente pode ser obtido a partir de um balanço de energia ao longo do tubo:

$$x_{crit} = \frac{4q''_{crit}}{G_{ref}h_{lv}}\left(\frac{L_{tot}}{D_{t,\text{int}}}\right) - \frac{\Delta h_{l,in}}{h_{lv}} \tag{6.13}$$

6.2.3.1.2
Modelo para a região após a secagem de parede

O regime que ocorre depois da secagem de parede, conhecido como *"post-dryout"* na literatura em inglês, é encontrado quando a parede aquecida seca antes de se completar a evaporação. Este regime é alcançado quando a película do regime de escoamento anular seca e o líquido remanescente é arrastado em forma de gotículas, de tal modo que o título de vapor é alto, mas inferior à unidade. Também pode acontecer secagem de parede (*dryout)* a jusante do ponto em que o fluxo de calor crítico tiver sido atingido. Deste modo, ocorre mesmo quando o título é pequeno ou próximo de zero, ou, inclusive, com a existência de líquido ainda sub-resfriado (Thome, 2009).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

Na região de após a secagem de parede (*post-dryout*) o coeficiente de transferência de calor é determinado pela correlação empírica de Groeneveld (1973), a qual tem a forma:

$$Nu_V = a\left\{\frac{GDt_{\text{int}}}{\mu_V}\left[x + \frac{\rho_V}{\rho_L}(1-x)\right]\right\}^b \Pr_V^c Y^d \tag{6.14}$$

onde $Y = 1 - 0.1\left[\left(\frac{\rho_L}{\rho_V} - 1\right)(1-x)\right]^{0.4}$ (6.15)

e os coeficientes a, b, c e d aparecem detalhados por Collier e Thome (1994).

O número de Prandtl, $\Pr_V$ é baseado nas condições do vapor e se determina como segue:

$$\Pr_V = \frac{\mu_V c_{p,V}}{k_V} \tag{6.16}$$

6.2.3.2
Zona de vapor superaquecido

Na região de vapor superaquecido o coeficiente de transferência de calor é determinado pela correlação de Dittus-Bolter para a fase vapor:

$$Nu_V = 0,023\,\mathrm{Re}_V^{0,8}\,\Pr_V^{0,4} \tag{6.17}$$

Onde Nu_V é

Re_V é o Reynolds para a fase vapor, determinando-se como segue:

$$\mathrm{Re}_V = \frac{G_{ref}\,x\,D_{t,\text{int}}}{\mu_V} \tag{6.18}$$

6.2.4
Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco, α_{fw}

Para os cálculos do coeficiente de troca de calor no lado do casco usou-se o método de Bell-Delaware, detalhado por Rohsenow et al (1998). No método, o coeficiente real de transferência no lado da carcaça, α_{fw}, é determinado

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

corrigindo-se o coeficiente ideal, $\alpha_{fw,ideal}$, pelos efeitos dos defletores que introduzem distorções no escoamento devido a vazamentos, *bypass* e folgas.

$$\alpha_{fw} = \alpha_{fw,ideal} \times J \tag{6.19}$$

O fator de correção, J, é definido como o produto de cinco fatores que levam em consideração os efeitos de re-circulação e fugas.

O coeficiente $\alpha_{fw,ideal}$ é determinado para um escoamento em contracorrente puro em um feixe de tubos ideal.

$$\alpha_{fw,ideal} = j_{ideal} \times c_{p,fw} \times Gc_{fw} \times \Pr_{fw}^{-2/3} \times \left(\frac{\left(\mu_{fw}\right)_s}{\left(\mu_{fw}\right)_{wall}} \right)^{0.14} \tag{6.20}$$

j_{ideal} é o fator de Colburn ideal e determina-se para um feixe de tubos pelas expressões:

$$j_{ideal} = a_1 \times \left(1,33 \times \frac{D_{t,ext}}{Pt} \right)^{a} \times \mathrm{Re}^{a_2} \tag{6.21}$$

onde:

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \times \mathrm{Re}^{a_4}} \tag{6.22}$$

Os parâmetros a_1, a_2, a_3, a_4 dependem do arranjo do trocador e do número de Reynolds e são tabelados por Thome (2009).

Quando se resfria um nanofluido, o coeficiente convectivo de troca de calor pode ser determinado a partir do cálculo das propriedades dos nanofluidos adotando um modelo monofásico, o qual considera fluido e partículas em suspensão como um fluido homogêneo, como nos modelos propostos por Xuan e Li (2003), Heris et al (2006) e Pak e Cho (1998). As propriedades dos nanofluidos são determinadas como se descreve no Capítulo 2.

