

Flávio Barroso Neves

*Método algébrico para dimensionamento
e simulação de tubos capilares
adiabáticos*

São Paulo

21/11/2006

Flávio Barroso Neves

*Método algébrico para dimensionamento
e simulação de tubos capilares
adiabáticos*

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Antônio Luís de Campos Mariani

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

São Paulo

21/11/2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Neves, Flávio Barroso

**Método algébrico para dimensionamento e simulação de tubos capilares adiabáticos / F.B. Neves. -- São Paulo, 2007.
48 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Refrigeração 2.Tubos capilares adiabáticos I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Neste momento, peço licença para abandonar o tom formal que este trabalho demanda para agradecer as pessoas que foram importantes na minha vida acadêmica e pessoal.

Ao Prof. Dr. Antônio Luís de Campos Mariani, não apenas por orientar este trabalho, mas pelo estímulo, paciência e dedicação que me fizeram amar minha profissão e, acima de tudo, pela profunda e sincera amizade.

Aos professores Paiva (IPT) e Fiorelli (POLI/USP), pela pesquisa que inspirou este trabalho.

Aos amigos Ricardo, Guilherme, Flávio Nakanishi, Flávio Utumi, Edson, Rui e Nicolau pelos momentos que vivemos juntos, discussões técnicas e noites de estudos que valiam mais que aulas inteiras.

A Escola Politécnica da USP, que me ofereceu a oportunidade e a estrutura para que eu pudesse aprender minha profissão.

Finalmente, à minha noiva *Aline*, pelo seu apoio, amor e compreensão, minha profunda e eterna gratidão. Aos meus pais, *Dionísio* e *Inês*, por todo o amor, confiança e pelas oportunidades que me propiciaram. A eles, portanto, dedico este trabalho

Resumo

Tubos capilares são dispositivos de expansão muito simples, confiáveis e econômicos. Geralmente são utilizados em ciclos frigoríficos de pequeno porte, como geladeiras, “freezers”, ar condicionados de janela e sistemas de refrigeração industrial de baixa capacidade.

O correto dimensionamento do tubo capilar é fundamental para o funcionamento do ciclo. Os métodos empíricos de dimensionamento não possuem generalidade e podem levar a erros consideráveis. Já os métodos numéricos de parâmetros distribuídos requerem solução iterativa, computacionalmente intensiva e complexa do ponto de vista da implementação.

Este trabalho demonstra um método algébrico, de caráter teórico e genérico, que permite o dimensionamento e a simulação de tubos capilares adiabáticos. Os erros envolvidos no cálculo são da mesma ordem de grandeza dos obtidos por métodos de parâmetros distribuídos e possuem aderência satisfatória com dados experimentais. Além disso, é considerada a possibilidade de escoamento crítico no tubo capilar, fato que torna o modelo genérico e com vantagens em relação às correlações empíricas disponíveis na literatura.

O escoamento bifásico e crítico que ocorre em um tubo capilar possui peculiaridades que nem sempre são intuitivas. Uma análise de variação de parâmetros que influenciam o comportamento do tubo foi feita a partir das equações resultantes.

Um modelo matemático foi desenvolvido. Os resultados, quando comparados a dados experimentais, demonstram que, na maioria dos casos, o modelo matemático é capaz de prever o desempenho de tubos capilares adiabáticos com desvios da ordem de 10%.

Abstract

Capillary tubes are very simple, reliable and inexpensive expansion devices. Usually they are applied in small refrigeration cycles, like refrigerators, freezers, window air conditioners and low capacity industrial refrigeration systems.

The correct sizing of the capillary tube is basic to the functioning of the cycle. The empiric sizing methods do not have generality and can lead to considerable errors. The distributed parameters methods demand iterative, computer intensive and complex implementation solution.

This work demonstrates an algebraic method, of theoretical character and generic, that allows the sizing and simulation of adiabatic capillary tubes. The involved errors in the calculation are of the same magnitude of the obtained by distributed parameters methods and with satisfactory adherence with experimental data. Critical flow through capillary tube is also considered, fact that brings generality to the model with advantages in comparison with empirical correlations found in the literature.

The biphasic choked flow that exists inside a capillary tube has peculiarities that are not always obvious. A parameter variation analysis was performed considering the important physical quantities to the tube behavior from the resulting equations.

A mathematical model was developed. The results, when compared to experimental data, show that, in most of cases, the mathematical model is capable of predict the adiabatic capillary tube performance with 10% magnitude deviation.

Lista de Figuras

1	Componentes básicos de um ciclo de refrigeração	p. 10
2	Válvula de expansão termostática (1)	p. 11
3	Tubo capilar	p. 12
4	Volume de controle elementar	p. 17
5	Processo isoentálpico em um tubo capilar	p. 19
6	Ilustração da equação (3.13) (2)	p. 21
7	Líquido comprimido na entrada do tubo capilar	p. 22
8	Mistura líquido-vapor saturado na entrada do tubo capilar	p. 22
9	Distribuição do fator de atrito ao longo da região de escoamento bifásico (2)	p. 25
10	Fluxograma de dimensionamento de tubos capilares	p. 29
11	Fluxograma de simulação de tubos capilares	p. 30
12	Erro na vazão em massa calculada pelo método de dimensiona- mento (2)	p. 39

Lista de Tabelas

- 1 Comparação entre os resultados experimentais de Paiva (1997) e os
do modelo matemático – R-134a p. 37
- 2 Comparação entre os resultados experimentais de Kuhel e Golds-
chmidt e os do modelo matemático – R-22 p. 38
- 3 Comparação entre os resultados experimentais de Fiorelli (2000) e
os do modelo matemático – R-410A p. 39

Lista de símbolos

ρ	massa específica
V	velocidade
$\dot{m}$	vazão em massa
A	área de passagem do tubo capilar
G	velocidade de massa
L	comprimento do tubo capilar
h	entalpia
v	volume específico
τ	tensão de cisalhamento viscosa
p	pressão
P_e	perímetro do tubo capilar
D	diâmetro do tubo capilar
f	fator de atrito de Darcy
x	título
c_p	calor específico a pressão constante
T	temperatura
R	constante de gás perfeito do fluido
β	inclinação da reta de correlação, equação 3.13
C_1, C_2	constantes empíricas da equação de Bittle e Pate 3.24
Re	número de Reynolds
μ	viscosidade

Subscritos:

v	vapor
l, liq	líquido
lv	mudança de fase – líquido-vapor
1	início da região bifásica no tubo capilar
2	saída do tubo capilar
3	cruzamento das linhas isoentálpica com a de saturação
r	estado de referência, equivalente ao estado 1
bf	bifásico
e	entrada do tubo capilar
s	saída do tubo capilar
$crit$	crítico
p	calculado através da solução aproximada

Sobrescritos:

* propriedade adimensional

Sumário

1	Introdução	p. 10
1.1	Válvulas de expansão automáticas	p. 11
1.2	Tubos capilares	p. 12
1.3	Orifícios de expansão	p. 13
2	Objetivos	p. 14
3	Modelo matemático	p. 16
3.1	Hipóteses básicas	p. 16
3.2	Equações fundamentais	p. 17
3.3	Cálculo das propriedades na região de mudança de fases	p. 19
3.4	Solução aproximada para o comprimento L	p. 22
3.5	Solução aproximada para a vazão em massa $\dot{m}$	p. 25
3.5.1	Solução simplificada	p. 26
3.5.2	Solução corrigida	p. 27
4	Análise da variação de parâmetros	p. 31
4.1	Comprimento e vazão em massa	p. 32
4.2	Diâmetro interno e vazão em massa	p. 32
4.3	Diâmetro interno e comprimento	p. 33
4.4	Pressão de condensação e vazão em massa	p. 33
4.5	Subresfriamento na entrada e vazão em massa	p. 35

5	Comparação do método com dados experimentais	p. 36
6	Conclusões	p. 40
	Referências	p. 42
	Apêndice A – Código-fonte para dimensionamento de tubos capilares desenvolvido no aplicativo EES	p. 44

1 Introdução

Este trabalho apresenta um método de dimensionamento de simulação de tubos capilares aplicados como dispositivos de expansão adiabáticos em ciclos frigoríficos.

Os *dispositivos de expansão* são componentes fundamentais para os ciclos de refrigeração. O equilíbrio entre o dispositivo de expansão, o compressor frigorífico e os trocadores de calor determina a vazão de fluido refrigerante, o diferencial de pressões de condensação e evaporação e o desempenho do ciclo. Os componentes básicos de um ciclo frigorífico estão representados na figura 1.