6.2.5
Queda de pressão pelo lado do casco

Para determinar a queda de pressão pelo lado do casco de um trocador com chicanas, usou-se o método detalhado por Thome (2009), cujos passos fundamentais são listados a seguir.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

A queda de pressão do escoamento pelo lado do casco, Δp_{shell}, é igual à soma da queda de pressão do bocal de entrada, Δp_{in}, da queda de pressão ao longo do feixe de tubos, Δp_{bundle} e da queda de pressão do bocal de saída, Δp_{out}.

$$\Delta p_{shell} = \Delta p_{in} + \Delta p_{out} + \Delta p_{bundle} \tag{6.23}$$

A queda de pressão nos bocais de entrada e saída pode ser aproximada como sendo igual a duas vezes a altura dinâmica. A queda de pressão no feixe é igual à soma da queda de pressão de fluxo cruzado, Δp_c, da queda de pressão na janela, Δp_w, e da queda de pressão dos dois terminais (primeiro e último compartimentos defletores), Δp_e:

$$\Delta p_{bundle} = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \tag{6.24}$$

onde:

$$\Delta p_c = \Delta p_{ideal} \left(N_b - 1 \right) R_B R_L \tag{6.25}$$

onde N_b é o número de chicanas e R_B *e* R_L são, respectivamente, os fatores de correção de *bypass* e fugas. O termo Δp_{ideal} representa a queda de pressão do feixe ideal para um compartimento entre chicanas igual a :

$$\Delta p_{ideal} = 0,002 f_I N_{tcc} \frac{\dot{m}^2}{\rho} R_\mu \tag{6.26}$$

onde N_{tcc} é o número de tubos e R_μ é o fator de correção da viscosidade. O fator de atrito é obtido a partir de:

$$f_I = b_1 \left(\frac{1,33}{L_{tp} / D_t} \right)^b \mathrm{Re}^{b_2} \tag{6.27}$$

onde

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \mathrm{Re}^{b_4}} \tag{6.28}$$

Os parâmetros empíricos b_1, b_2, b_3 *e* b_4 dependem do arranjo do trocador e do número de Reynolds e são tabelados por Thome (2009).

A queda de pressão na janela é função do número de chicanas, do número de fileiras de tubos que cruzam a janela, N_{tcw}, da vazão através da janela, $\dot{m}_{tcw}$, e dos fatores de correção:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

$$\Delta p_{tcw} = N_b \left[\left(2 - 0,6 N_{tcw}\right) \frac{0,001 \dot{m}_{tcw}}{2\rho} \right] R_L R_\mu \tag{6.29}$$

A queda de pressão dos terminais se calcula como:

$$\Delta p_e = \Delta p_{ideal} \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_B R_S \tag{6.30}$$

6.3
Solução numérica

6.3.1
Metodologia

Assumindo uma temperatura aproximada para o fluido resfriado à saída do evaporador, $\left(T_{fw;out}\right)_{app}$, aplicam-se, para cada elemento, as equações de balanço e troca de calor – equações da (6.1) a (6.18) , tendo como dados de entrada a geometria do trocador, a vazão de refrigerante e as propriedades do refrigerante e do fluido refrigerado à entrada do trocador. Acompanhando, elemento a elemento, a trajetória do refrigerante, a temperatura calculada de entrada do fluido refrigerado ao trocador, $\left(T_{fw;in}\right)_{calc}$, vai sendo comparada ao final de cada passagem por todos os elementos com a real de entrada do trocador, $T_{fw;in}$ e gradualmente corrigida, até se obter a convergência com uma margem de erro previamente definida, $\zeta_{\Delta T}$. Uma vez atingida a convergência, é determinada a queda de pressão no casco para o fluido refrigerado e são impressos os resultados.

A Figuras 34a e 34b ilustram, respectivamente o algoritmo básico da solução modelo e a sub-rotina de correção da temperatura do fluido refrigerado.

São dados de entrada ao programa as variáveis seguintes:

Parâmetros do casco: Ds_{ext}, δ_s, Db_{int}, Db_{ext}

Parâmetros dos tubos: N_t, L_t, δ_t, $D_{t,ext}$

Arranjo: Np_t, Pt, θ, Nd, BC, $Dotl$

Operacionais: $\dot{m}_{ref}$, $P_{ref,in}$, $h_{ref,in}$, $\dot{m}_{fw}$, $P_{fw,in}$, $T_{fw,in}$, k_{tub}

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

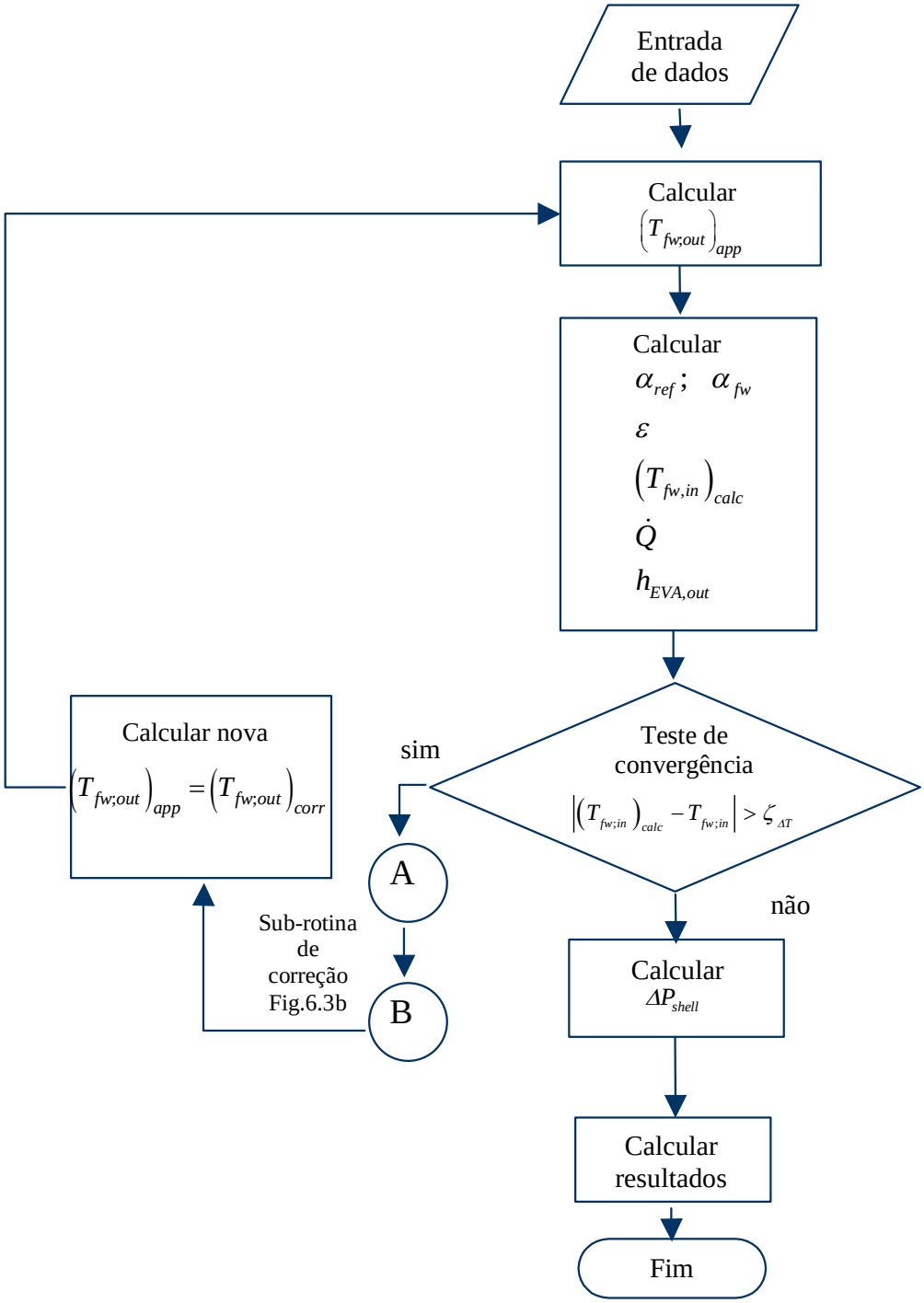

Figura 34a. Diagrama de blocos contendo o algoritmo básico de solução do programa principal

As variáveis de saída do programa são as seguintes:

$\dot{Q}, \varepsilon, \Delta P_{ref}, \Delta P_{shell}, \mathrm{Re}_{fw}, Pe_{fw}, T_{fw,out}, \alpha_{fw}, T_{ref,out}, h_{ref,out}$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

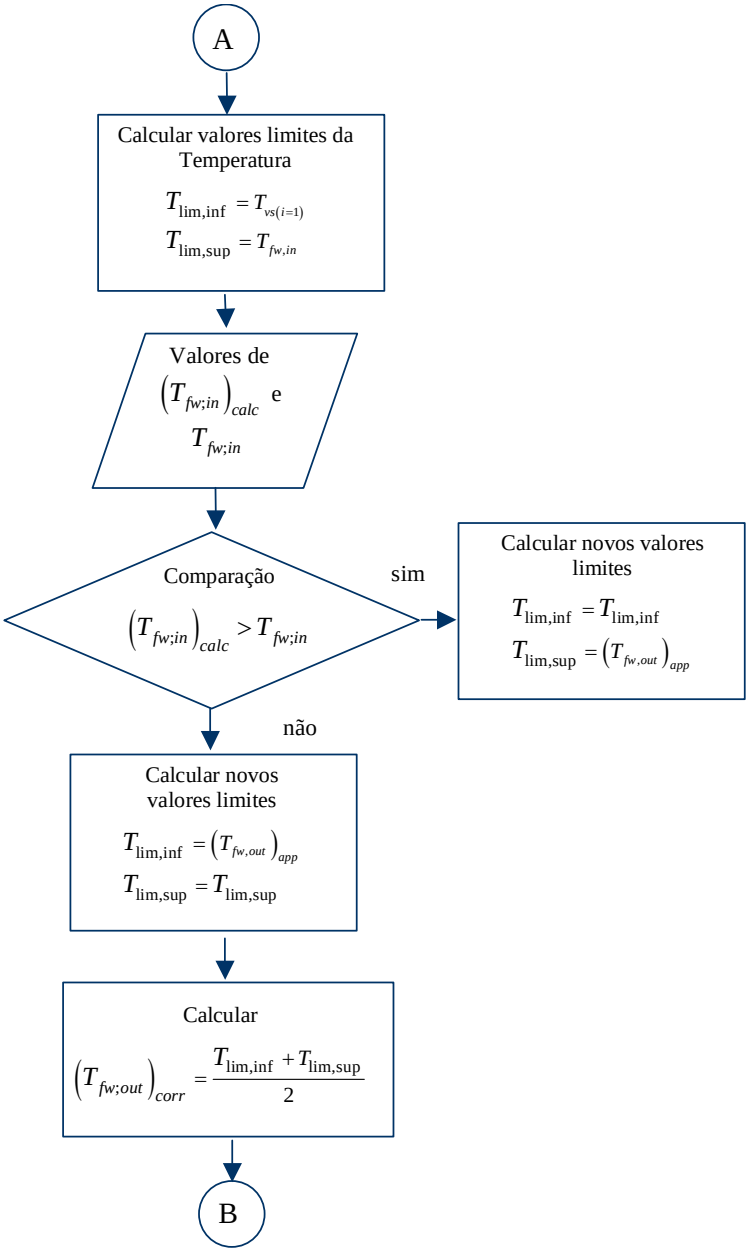

Figura 34b. Diagrama de blocos contendo o algoritmo da sub-rotina de correção da temperatura de saída do fluido refrigerado

6.3.2
Simulação

O modelo matemático acima descrito foi implementado em programa escrito na linguagem FORTRAN. Sob as mesmas condições de temperatura do

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

fluido refrigerado, comparam-se o desempenho do trocador usando água e nanofluido de óxido de alumínio- água.