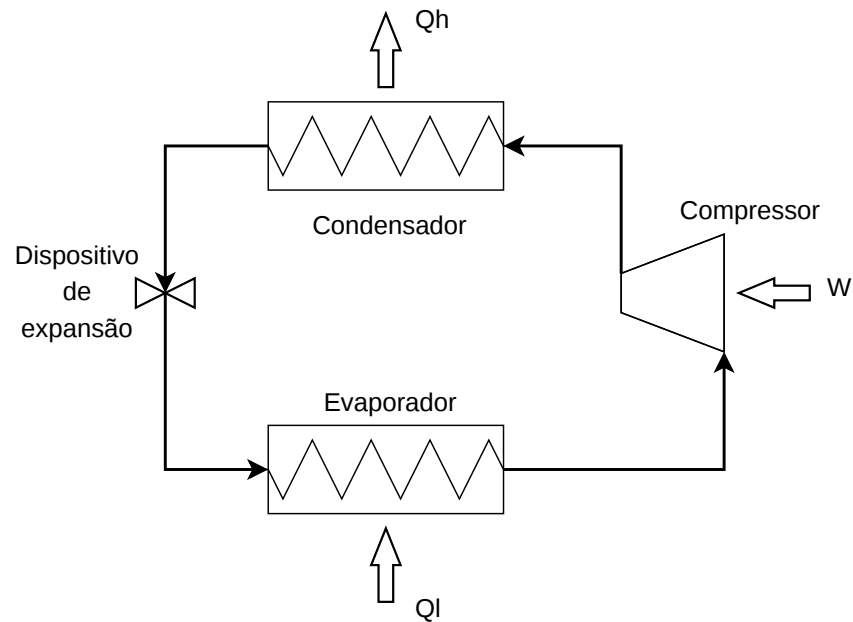


Figura 1: Componentes básicos de um ciclo de refrigeração

A compressão do fluido refrigerante da pressão de evaporação para a de condensação ocorre no *compressor frigorífico*. Esta compressão geralmente é “seca”, isto é, o compressor trabalha com vapor saturado ou superaquecido. O *condensador* é o responsável pela rejeição de calor do ciclo para o meio ou outro reservatório térmico. O vapor proveniente da descarga do compressor muda de fase para líquido saturado

ou comprimido. Este líquido, ao passar pelo elemento de expansão, tem sua pressão reduzida e é admitido no *evaporador* como fluido saturado com baixo título. No evaporador, calor é retirado do processo a ser refrigerado para o fluido, que muda de fase e torna-se vapor saturado ou superaquecido.

O tipo de dispositivo de expansão utilizado depende da capacidade do sistema de refrigeração. Os mais utilizados são as válvulas de expansão, tubos capilares e orifícios.

1.1 Válvulas de expansão automáticas

Em ciclos com capacidade maior que 10 kW é muito freqüente a utilização das válvulas de expansão automáticas (3). Estas válvulas controlam o fluxo de fluido refrigerante de modo a manter algum parâmetro do ciclo constante. Geralmente são válvulas mecânicas, porém tem crescido a utilização de válvulas atuadas eletricamente e sensores eletrônicos.

Existem válvulas para controle de pressão ou temperatura de evaporação, mas a mais utilizada é a *válvula de expansão termostática*. A válvula termostática mantém constante o *superaquecimento* do fluido refrigerante na linha de sucção do compressor. O nome não é o mais apropriado, pois a palavra “termostático” passa a idéia que a válvula mantém a temperatura de evaporação constante, o que é incorreto.

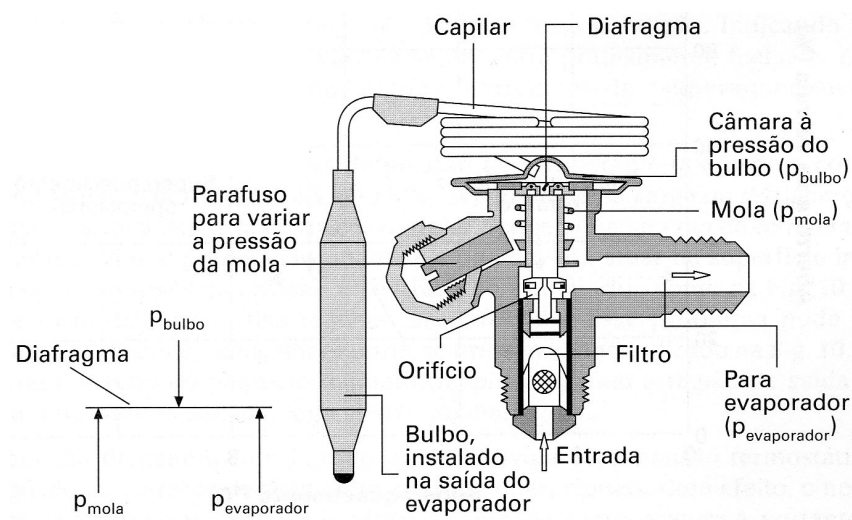


Figura 2: Válvula de expansão termostática (1)

A figura 2 mostra o diagrama esquemático de uma válvula de expansão termostática (1). O bulbo possui uma carga de um fluido idêntico ou com características

semelhantes ao utilizado no ciclo frigorífico e é instalado na linha de sucção. A temperatura do bulbo faz a pressão do fluido variar. Esta pressão é transmitida por um capilar até a parte superior do diafragma no corpo da válvula. Na parte inferior, a pressão de evaporação e a força aplicada por uma mola de ajuste fazem o diafragma se mover e, solidário a ele, uma haste. A haste regula a área de passagem pelo orifício da válvula. Desta forma, a válvula termostática controla a vazão de fluido refrigerante na medida em que ele evapora. Ajustando o parafuso, modifica-se a força da mola e assim é possível regular o superaquecimento desejado.

1.2 Tubos capilares

Os tubos capilares são muito aplicados em ciclos de refrigeração de pequeno porte, como geladeiras residenciais, “freezers”, ar condicionados de janela e sistemas de refrigeração industrial de capacidade inferior a 10 kW. É um dispositivo simples, confiável e econômico, composto por um tubo longo e de pequeno diâmetro interno, entre 0.2 e 2 mm, geralmente fabricado em cobre ou aço inoxidável (figura 3).



Figura 3: Tubo capilar

Um tubo capilar deve ser compatível com os outros componentes do sistema. Em geral, assim que o compressor e os trocadores de calor são selecionados para uma dada condição de projeto, a carga de gás e o tubo capilar podem ser determinados.

A maioria das aplicações que utilizam tubos capilares os aplicam apenas como dispositivo de expansão. Neste caso, diz-se que o tubo capilar opera em condições

adiabáticas, isto é, idealmente sem troca de calor. No entanto, há alguns casos em que o capilar é soldado à linha de sucção, principalmente em geladeiras. Desta forma, o tubo capilar também opera como um *trocador de calor de linha de sucção*. Isto é feito para evitar condensação na sucção do compressor. Além disso, é possível demonstrar (3) (4) que o trocador de calor da linha de sucção pode melhorar o COP¹. O tubo capilar, quando utilizado desta forma, é classificado como *não adiabático*.

1.3 Orifícios de expansão

Orifícios de expansão são dispositivos similares aos tubos capilares, porém possuem comprimento muito menor, tipicamente de 10 a 13 mm, e razão comprimento-diâmetro na faixa de $3 < \frac{L}{D} < 30$. As vantagens em relação aos capilares incluem a robustez mecânica e a facilidade de substituição. Por estes motivos, são muito utilizados pela indústria automotiva em sistemas de ar condicionado.

¹*COP*: “Coefficient Of Performance”. Em português, seria o coeficiente de eficácia. A sigla em inglês é muito popular, e por isso a utilizamos.

2 *Objetivos*

Há muita literatura disponível sobre tubos capilares. Certamente existem mais publicações sobre o caso adiabático, mas ambos os casos foram extensivamente estudados. Revisões bibliográficas bastante completas podem ser lidas nas teses de Paiva (3) e Fiorelli (5).

Uma classe de trabalhos sobre o tema é puramente experimental. A partir de diversos ensaios, o pesquisador fornece gráficos, tabelas ou correlações empíricas para o dimensionamento dos tubos. Um dos métodos mais utilizados para esta tarefa é o recomendado pela ASHRAE (4), que fornece gráficos para diversos fluidos refrigerantes e um procedimento de extrapolação dos dados experimentais. Estes métodos podem levar a incertezas elevadas, além da falta de praticidade em se trabalhar com as curvas e a ausência de generalidade, já que os dados só podem ser aplicados até os limites dos ensaios.

Outro tipo de trabalho é o que soluciona o problema numericamente. O tubo capilar é discretizado no comprimento, o que resulta num elevado número de equações de diferenças finitas que devem ser resolvidas simultaneamente. É possível, por este método, obter soluções com elevada similaridade com dados experimentais, mas é necessário um conhecimento profundo nos fenômenos físicos que ocorrem no escoamento e em programação de computadores, além do tempo necessário para programar e testar o *software*.

Para o engenheiro, um método algébrico, genérico e que possua grau de incerteza aceitável para projetar e simular a performance de tubos capilares pode ser mais valioso que uma solução elegante e precisa, porém trabalhosa.

Yilmaz e Ünal (6) desenvolveram um procedimento de cálculo a partir das equações fundamentais para o escoamento bifásico que ocorre no tubo capilar que atende a estes requisitos. No entanto, por não considerarem a possibilidade de haver *escoamento crítico* no tubo, o método poderia levar a erros consideráveis. Zang e Ding

(2) modificaram o método, acrescentando esta informação.

O objetivo deste trabalho é deduzir e apresentar com detalhes este método algébrico de dimensionamento e simulação de tubos capilares adiabáticos, cuja simplicidade, ausência de iterações, generalidade e precisão satisfatória nos resultados tornam, comparado à solução por diferenças finitas, a implementação fácil e rápida. Além disso, por ser genérico e algébrico, possui vantagens em relação aos métodos puramente experimentais.

3 *Modelo matemático*

Os fenômenos físicos que descrevem o comportamento de um tubo capilar são muito complexos. Trata-se de um *escoamento bifásico*, com elevado número de Mach¹, em regime subcrítico ou, freqüentemente, crítico. Além disso, do ponto de vista termodinâmico, o fenômeno possui elevado grau de irreversibilidade.

O objetivo deste capítulo é desenvolver um modelo matemático simplificado, mas sem perda de generalidade, que permita o dimensionamento e a simulação de tubos capilares para a sua utilização como dispositivos de expansão em ciclos de refrigeração. Para tanto, será necessário adotar algumas hipóteses simplificadoras que viabilizem o tratamento matemático do problema.