O evaporador foi dividido em 400 elementos, valor fornecido pelo teste de malha, para garantir a estabilidade dos parâmetros calculados pelo programa. Na Figura 35 ilustra-se o teste para a taxa de transferência de calor.

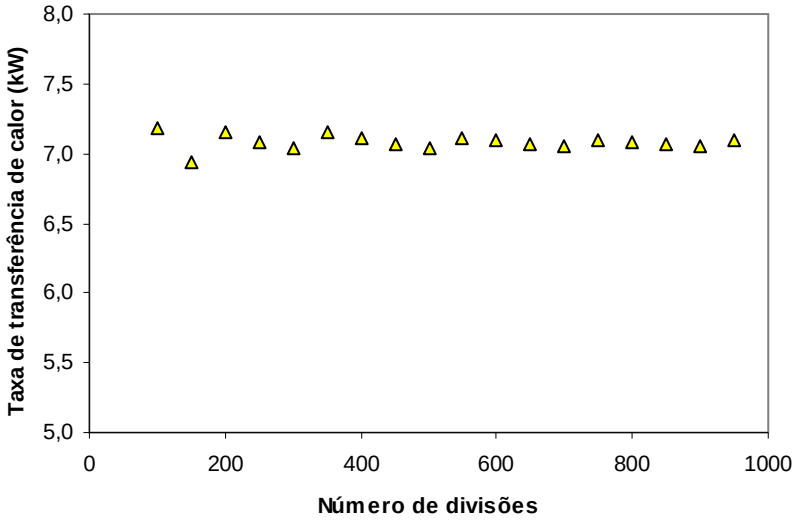

Figura 35. Teste de malha para a taxa de transferência de calor

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.3.3
Dados de entrada

O programa foi alimentado com os seguintes valores numéricos. Os dados geométricos correspondem a um evaporador existente na UFPR, conforme descrito na seção 6.3.4.1.

Geometria	
Diâmetro exterior do casco	0,1397 m
Espessura do casco	0,0045 m
Diâmetro bocal de entrada	0,004826 m
Diâmetro bocal de saída	0,004826 m
Número de tubos	76
Comprimento dos tubos	0,65 m

Diâmetro exterior do tubo	9,525 mm (3/8")
Espessura do tubo	1,245 mm
Número de passes	1
Passo do tubo	0,012668 m
Arranjo dos tubos no feixe	30°
Número de defletores	3
Corte do defletor	33 (%)
Diâmetro do círculo formado pelos diâmetros exteriores dos tubos	0,122925m
Refrigerante	
Vazão mássica de refrigerante	0,03 kg/s
Pressão à entrada	2500 kPa
Temperatura à entrada	267 K
Fluido refrigerado	
Temperatura à entrada	294 K
Vazão	0,6 – 0,9 kg/s
Concentração de nanopartículas	0 – 0,09
Diâmetro de nanopartícula	20 nm

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.3.4
Resultados

6.3.4.1
Comparação com dados experimentais

Os dados experimentais foram levantados em um protótipo de sistema de refrigeração por absorção, construído no Laboratório de máquinas hidráulicas da UFPR. A instalação, mostrada nas Figuras 36 e 37, constitui um ciclo de absorção de simples estágio com uma mistura água-amônia como fluido de trabalho, a partir da queima de combustível gasoso. O sistema é composto por gerador, retificador, absorvedor, bomba da solução, evaporador, condensador, trocador refrigerante entre as linhas à saída do evaporador e do condensador e válvulas de

expansão. Produz simultaneamente água gelada no evaporador e água quente mediante recuperação de calor no condensador, absorvedor e retificador.