3.1 Hipóteses básicas

- **Escoamento unidimensional no sentido axial** – isto é, desprezamos as variações de propriedades termodinâmicas e campos de velocidade no sentido radial e circunferencial do tubo capilar devido aos pequenos diâmetros envolvidos (8),
- **Regime permanente** – grandezas físicas associadas ao escoamento invariantes com o tempo,
- **Tubo capilar adiabático** – não há troca de calor com o meio,
- **Variações de energia potencial desprezíveis,**
- **Seção transversal circular constante,**

¹o número de Mach é um parâmetro adimensional que relaciona a velocidade do fluido com a velocidade do som no meio, isto é, $\mathbf{Ma} = \frac{V}{a}$. Escoamentos com $\mathbf{Ma} < 1$ são chamados de *escoamentos subsônicos ou subcríticos*. Quando $\mathbf{Ma} > 1$, o escoamento tem regime *supersônico ou supercrítico*. Escoamentos *sônicos ou críticos* possuem $\mathbf{Ma} = 1$. Estes regimes afetam significativamente as características do escoamento (7).

- **Quase-equilíbrio** – admitimos que o escoamento pode ser descrito como uma sucessão de estados de equilíbrio termodinâmico. Como o fenômeno possui alta irreversibilidade, efeitos como a evaporação do fluido em pressões menores que as do equilíbrio termodinâmico ocorrem nos tubos capilares. No entanto, a quantificação destes efeitos não é óbvia e não será considerada neste trabalho,
- **Fator de atrito** – os efeitos das tensões viscosas podem ser aproximadas por um *fator de atrito de Darcy*.

3.2 Equações fundamentais

Para deduzir as equações básicas, considere o volume de controle elementar representado na figura 4 (9).

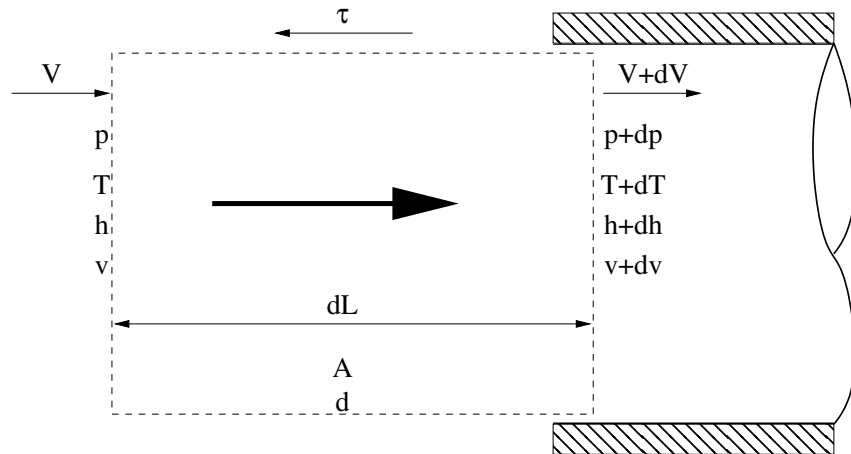


Figura 4: Volume de controle elementar

O tubo possui diâmetro d constante, área A e comprimento dL infinitesimal. Aplicando a *equação da conservação da massa*, temos:

$$\rho V = \frac{\dot{m}}{A} = G = \text{constante}$$

Portanto:

$$\frac{dG}{dL} = 0 \quad (3.1)$$

Isto é, a velocidade de massa G é constante ao longo do comprimento L do capilar.

A *equação da conservação da energia* (1ª lei da termodinâmica), considerando as hipóteses da seção 3.1, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{d \left(h + \frac{1}{2} G^2 v^2 \right)}{dL} = 0 \quad (3.2)$$

A equação da energia possui apenas os termos de entalpia e energia cinética, já que não há outras formas de trabalho além do de pressão ou calor cruzando a fronteira do volume de controle.

A terceira equação é a de *conservação da quantidade de movimento*. Para o volume de controle em questão, podemos escrever:

$$\sum F_x + G^2 A v - G^2 A (v + dv) = 0 \quad (3.3)$$

O termo $\sum F_x$ é a resultante das forças externas aplicadas no volume de controle, $G^2 A v$ é o fluxo de quantidade de movimento na entrada e $G^2 A (v + dv)$ o fluxo na saída. As forças externas aplicadas ao volume de controle são as forças de pressão $pA - (p + dp) A$ e as forças viscosas $\tau P_e dL$, que decorrem da tensão de cisalhamento viscosa τ aplicada no perímetro do volume de controle P_e . Substituindo na equação (3.3), temos que:

$$\underbrace{-dpA - \tau P_e dL}_{-\sum F_x} = G^2 A dv \quad (3.4)$$

Dividindo ambos os membros por A e reconhecendo o diâmetro hidráulico $D = \frac{4A}{P_e}$, a equação (3.4) resulta:

$$-dp - \frac{4\tau}{D} dL = G^2 dv \quad (3.5)$$

Para eliminar τ da equação, utilizamos a definição de fator de atrito de Darcy (9) :

$$\tau = \frac{1}{8} f \rho V^2 = \frac{1}{8} f G^2 v \quad (3.6)$$

Substituindo (3.6) em (3.5) e reorganizando, chegamos à forma final da equação

da conservação da quantidade de movimento:

$$-dp = G^2 dv + \frac{f}{2D} G^2 v dL \quad (3.7)$$

A estratégia de solução do problema envolve a integração da equação (3.7) no comprimento do capilar. Para isso, precisamos de uma expressão simples para o cálculo do volume específico v em função de p na região de mudança de fase do fluido.

3.3 Cálculo das propriedades na região de mudança de fases

Observando a equação (3.2), nota-se que, com exceção do termo de energia cinética, o processo termodinâmico que ocorre em um capilar adiabático pode ser considerado *isoentálpico* (6). A figura 5 representa este processo em um diagrama de Mollier (pressão-entalpia).

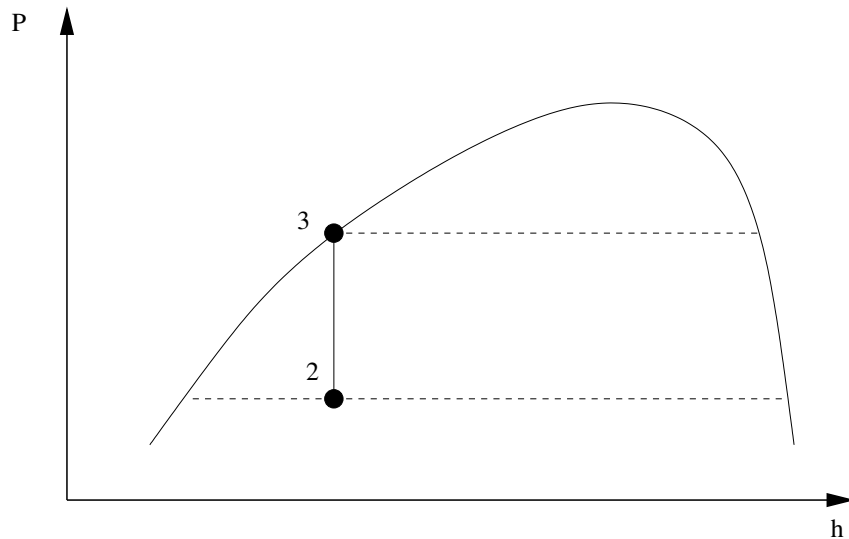


Figura 5: Processo isoentálpico em um tubo capilar

Partimos da definição da propriedade termodinâmica *título*:

$$x = \frac{(v - v_l)}{(v_v - v_l)} = \frac{(h - h_l)}{(h_v - h_l)}$$

Os índices l e v indicam, respectivamente, líquido e vapor saturado.

Isolando-se v na segunda igualdade e admitindo-se $h = h_3$ e $h_v - h_l = h_{lv}$:

$$v = v_l + \frac{h_3 - h_l}{h_{lv}} (v_v - v_l) \quad (3.8)$$

Assumindo que o processo ocorra longe do ponto crítico, podemos considerar que $v_v \gg v_l$ e $v_l \approx v_3$. Com as considerações anteriores e a relação $h_3 - h_l = c_p(T_3 - T)$, segue da equação (3.8) que:

$$v = v_3 + \left(\frac{c_p v_v}{h_{lv}} \right) (T_3 - T) \quad (3.9)$$

Para uma mudança de estado finita podemos utilizar a equação dos gases perfeitos para o vapor saturado $v_v = \frac{RT}{p}$ e a equação de Clausius Clapeyron (10) $\ln \left(\frac{p}{p_3} \right) = \left(\frac{h_{lv}}{R} \right) \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T} \right)$. Desta forma, a equação (3.9) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\left(\frac{v}{v_3} \right) = 1 - \left[\frac{(c_p R^2 T^2)}{(h_{lv}^2 p v_3)} \right] T_3 \ln \left(\frac{p}{p_3} \right) \quad (3.10)$$

Definindo os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\beta = \left[\frac{(c_p R^2 T^2)}{(h_{lv}^2 p v_3)} \right] \quad (3.11)$$

$$p^* = \frac{p}{p_r} \quad v^* = \frac{v}{v_r} \quad (3.12)$$

O índice r representa o *estado de referência*, definido como o ponto 3 da figura 5.

Desta forma, chegamos à relação simples $v^* = 1 - \frac{(\beta \ln p^*)}{p^*}$. Para pequenas mudanças de pressão, pode-se linearizar esta equação, o que resulta em:

$$v^* = 1 + \beta \left(\frac{1}{p^*} - 1 \right) \quad (3.13)$$

Observando a definição do parâmetro β na equação (3.11), nota-se que este é função das propriedades no ponto 3 e das propriedades R , T , h_{lv} e c_p do fluido. A figura 6 ilustra a variação de β para diversos fluidos refrigerantes e condições (2).

Como pode ser visto na figura, a linearidade da equação (3.13) é alta. Yilmaz e

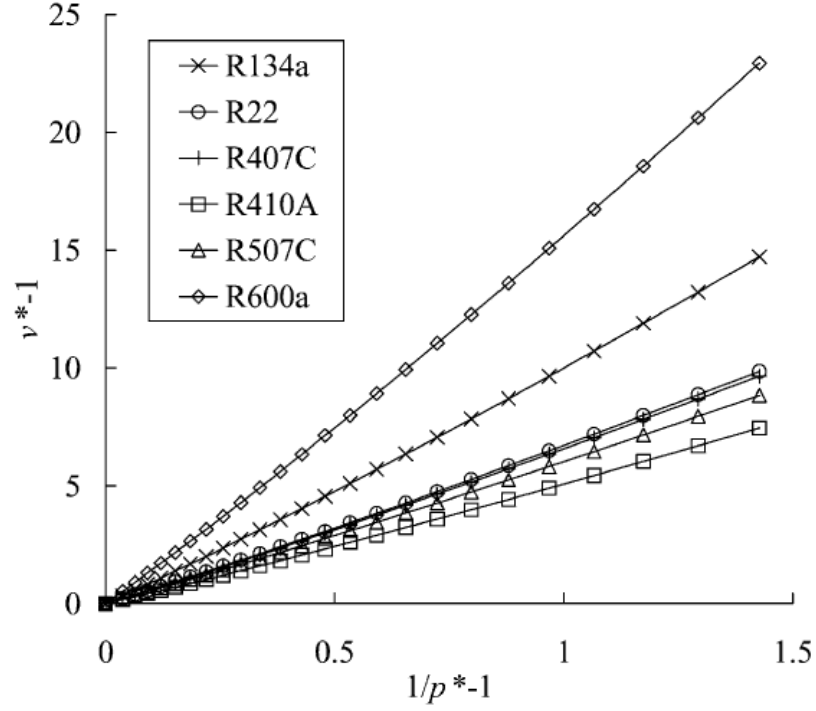


Figura 6: Ilustração da equação (3.13) (2)

Ünal (6) e Zhang e Ding (2) avaliaram este fato para diversos fluidos refrigerantes e misturas. A inclinação β foi calculada em (2) com o auxílio do *software* REFPROP (11) para diversos fluidos. A correlação obtida foi:

$$\beta = \frac{1.63 \times 10^5}{p_3^{0.72}} \quad (3.14)$$

Um tubo capilar pode trabalhar em duas situações: entrada de líquido comprimido, figura (7), ou entrada de mistura líquido-vapor saturado, figura (8). As equações (3.13) e (3.14) foram definidas para calcular o volume específico da mistura bifásica dado o estado 3 das figuras (cruzamento das linhas isoentálpica com a de saturação). Como nos interessa fazer a integração da equação da conservação de quantidade de movimento (3.7) da entrada até a saída do tubo capilar (respectivamente estados 1 e 2 das figuras 7 e 8), é necessária alguma álgebra para modificar a referência na equação (3.14) do estado 3 para o estado 1. Pode-se mostrar que:

$$\beta = \frac{\left(\frac{1.63 \times 10^5}{p_3^{0.72}} \right) p_3^*}{1 + \left(\frac{1.63 \times 10^5}{p_3^{0.72}} \right) (p_3^* - 1)} \quad (3.15)$$

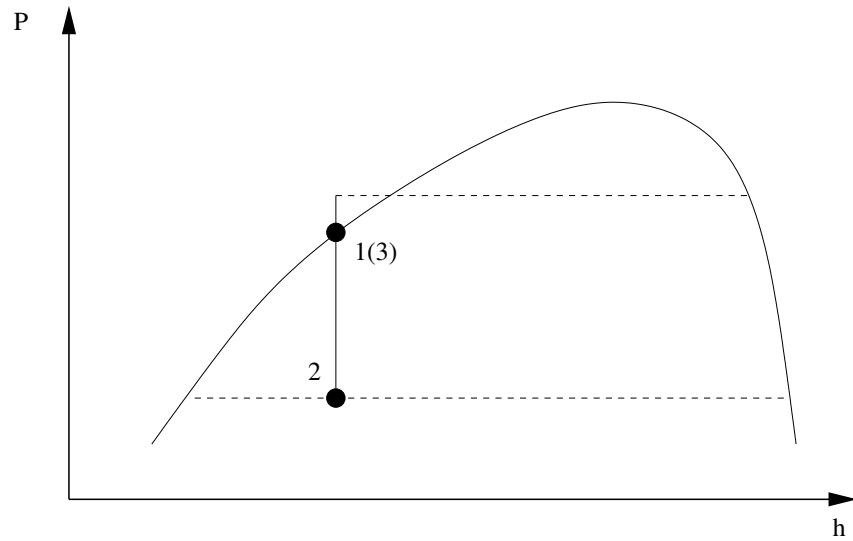


Figura 7: Líquido comprimido na entrada do tubo capilar

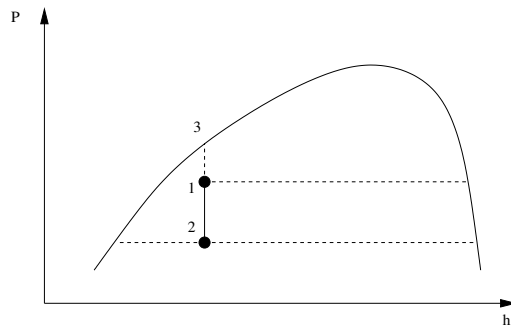


Figura 8: Mistura líquido-vapor saturado na entrada do tubo capilar

Desta forma, o *estado de referência* r para o cálculo dos adimensionais p^* e v^* passa a ser o ponto 1 dos diagramas, isto é, o início da região bifásica no processo de expansão isoentálpico. Quando a entrada é de líquido saturado ou comprimido, o estado 1 e 3 coincidem.

3.4 Solução aproximada para o comprimento L

Com o desenvolvimento da relação entre volume específico e pressão para a região de escoamento bifásico, equação (3.13), podemos fazer a substituição na equação diferencial da conservação da quantidade de movimento (3.7) para o escoamento

bifásico e efetuar a integração. O resultado é:

$$L_{bf} = \frac{2D}{f_{bf}} \ln \left[\frac{p_s^*}{\beta + (1 - \beta)p_s^*} \right] - \frac{2D}{f_{bf}G^{*2}(1 - \beta)} \times \left\{ p_s^* - 1 - \frac{\beta}{1 - \beta} \ln [\beta + (1 - \beta)p_s^*] \right\} \quad (3.16)$$

A velocidade de massa adimensional é definida como:

$$G^* = G \sqrt{\frac{v_r}{p_r}} \quad (3.17)$$

Da mesma forma, o comprimento do tubo na região de líquido pode ser escrita por:

$$L_{liq} = \frac{2D(p_e - p_r)}{f_e G^2 v_e} = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} \quad (3.18)$$

O comprimento total do tubo capilar será a soma dos comprimentos das regiões de escoamento de líquido e bifásico, $L = L_{liq} + L_{bf}$:

$$L = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} + \frac{2D}{f_{bf}} \ln \left[\frac{p_s^*}{\beta + (1 - \beta)p_s^*} \right] - \frac{2D}{f_{bf}G^{*2}(1 - \beta)} \times \left\{ p_s^* - 1 - \frac{\beta}{1 - \beta} \ln [\beta + (1 - \beta)p_s^*] \right\} \quad (3.19)$$

A equação (3.19) é uma solução aproximada explícita para o comprimento do tubo capilar em condições de escoamento subsônico. Yilmaz e Ünal (6) não levaram em conta a possibilidade de haver escoamento crítico, o que pode levar a resultados incorretos em algumas situações.

Pode ser demonstrado que:

$$\frac{dL}{dp_s} \leq 0 \quad (3.20)$$

A igualdade na equação acima ocorre se e somente se o escoamento for crítico. Em outras palavras, dada uma vazão em massa fixa, o comprimento do tubo capilar tende a crescer conforme a pressão de evaporação p_s diminui, até o escoamento se tornar sônico. A partir daí, qualquer redução de pressão a jusante não resulta em

crescimento do comprimento do tubo, que atingiu valor máximo.

Substituindo a equação (3.19) em (3.20), obtemos:

$$p_s^* \geq \sqrt{\beta} G^* \quad (3.21)$$

Decorre desta equação que, quando o escoamento no tubo capilar estiver bloqueado, a inequação se torna exata e a pressão reduzida a jusante nestas condições pode ser definida como:

$$p_{crit}^* = \sqrt{\beta} G^* \quad (3.22)$$

Se a pressão crítica calculada utilizando a equação (3.22) for maior que a pressão de evaporação, significa que o tubo capilar está trabalhando em regime crítico. Substituindo a equação (3.22) em (3.19), pode-se obter o comprimento do tubo capilar operando com escoamento sônico, isto é:

$$L = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} + \frac{2D}{f_{bf}} \ln \left[\frac{\sqrt{\beta} G^*}{\beta + (1 - \beta) \sqrt{\beta} G^*} \right] - \frac{2D}{f_{bf} G^{*2} (1 - \beta)} \times \left\{ \sqrt{\beta} G^* - 1 - \frac{\beta}{1 - \beta} \ln [\beta + (1 - \beta) \sqrt{\beta} G^*] \right\} \quad (3.23)$$

As equações (3.19) e (3.23) utilizam o fator de atrito, especialmente o na região bifásica, como parâmetro. Em geral, o fator de atrito varia pouco com a rugosidade do tubo e pode ser calculado por uma relação do tipo (12):

$$f = C_1 \text{Re}^{-C_2} = C_1 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{-C_2} \quad (3.24)$$

As constantes C_1 e C_2 são empíricas. Bittle e Pate (12) recomendam que $C_1 = 0.23$ e $C_2 = 0.216$.