Figura 36. Protótipo do refrigerador de absorção da UFPR

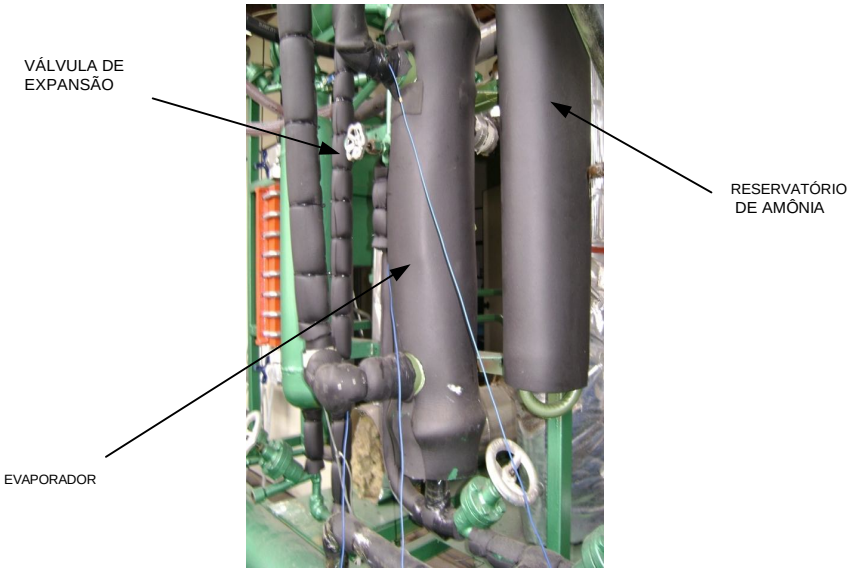

Figura 37. Vista parcial do evaporador na instalação da UFPR

Para o evaporador em particular, a vazão de água foi medida com um hidrômetro unijato magnético pré-equipado para leitura remota, e a pressão com manômetro do tipo bourdon instalado à saída do evaporador. As temperaturas de entrada e saída pelo lado da água e do refrigerante foram medidas com termistores acoplados a um sistema de aquisição de dados. A precisão de cada grandeza medida aparece na Tabela 8.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

Tabela 8. Incertezas dos instrumentos de medição

$\delta T\left(°C\right)$	$\delta t\left(s\right)$	$\delta \forall \left(m^3\right)$	$P\left(kgf\ /\ cm^2\right)\ \left[kPa\right]$
0,1	1	0,01	0,25 [24,52 kPa]

O modelo do evaporador foi validado experimentalmente para água, Figura 38, e posteriormente foi usado para levantar as curvas do comportamento do evaporador trabalhando com nanofluidos.

A análise de incertezas dos resultados calculados pode ser realizada numericamente com a equação básica de análise de incerteza de Moffat (1988), escrita a seguir de forma genérica:

$$\delta Y = \left\{ \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2 \right\}^{1/2} \tag{6.31}$$

onde δY é a incerteza global no resultado Y e δx_i é a incerteza em cada variável de entrada ao modelo.

No caso em estudo, foi calculada a incerteza para a taxa de transferência de calor no evaporador. Aplicando-se a equação (6.31):

$$\delta \dot{Q} = \left\{ \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} \delta T \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} \delta \dot{m} \right)^2 \right\}^{1/2} \tag{6.32}$$

onde:

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} = \dot{m} c_p \tag{6.33}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} = c_p \Delta T \tag{6.34}$$

Substituindo em (6.32):

$$\delta Q = \left\{ \left(\dot{m} c_p\, \delta T \right)^2 + \left(c_p \Delta T \delta \dot{m} \right)^2 \right\}^{1/2} \tag{6.35}$$

onde $\delta \dot{m}$ é a incerteza da vazão mássica e se calcula aplicando novamente a equação:

$$\delta \dot{m} = \left\{ \left(\frac{\rho}{t} \delta d\forall \right)^2 + \left(-\frac{\rho}{t^2} \delta t \right)^2 \right\}^{1/2} \tag{6.36}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

Definindo a vazão mássica, em kg/s, como sendo:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}\rho}{t} \tag{6.37}$$

A incerteza de cada parâmetro medido foi considerada sendo igual à precisão de cada instrumento, como listado na Tabela 8. A massa específica da água foi calculada a partir da sub-rotina apropriada do REFPROP. Na Figura 38 é comparada a taxa de transferência de calor para os pontos calculados pelo modelo com a dos pontos experimentais medidos.

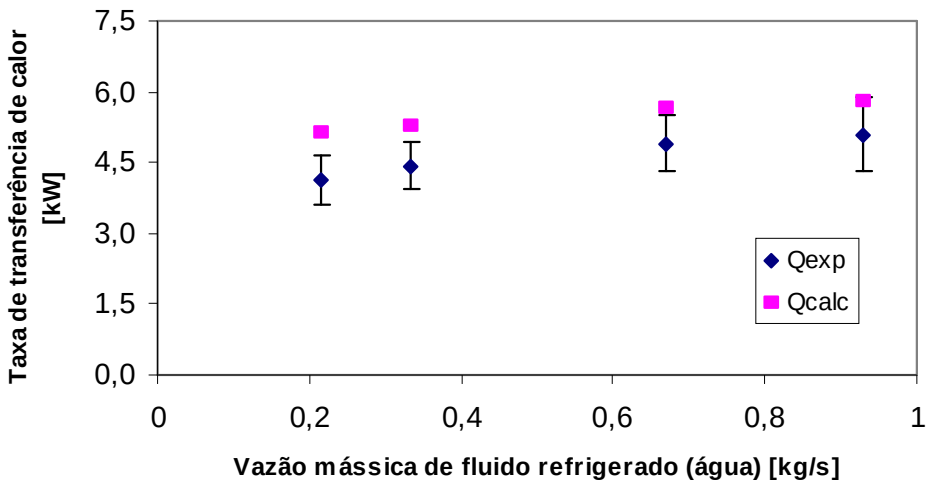

Figura 38. Taxa de transferência de calor no evaporador. Comparação entre resultados do programa e medições experimentais para água

Pode-se afirmar que a concordância entre os valores calculados e os dados experimentais foi boa , com uma discrepância máxima de 20%.

A Figura 39 mostra os perfis de temperaturas do refrigerante e do fluido refrigerado, sendo este último água.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

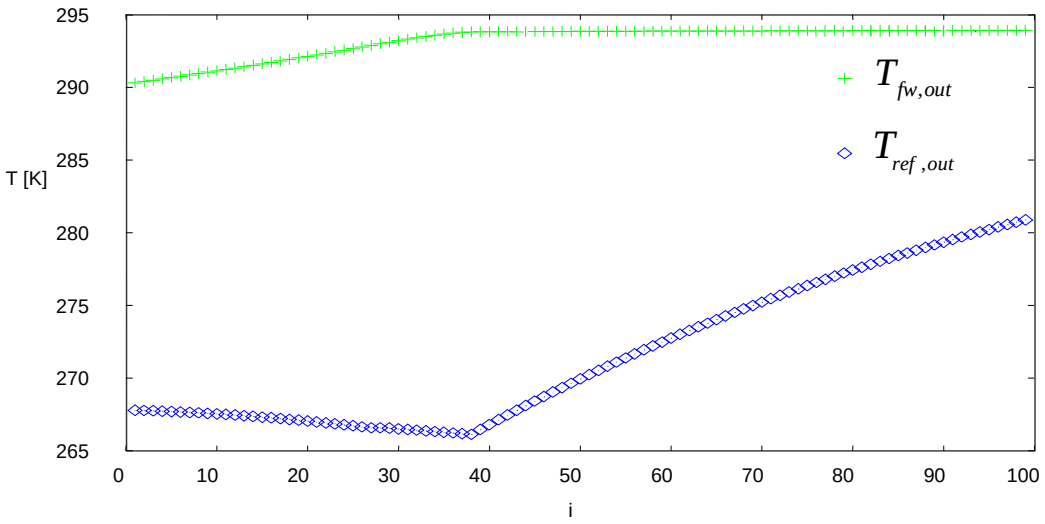

Figura 39. Perfil de temperaturas para o evaporador operando com água. Cem divisões

Pode-se observar que a partir do elemento 38, o refrigerante entra na região de superaquecimento, a qual ocupa área significativa do evaporador com baixa troca de calor, já que a temperatura da água pouco se altera. Observa-se, também a queda de temperatura de evaporação na região bifásica, em virtude da queda de pressão.

6.3.4.2
Estudo do evaporador operando com nanofluido de óxido de alumínio-água

O modelo matemático proposto foi aplicado para analisar o comportamento do mesmo evaporador operando com nanofluido de óxido de alumínio- água, sob diferentes concentrações volumétricas de partículas. Para tal, foram definidos três critérios de comparação entre os pontos. Estes foram:

i) vazão volumétrica constante: a bomba usada para água permanece com as mesmas características de capacidade volumétrica para o nanofluido em todas suas variantes de concentração,

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

ii) número de Reynolds constante: as características do escoamento com água permanecem constantes para o nanofluido em todas as concentrações estudadas e

iii) capacidade térmica constante: o produto $\dot{m}c_p$ para o fluido refrigerado permanece constante para todos os pontos analisados.

As comparações do evaporador operando com água e com nanofluido foram realizadas a partir de fatores de incremento (adimensionais) definidos como:

Incremento da condutividade:

$$R_k = \frac{k_{nf}}{k_{bf}} \tag{6.38}$$

Incremento da viscosidade:

$$R_\mu = \frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} \tag{6.39}$$

Incremento do coeficiente de transferência de calor :

$$R_\alpha = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_{bf}} \tag{6.40}$$

Incremento da taxa de transferência de calor :

$$R_{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_{nf}}{\dot{Q}_{bf}} \tag{6.41}$$

Incremento da queda de pressão pelo lado do fluido resfriado:

$$R_{\Delta P} = \frac{\Delta P_{nf}}{\Delta P_{bf}} \tag{6.42}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

6.4
Análise de resultados

A seguir, apresenta-se um conjunto de curvas obtidas, a partir da simulação, variando-se a concentração volumétrica de nanopartículas no fluido refrigerado e mantido constante o diâmetro das partículas.

Os gráficos 40 e 41 mostram, respectivamente, as tendências esperadas de aumento de condutividade térmica e viscosidade do nanofluido quando

comparado à água. Pode-se observar que enquanto a condutividade cresce de um 20 a um 30%, a viscosidade aumenta em até 5 vezes.

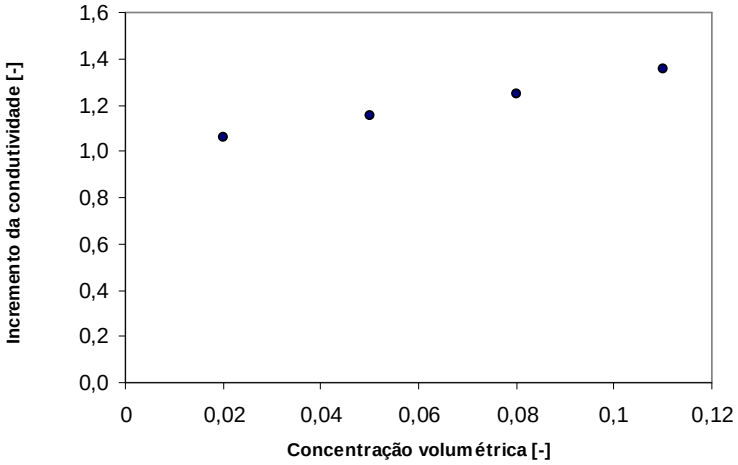

Figura 40. Incremento da condutividade com respeito ao fluido base, para Re constante e igual a 2100. $d_p = 20nm$