Na região bifásica, a viscosidade na equação (3.24) é calculada pelo modelo de McAdams(13), conforme recomendado por Bittle e Pate (12):

$$\frac{1}{\mu_{bf}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1 - x}{\mu_l} \quad (3.25)$$

A figura 9 representa a variação do fator de atrito bifásico ao longo do tubo capilar para condições típicas de operação ($d = 1$ mm, $L = 1$ m, entrada de líquido saturado a 45 °C) e alguns fluidos refrigerantes. Nota-se que a máxima variação do fator de atrito entre a saída e a entrada é de cerca de 10%. Isto significa que o fator de atrito bifásico é, em média, cerca de 5% menor que o da entrada do capilar. Esta pequena variação pode ser explicada pela equação (3.24). O fator de atrito bifásico varia com a viscosidade. No entanto, esta variação é atenuada pelo pequeno valor de C_2 . Concluimos que, para fins de cálculo de engenharia, é aceitável utilizar o fator de atrito calculado nas condições de entrada bifásicas ao invés do fator de atrito médio nesta região.

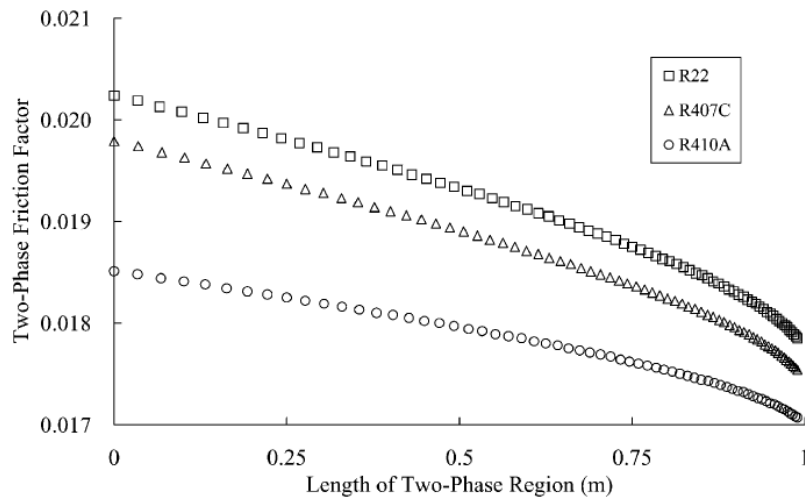


Figura 9: Distribuição do fator de atrito ao longo da região de escoamento bifásico (2)

Por fim, podemos resumir o procedimento de cálculo do comprimento do tubo capilar (dimensionamento) em um fluxograma, figura 10.

3.5 Solução aproximada para a vazão em massa $\dot{m}$

A solução para o comprimento L do tubo capilar é uma função complexa da vazão em massa. É difícil derivar diretamente dela uma expressão explícita da vazão. Para obter esta relação, será utilizado um procedimento em dois passos:

- Obtenção de uma solução aproximada a partir da simplificação das equações do comprimento do tubo;

- A partir desta solução aproximada, corrigimos os erros de simplificação utilizando novamente as equações para o comprimento.

Este método é conhecido na literatura como *predictor-corrector*. A primeira estimativa *prediz* a solução final. Com esta estimativa, faz-se a *correção* do cálculo para encontrar o resultado.

3.5.1 Solução simplificada

Iniciando pela solução de L para o escoamento crítico, considera-se a seguinte aproximação:

$$\ln(1+z) \approx z, \quad |z| < 1 \quad (3.26)$$

Se o módulo de z for bem menor do que 1, a eq. (3.26) terá elevada precisão. Adotando:

$$z = \frac{1-\beta}{\beta} \sqrt{\beta} G^* \quad (3.27)$$

Considerando a eq. (3.22) e o fato de que $\beta > 1$, teremos:

$$|z| = \frac{\beta-1}{\beta} \sqrt{\beta} G^* = \frac{\beta-1}{\beta} p_{crit}^* < p_{crit}^* \quad (3.28)$$

Normalmente p_{crit}^* varia entre 0.3 e 0.5. Portanto, a equação (3.26) é uma aproximação aceitável quando a variável z é definida de acordo com a eq. (3.27). Substituindo as equações (3.26) e (3.27) na eq. (3.23), obtém-se:

$$L = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} + \frac{2D}{f_{bf}} \left(\frac{\beta-1}{\sqrt{\beta}} G^* + \ln G^* - \frac{\ln \beta}{2} \right) + \frac{2D[1 + \beta(\ln \beta - 1)]}{f_{bf} G^{*2} (1-\beta)^2} \quad (3.29)$$

Comparando os três termos do segundo membro da equação (3.29), observamos que o segundo é desprezível perante os demais, já que $G^* \ll 1$ em condições típicas de utilização de tubos capilares. Omitindo este termo, a equação (3.29) se reduz a:

$$L = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} + \frac{2D[1 + \beta(\ln \beta - 1)]}{f_{bf} G^{*2} (1-\beta)^2} \quad (3.30)$$

Substituindo a equação (3.24) em (3.30) e utilizando f_e ao invés de f_{bf} , obtemos a solução para a vazão em massa em condições críticas:

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \times \left\{ \frac{2}{C_1} \left(\frac{D^{1+C_2}}{L} \right) \left(\frac{p_r}{\nu_r \mu_e^{C_2}} \right) \left[p_e^* - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2-C_2}} \quad (3.31)$$

O mesmo procedimento pode ser aplicado à solução para escoamento subsônico. A eq. (3.19) se reduz a:

$$L = \frac{2D(p_e^* - 1)}{f_e G^{*2}} - \frac{2D}{f_{bf} G^{*2}(1 - \beta)} \times \left\{ p_s^* - 1 - \frac{\beta}{1 - \beta} \ln [\beta + (1 - \beta)p_s^*] \right\} \quad (3.32)$$

Substituindo a equação (3.24) em (3.32) e utilizando f_e ao invés de f_{bf} teremos:

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \times \left\{ \frac{2}{C_1} \left(\frac{D^{1+C_2}}{L} \right) \left(\frac{p_r}{\nu_r \mu_e^{C_2}} \right) \left[p_e^* - 1 - \left(\frac{p_s^* - 1}{1 - \beta} - \frac{\beta}{(1 - \beta)^2} \ln (\beta + (1 - \beta)p_s^*) \right) \right] \right\}^{\frac{1}{2-C_2}} \quad (3.33)$$

O procedimento de cálculo simplificado para a vazão em massa (simulação) está resumido no fluxograma da figura 11.

3.5.2 Solução corrigida

As simplificações realizadas acima podem levar a erros pronunciados. Uma solução mais refinada pode ser obtida se substituirmos a solução aproximada para a vazão em massa na solução para o comprimento do tubo.

Iniciando pelo caso de escoamento crítico, substituímos a aproximação da eq. (3.31) na eq. (3.23) para obter, após as manipulações algébricas,:

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{(p_e^* - 1) - \frac{f_{e,p}}{f_{bf,p}} \left\{ \frac{\sqrt{\beta} G_p^* - 1}{1 - \beta} - \frac{\beta}{(1 - \beta)^2} \ln [\beta + (1 - \beta) \sqrt{\beta} G_p^*] \right\}}{\frac{L f_{e,p}}{2D} - \frac{f_{e,p}}{f_{bf,p}} \ln \left(\frac{\sqrt{\beta} G_p^*}{\beta + (1 - \beta) \sqrt{\beta} G_p^*} \right)}} \left(\frac{p_r}{\nu_r} \right)} \quad (3.34)$$

Para o caso de escoamento subsônico, da mesma forma podemos obter:

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{(p_e^* - 1) - \frac{f_{e,p}}{f_{bf,p}} \left\{ \frac{p_s^* - 1}{1 - \beta} - \frac{\beta}{(1 - \beta)^2} \ln [\beta + (1 - \beta)p_s^*] \right\}}{\frac{L f_{e,p}}{2D} - \frac{f_{e,p}}{f_{bf,p}} \ln \left(\frac{p_s^*}{\beta + (1 - \beta)p_s^*} \right)}} \left(\frac{p_r}{\nu_r} \right)} \quad (3.35)$$

Neste método corrigido, o fator de atrito médio na região bifásica pode ser estimado tanto pelo valor de entrada da região bifásica quanto pelo valor médio da entrada e saída calculada pelo método aproximado.

O fluxograma da figura 11 se aplica também ao método corrigido, já que o procedimento de solução é similar ao do método aproximado.

Embora seja necessária a solução pelo método aproximado antes de resolver o problema pelo método corrigido, ainda sim não é preciso fazer nenhuma iteração no cálculo.