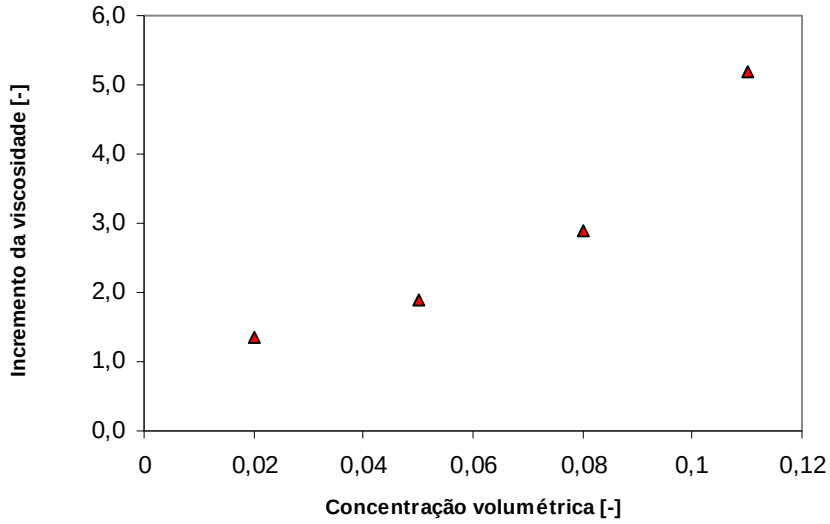

Figura 41. Incremento da viscosidade dinâmica com respeito ao fluido para Re constante e igual a 2100. $d_p = 20nm$

Nas Figuras 42a, 42b e 42c pode-se verificar a influência do critério de comparação. Enquanto que, para os critérios de capacidade calorífica constante e capacidade volumétrica constante, o coeficiente de transferência de calor apresenta uma ligeira diminuição com o aumento da concentração de partículas, para o critério de Re constante este coeficiente aumenta. Isto se deve ao fato de

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

que, para os dois primeiros critérios, o número de Reynolds diminui com o aumento da concentração de nanopartículas, o que produz uma piora das condições de troca de calor e, portanto, do coeficiente de troca.

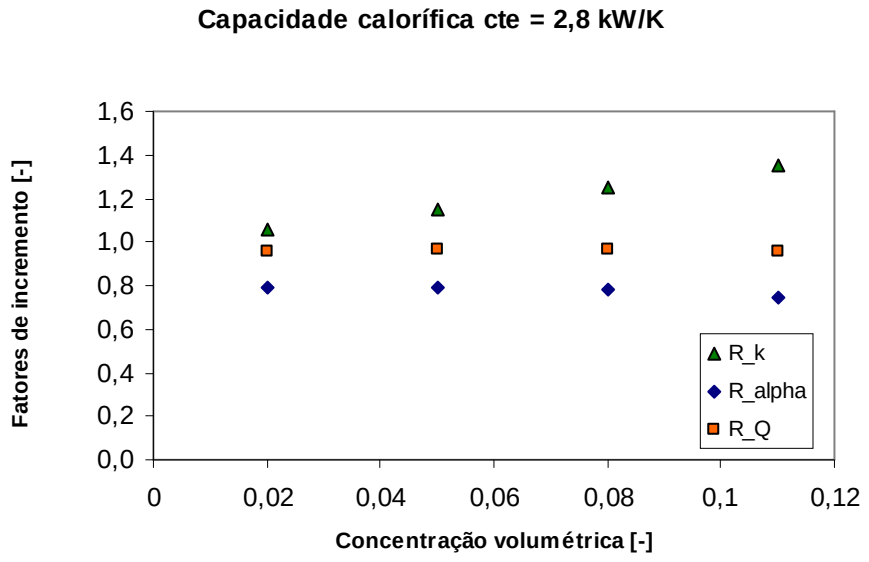

Figura 42a. Fatores de incremento da condutividade, do coeficiente de transferência de calor e da taxa de transferência de calor para capacidade calorífica constante e igual a 2,8 kW/K

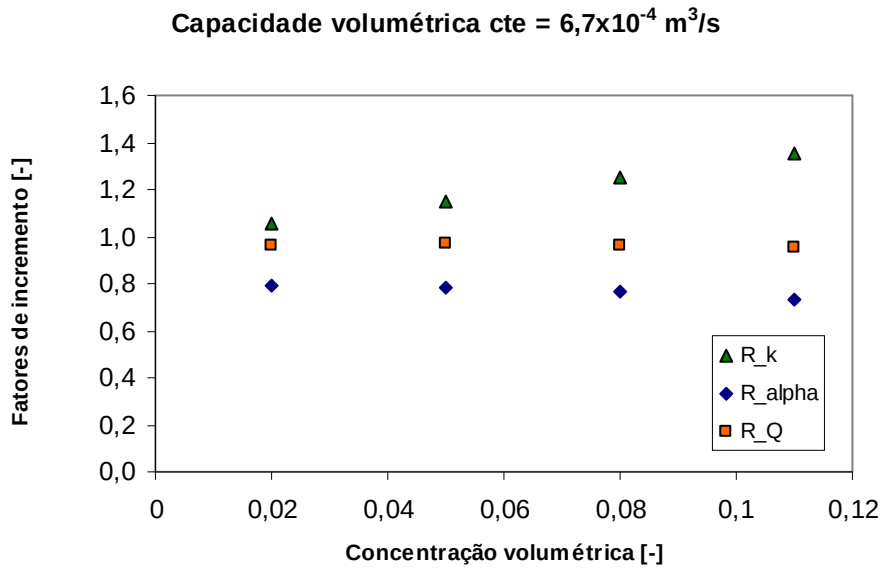

Figura 42b. Fatores de incremento da condutividade, do coeficiente de transferência de calor e da taxa de transferência de calor para capacidade volumétrica constante

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

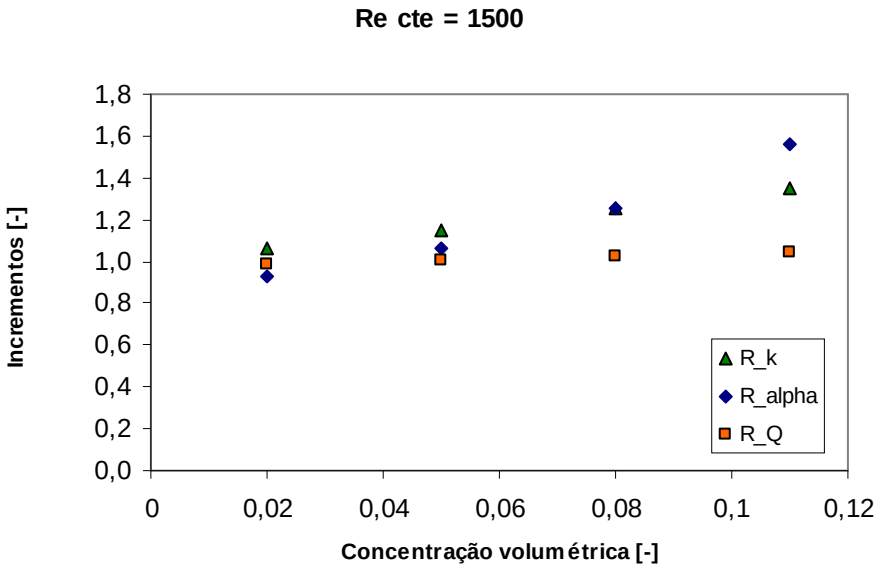

Figura 42c. Fatores de incremento da condutividade, o coeficiente de transferência de calor e a taxa de transferência de calor para Re constante. $d_p = 20nm$

Na Figura 42c, para Re constante, pode-se observar, ademais, como as tendências de crescimento para a condutividade, o coeficiente de troca e a taxa de transferência de calor são diferentes. Enquanto o calor de evaporação permanece praticamente constante, a condutividade aumenta até quase um 40% e o coeficiente de troca de calor aumenta até 60%. Este maior aumento no caso do coeficiente de troca foi relatado por Yu et al (2008) em seu trabalho de revisão de estudos experimentais. De acordo com eles, este fato observado indica que a presença de nanopartículas no fluido influencia a troca de calor além do que seria esperado pelo aumento da condutividade térmica devido às interações entre fluido e partículas.

A Figura 43 mostra que a escolha do critério, (isto é, em qual condição – Re, $\dot{m}c_p$ ou capacidade volumétrica constante –operará o sistema quando água for trocada por nanofluido no processo de utilização deste último) tem influência no incremento da queda de pressão.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA

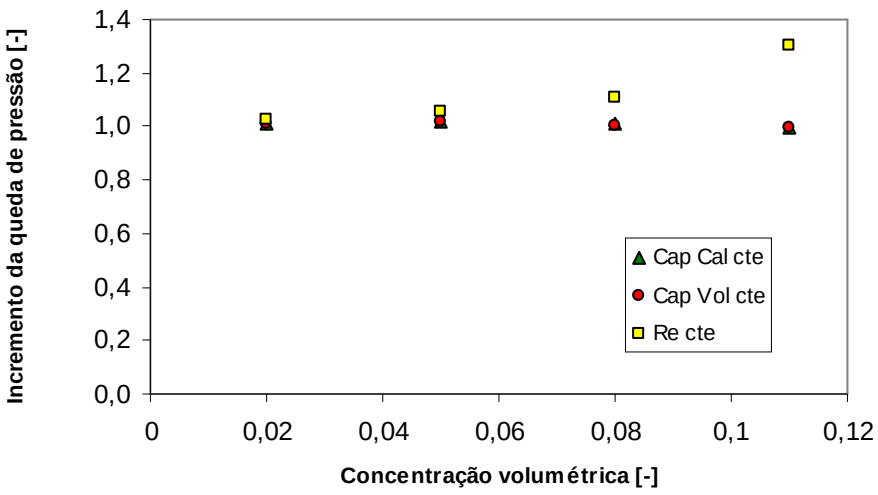

Figura 43. Fatores de incremento da queda de pressão pelo lado do fluido refrigerado para diferentes critérios. $d_p = 20nm$

Enquanto para os critérios de capacidade calorífica constante e capacidade volumétrica constante, o incremento da queda de pressão tem uma ligeira diminuição com a concentração, para o critério de Re constante, a queda de pressão tem um incremento com respeito à da água de até 30%.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0711161/CA