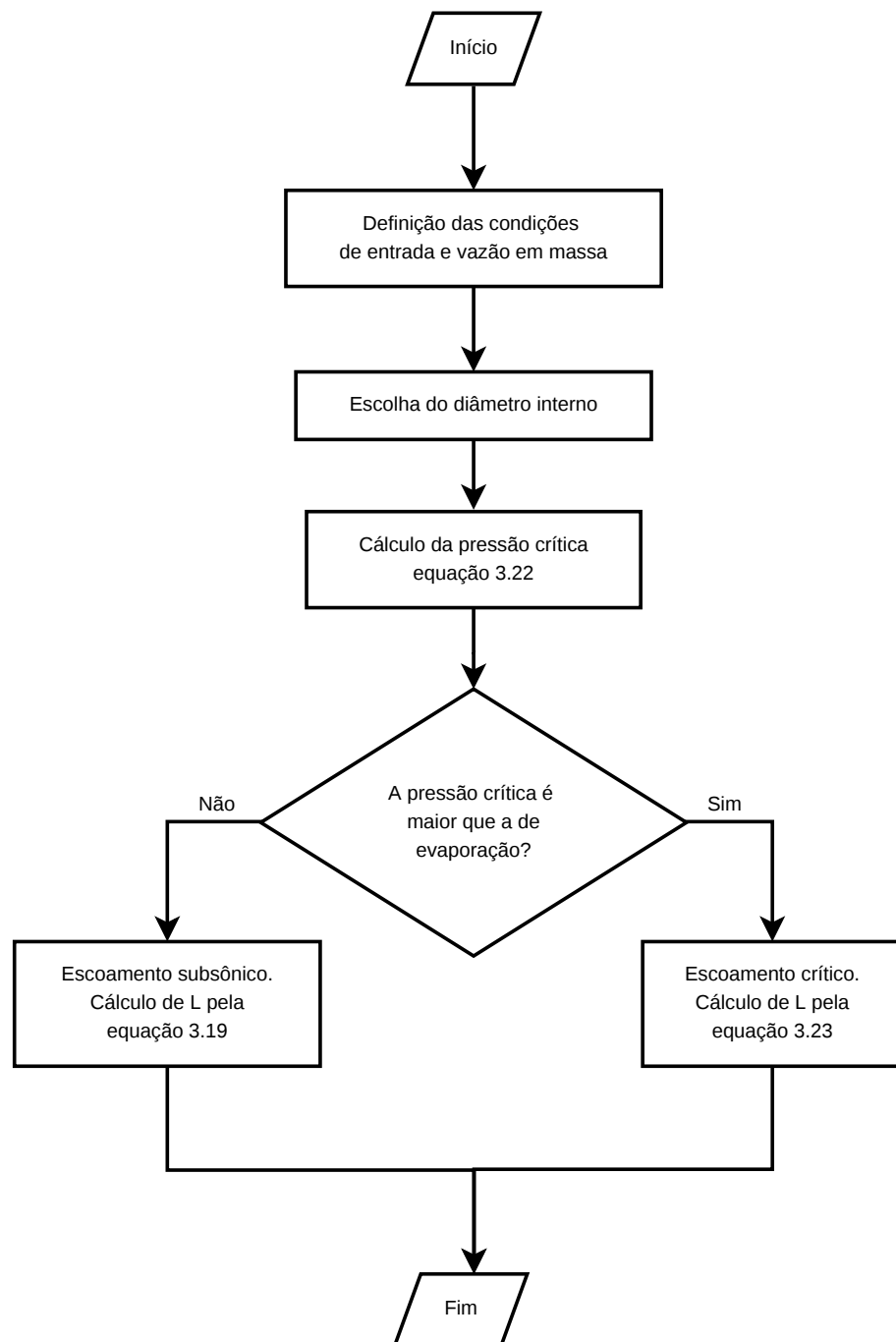


Figura 10: Fluxograma de dimensionamento de tubos capilares

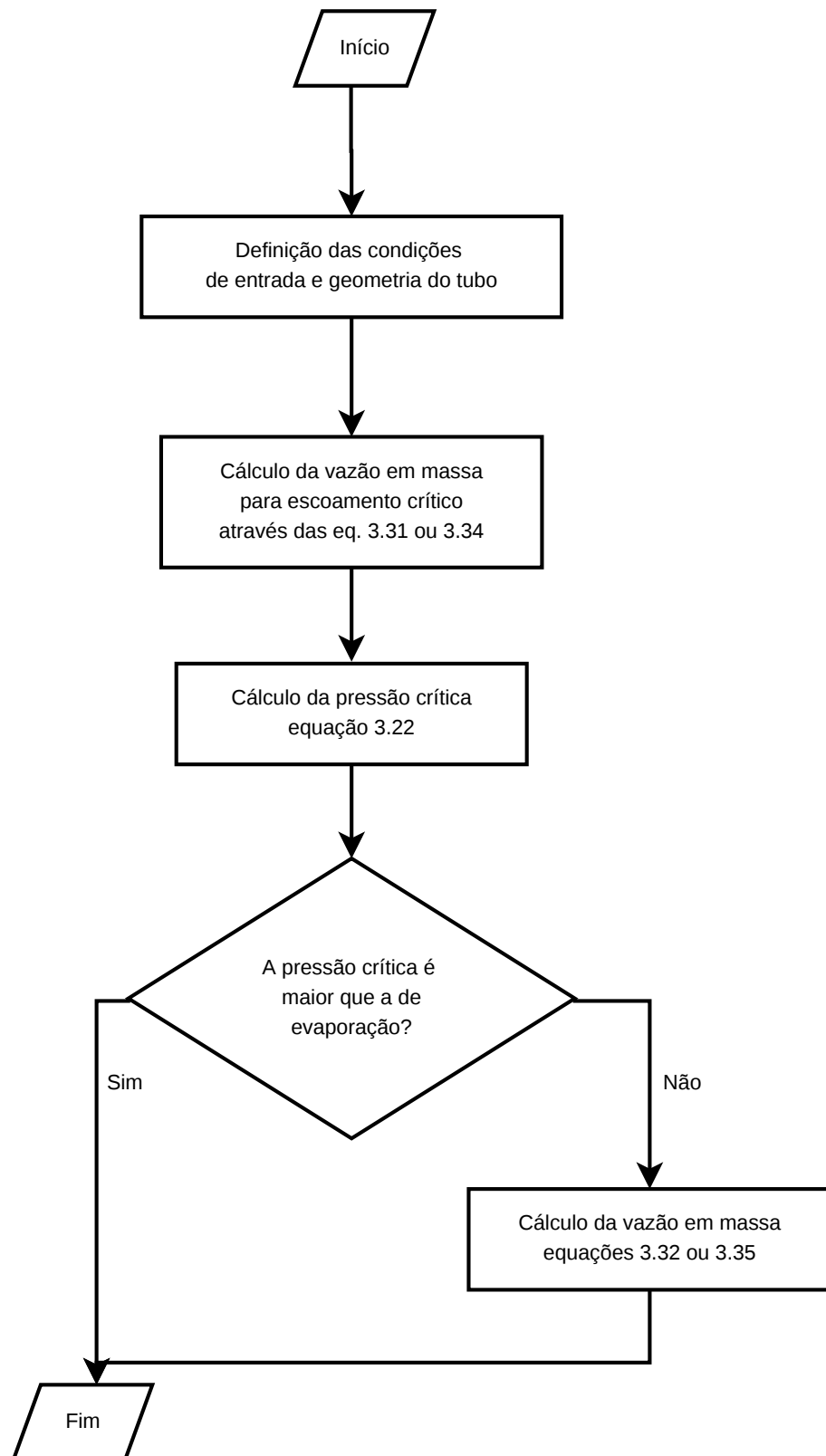


Figura 11: Fluxograma de simulação de tubos capilares

4 *Análise da variação de parâmetros*

Devido à complexidade do escoamento bifásico e crítico que ocorre em um tubo capilar, não é trivial prever quais serão os efeitos que resultarão da mudança de algum parâmetro. Por meio de investigação experimental e numérica, foi possível gradualmente conhecer as características do escoamento de fluidos refrigerantes, puros ou misturas, pelos capilares. Foram observados alguns fenômenos interessantes, por exemplo, a vazão em massa em um tubo capilar adiabático varia quase linearmente com o grau de subresfriamento na entrada quando os outros parâmetros são mantidos constantes.

No entanto, estes fenômenos foram observados apenas empiricamente e faltam interpretações ou provas teóricas. Os modelos de parâmetros distribuídos não nos fornecem tais provas devido a sua complexidade e por serem resolvidos apenas numericamente (14).

O método demonstrado neste trabalho, que possui caráter teórico e resulta em equações algébricas simples, permite que a análise da variação dos parâmetros relevantes e seus efeitos sejam verificados.

Vamos utilizar como base para a análise de variação de parâmetros que se seguem a equação (3.31), que é a solução aproximada para a vazão em massa que escoar pelo tubo capilar quando este está bloqueado.

O objetivo da análise que se segue é verificar qual a influência da variação de uma grandeza em outra, dado que os outros parâmetros são mantidos constantes. Os parâmetros relevantes para o cálculo de tubos capilares são:

- Fluido refrigerante;
- Pressão de condensação;

- Pressão de evaporação;
- Subresfriamento ou título a montante;
- Vazão em massa de fluido refrigerante;
- Diâmetro interno do tubo capilar;
- Comprimento do tubo capilar.

4.1 Comprimento e vazão em massa

Podemos escrever a eq. (3.31) da seguinte forma:

$$\dot{m} = a_1 L^{\frac{1}{C_2-2}} \quad (4.1)$$

A variável a_1 é definida como:

$$a_1 = \frac{\pi D^2}{4} \times \left\{ \frac{2D^{1+C_2}}{C_1} \left(\frac{p_r}{\nu_r \mu_e^{C_2}} \right) \left[p_e^* - 1 + \frac{1 + \beta(\ln \beta - 1)}{(1 - \beta)^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2-C_2}} \quad (4.2)$$

a_1 depende do diâmetro interno e das propriedades do fluido de trabalho, mas não do comprimento. Claramente a vazão em massa se reduz com o aumento do comprimento do tubo capilar, já que $C_2 - 2 < 0$.

4.2 Diâmetro interno e vazão em massa

Da mesma forma, podemos reescrever a equação (3.31) para obter uma relação entre o diâmetro interno e a vazão em massa.

$$\dot{m} = a_2 D^{\frac{5-C_2}{2-C_2}} \quad (4.3)$$

a_2 é um coeficiente independente do diâmetro interno. Nota-se que a vazão cresce com o aumento do diâmetro interno. Analisando os expoentes das equações (4.1) e (4.3), a influência do diâmetro interno na vazão é mais pronunciada que a do comprimento. Isto é, a performance do capilar é mais sensível ao diâmetro do que

ao comprimento. Portanto, medidas com exatidão do diâmetro são necessárias para a correta previsão do comportamento do tubo capilar.

4.3 Diâmetro interno e comprimento

Quando vamos projetar um tubo capilar, conhecemos apenas a vazão em massa requerida e as condições nominais do ciclo frigorífico. Mantendo estes parâmetros constantes, podemos reescrever a eq. (3.31):

$$\frac{D^{5-C_2}}{L} = a_3 \quad (4.4)$$

A constante a_3 depende apenas da vazão, fluido e condições de operação. A equação (4.4) nos mostra que é possível escolher capilares com diâmetros e comprimentos diferentes que, no entanto, realizam a mesma função.

4.4 Pressão de condensação e vazão em massa

Se há subresfriamento na entrada do capilar e a temperatura de entrada e geometria são fixas, o ponto de referência permanece fixo. Desta forma, uma relação entre a vazão em massa e a pressão de entrada pode ser derivada da equação (3.31).

$$m^{2-C_2} = a_4 p_e + a_5 \quad (4.5)$$

A equação (4.5) mostra que a vazão não é uma função linear da pressão de entrada. Entretanto, muitos pesquisadores concluíram em estudos empíricos que esta relação é linear. Isto pode ser explicado da seguinte maneira: se o subresfriamento for pequeno, a vazão em massa terá um valor parecido com a vazão se o subresfriamento fosse zero. Da equação (4.5), tem-se:

$$m^{2-C_2} - m_0^{2-C_2} = a_4(p_e - p_0) \quad (4.6)$$

O subscrito 0 indica condição de subresfriamento nulo. Já que:

$$m^{2-C_2} - m_0^{2-C_2} \approx \frac{m^2 - m_0^2}{m_0^{C_2}} = \frac{(m - m_0)(m + m_0)}{m_0^{C_2}} \approx \frac{(m - m_0)2m_0}{m_0^{C_2}} = 2m_0^{1-C_2}(m - m_0) \quad (4.7)$$

Pode-se obter a seguinte aproximação:

$$m = \frac{a_4}{2m_0^{1-C_2}}(p_e - p_0) + m_0 \quad (4.8)$$

Portanto, se o subresfriamento não for muito grande, a vazão em massa varia de forma aproximadamente linear com a pressão de condensação.

Um outro caso seria fixar o subresfriamento e a geometria. O ponto de referência, desta forma, mudaria com a pressão de entrada. Considerando a equação de Clausius–Clapeyron (10):

$$\ln \left(\frac{p_e}{p_r} \right) = \frac{h_{lv}}{R} \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_c} \right) = \frac{h_{lv}T_{sc}}{RT_c(T_c + T_{sc})} \quad (4.9)$$

Como a temperatura de condensação (temperatura de saturação referente à pressão de entrada) e a entalpia de vaporização não variam muito em condições típicas de operação, o valor da equação (4.9) pode ser considerado constante. Além disso, embora β seja dependente da pressão de entrada neste caso, o valor de $(1 + \beta) \ln \frac{(\beta-1)}{(1-\beta)^2}$ varia, normalmente, muito pouco. Com estas hipóteses, podemos derivar da eq. (3.31):

$$m^{2-C_2} = a_6 p_e \quad (4.10)$$

O coeficiente a_6 é função da geometria, do fluido refrigerante e da temperatura de entrada, além de uma pequena influência da pressão de entrada.

A equação (4.10) mostra que m^{2-C_2} é diretamente proporcional à pressão de entrada, o que é muito mais simples que a relação linear (4.5). Além disso, a eq. (4.10) pode ser reduzida a uma função linear como a eq. (4.8), utilizando a_6 ao invés de a_4 .

4.5 Subresfriamento na entrada e vazão em massa

Mantendo-se constante a pressão de entrada e a geometria e variando-se o subresfriamento, o ponto de referência varia com a temperatura de entrada. Supondo que esta variação seja pequena, da equação de Clausius–Clapeyron (4.9) obtém-se:

$$\ln \left(\frac{p_e}{p_r} \right) = \frac{h_{lv} T_{sc}}{RT_c(T_c + T_{sc})} \approx \frac{h_{lv} T_{sc}}{RT_c^2} \quad (4.11)$$

Além disso, embora β varie com o subresfriamento, o valor de $(1 + \beta) \ln \frac{(\beta-1)}{(1-\beta)^2}$ também varia pouco com o subresfriamento em condições normais. Portanto, a equação (3.31) se reduz a:

$$m^{2-C_2} = a_7 \exp \left(\frac{h_{lv} T_{sc}}{RT_c^2} \right) + a_8 \quad (4.12)$$

Os coeficientes a_7 e a_8 dependem da geometria, fluido e da pressão de entrada, e variam muito pouco com o subresfriamento. Podemos escrever:

$$m^{2-C_2} = m_0^{2-C_2} + a_7 \left[\exp \left(\frac{h_{lv} T_{sc}}{RT_c^2} \right) - 1 \right] \approx m_0^{2-C_2} + \frac{a_7 h_{lv} T_{sc}}{RT_c^2} \quad (4.13)$$

m_0 é a vazão em massa quando o subresfriamento é nulo. Se o subresfriamento não é muito grande, m será similar a m_0 . Utilizando a eq. (4.7), a eq. (4.13) se reduz a seguinte relação linear:

$$m = m_0 + \frac{a_7 h_{lv} T_{sc}}{2m_0^{1-C_2} RT_c^2} \quad (4.14)$$

A equação (4.14) confirma a tendência linear bastante conhecida entre o subresfriamento e a vazão mássica em tubos capilares adiabáticos.

5 *Comparação do método com dados experimentais*

Para avaliar os resultados do modelo matemático proposto neste trabalho, foi desenvolvido um programa de computador. O código-fonte está listado no apêndice A. Foi utilizada a ferramenta EES da F-Chart Software (15). O EES possui rotinas de cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos refrigerantes, fato que simplifica a programação do modelo.

Paiva (3) fez ensaios com um tubo capilar adiabático utilizando R-134a. Os tubos operavam com escoamento crítico. Foram obtidas as vazões em massa pelo tubo capilar para temperaturas de condensação de 40, 45, 50 e 55 °C, com grau de subresfriamento de 12, 9, 6 e 3 °C. Além disso, Paiva também propôs um modelo matemático complexo, onde o tubo capilar é discretizado no comprimento e todas as grandezas associadas ao processo de expansão são calculadas em função da coordenada axial do tubo. O escoamento bifásico foi suposto homogêneo e contempla os casos adiabáticos e não adiabáticos.

A tabela 1 apresenta os dados experimentais para um capilar com diâmetro de 0,774 mm e 2,757 m de comprimento. A vazão calculada pelo modelo proposto neste trabalho e pelo modelo de Paiva estão representadas. A diferença entre as vazões calculadas e experimentais são menores que 6% para a maioria dos casos. O modelo descrito neste trabalho obtém resultados com desvios similares ao modelo de Paiva.

Dados experimentais de Kuhel e Goldschmidt apud Fiorelli (5) utilizando R-22 também foram comparados ao modelo proposto. A tabela 2 apresenta os resultados. A título de comparação, vazões calculadas com um dos modelos implementados por Fiorelli também estão presentes nesta tabela. Este modelo é similar ao de Paiva, exceto pelo fato de considerar fases separadas ao invés de mistura bifásica homogênea. Os desvios na vazão em massa calculados pelo método apresentado

Tabela 1: Comparação entre os resultados experimentais de Paiva (1997) e os do modelo matemático – R-134a

Dados experimentais			Modelo proposto		Modelo (Paiva,97)		Diferença
T_{cond}	ΔT_{sub}	Vazão	Vazão	Diferença	Vazão	Diferença	entre modelos
$[^{\circ}\text{C}]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[\text{kg/h}]$	$[\text{kg/h}]$	$[\%]$	$[\text{kg/h}]$	$[\%]$	$[\%]$
40	12	5,2570	5,3353	1,5%	5,23	-0,5%	2,0%
	9	5,0480	4,9657	-1,6%	4,90	-3,0%	1,3%
	6	4,8655	4,5530	-6,4%	4,53	-6,8%	0,4%
	3	4,5755	4,0862	-10,7%	4,12	-9,9%	-0,8%
45	12	5,5825	5,7410	2,8%	5,61	0,5%	2,3%
	9	5,3680	5,3603	-0,1%	5,27	-1,8%	1,7%
	6	5,1610	4,9375	-4,3%	4,93	-4,5%	0,2%
	3	4,9245	4,4628	-9,4%	4,51	-8,3%	-1,0%
50	12	6,1445	6,1653	0,3%	6,00	-2,4%	2,7%
	9	5,9350	5,7740	-2,7%	5,69	-4,2%	1,5%
	6	5,3960	5,3418	-1,0%	5,30	-1,8%	0,8%
	3	4,6385	4,8594	4,8%	4,88	5,2%	-0,4%
55	12	6,6020	6,6083	0,1%	6,44	-2,5%	2,6%
	9	6,2510	6,2069	-0,7%	6,08	-2,8%	2,1%
	6	5,9080	5,7655	-2,4%	5,69	-3,8%	1,3%
	3	5,0340	5,2758	4,8%	5,25	4,4%	0,4%

neste trabalho são da ordem de 10% e menores que os de Fiorelli. No entanto, um dos modelos de Fiorelli, que considera o atraso de vaporização, resultou em desvios menores que 3%. Neste ensaio, o diâmetro do capilar media 1,245 mm, o comprimento 0,762 m e o escoamento era crítico.

Tabela 2: Comparação entre os resultados experimentais de Kuhel e Goldschmidt e os do modelo matemático – R-22

Dados experimentais			Modelo proposto		Modelo (Fiorelli,00)		Diferença
ΔT_{sub}	P_{ent}	Vazão	Vazão	Diferença	Vazão	Diferença	entre modelos
[°C]	[kPa]	[kg/h]	[kg/h]	[%]	[kg/h]	[%]	[%]
5,6	1386	35,48	33,65	-5,2%	33,11	-6,7%	1,5%
	1639	41,21	37,13	-9,9%	36,60	-11,2%	1,3%
	1819	43,36	39,48	-8,9%	38,89	-10,3%	1,4%
	1980	44,98	41,50	-7,7%	40,83	-9,2%	1,5%
	2236	45,69	44,58	-2,4%	47,70	4,4%	-6,8%
8,3	1440	40,68	37,06	-8,9%	36,36	-10,6%	1,7%
	1624	41,93	39,62	-5,5%	38,91	-7,2%	1,7%
	1731	44,98	41,06	-8,7%	40,31	-10,4%	1,7%
	1869	45,87	42,86	-6,6%	42,05	-8,3%	1,8%
	2014	47,14	44,70	-5,2%	43,80	-7,1%	1,9%
11,1	1340	40,68	38,21	-6,1%	37,23	-8,5%	2,4%
	1670	46,59	42,92	-7,9%	41,96	-9,9%	2,1%
	1777	47,67	44,37	-6,9%	43,36	-9,0%	2,1%
	1884	47,4	45,78	-3,4%	44,71	-5,7%	2,2%
	1926	49,91	46,32	-7,2%	45,23	-9,4%	2,2%
	2206	51,43	49,83	-3,1%	48,52	-5,7%	2,5%

Fiorelli (5) também realizou ensaios com o refrigerante R-410A. A tabela 3 apresenta os resultados. O tubo capilar possuía diâmetro de 1,101 mm e 1,5 m de comprimento.

Zhang e Ding (2) fizeram uma comparação dos resultados calculados pelo método de dimensionamento com dados disponíveis na literatura aberta para diversos fluidos refrigerantes puros e misturas.

A figura 12 mostra o erro na vazão mássica quando é utilizado o método de dimensionamento da seção 3.4. A maioria dos dados ficam dentro da faixa de $\pm 15\%$ de erro com os dados experimentais. De maneira geral, os cálculos resultam em valores 5% menores que os medidos. Isto pode ocorrer devido ao fato do modelo não levar em conta o atraso na evaporação.

Tabela 3: Comparação entre os resultados experimentais de Fiorelli (2000) e os do modelo matemático – R-410A

Dados experimentais			Modelo proposto	
T_{cond}	ΔT_{sub}	Vazão	Vazão	Diferença
$[^{\circ}\text{C}]$	$[^{\circ}\text{C}]$	$[\text{kg/h}]$	$[\text{kg/h}]$	$[\%]$
34	5,5	23,5330	22,5116	-4,3%
34	3,5	22,4720	21,3209	-5,1%
34	1,5	21,2280	20,0574	-5,5%
37	5,5	24,9730	23,5448	-5,7%
37	3,5	23,9500	22,3449	-6,7%
37	1,5	22,9830	21,0755	-8,3%
40	5,5	26,0560	24,5981	-5,6%
40	3,5	25,0220	23,3888	-6,5%
40	1,5	24,0370	22,1129	-8,0%
43	5,5	27,0650	25,6692	-5,2%
43	3,5	25,8710	24,4497	-5,5%
43	1,5	24,7260	23,1665	-6,3%

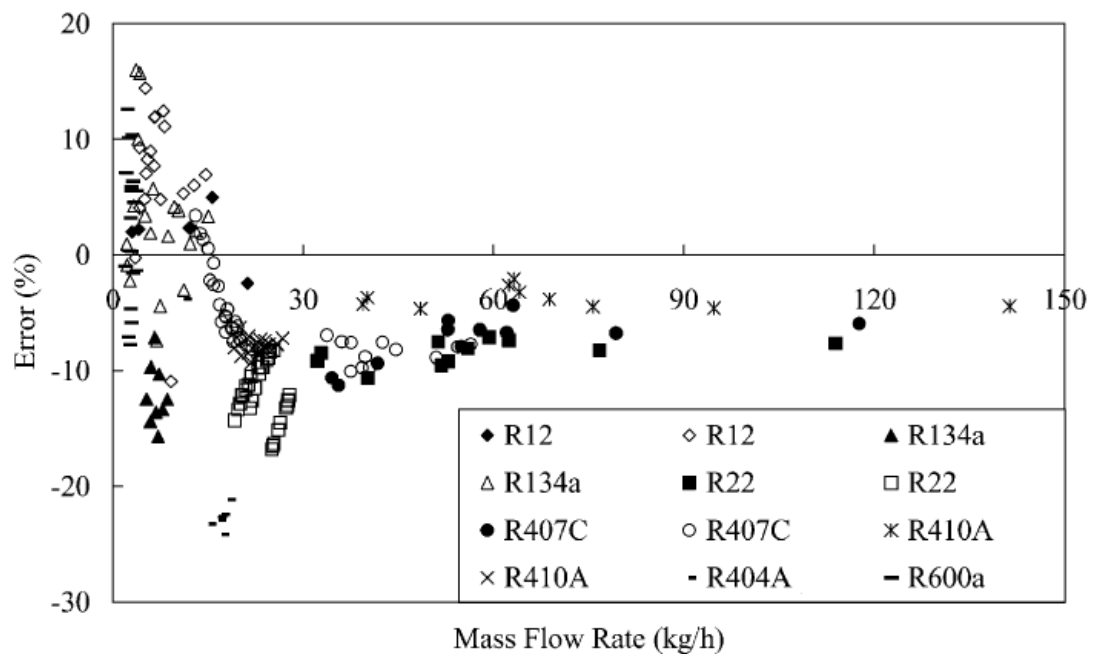


Figura 12: Erro na vazão em massa calculada pelo método de dimensionamento (2)

6 *Conclusões*

Este trabalho apresentou soluções analíticas aproximadas para o dimensionamento e simulação de tubos capilares adiabáticos. A formulação é simples, genérica e permite cálculos rápidos. As possibilidades de escoamentos críticos e subsônicos são consideradas no modelo. Comparado aos modelos de parâmetros distribuídos, o método é de fácil implementação, não requer solução iterativa e possui erros em relação a dados experimentais da mesma ordem de grandeza. Além disso, o caráter genérico e abrangente do modelo é vantajoso quando comparado às correlações empíricas.

Foi feita também uma análise de variação de parâmetros que influem no desempenho do tubo capilar. Analisou-se qual o efeito de variações no comprimento, diâmetro interno, vazão em massa, pressão de condensação e subresfriamento na performance do tubo capilar. Devido a alta complexidade dos fenômenos físicos envolvidos, nem sempre é intuitivo o efeito provocado pela mudança de alguma condição de trabalho no capilar. Este tipo de análise é limitada quando feita por métodos empíricos ou numéricos, mas foi desenvolvida com rigor teórico e de forma fácil uma vez obtidas as soluções algébricas.

Um programa desenvolvido em EES, apresentado no apêndice A, demonstra a aplicação do método, embora a sua simplicidade permita que o cálculo seja feito até mesmo à mão, com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas.

Foram realizadas comparações entre os resultados do modelo matemático e dados experimentais. Os resultados indicam que o modelo é capaz de prever o desempenho de tubos capilares adiabáticos com desvios da ordem de $\pm 10\%$ para a maioria dos casos. Os dados experimentais que validam o modelo foram obtidos utilizando R-22, R-134a e R-410A.

Os resultados obtidos com a implantação do modelo podem ser considerados bons quando comparados aqueles apresentados por outros modelos encontrados nas

referências citadas (2) (3) (5).

Referências

- 1 STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. *Refrigeração industrial*. 2. ed. São Paulo: Ed. Edgard Blücher Ltda, 2002.
- 2 ZHANG, C.; DING, G. Approximate analytic solutions of adiabatic capillary tube. *International Journal of Refrigeration*, n. 27, p. 17–24, 2004.
- 3 PAIVA, M. A. S. *Estudo teórico e experimental do escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1997.
- 4 ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1998.
- 5 FIORELLI, F. A. S. *Análise do escoamento de fluidos refrigerantes alternativos ao HCFC22 em tubos capilares adiabáticos*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2000.
- 6 YILMAZ, T.; ÜNAL, S. General equations for the design of capillary tubes. *Journal of Fluids Engineering*, v. 118, p. 150–154, March 1996.
- 7 THOMPSON, P. A. *Compressible-fluid Dynamics*. 1st. ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1972.
- 8 MIKOL, E. P. Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes. *ASHRAE Journal*, p. 75–86, 1963.
- 9 WHITE, F. M. *Mecânica dos fluidos*. 4a. ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 2002.
- 10 SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. *Fundamentos da termodinâmica*. 5a. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1998.
- 11 MCLINDEN, M. et al. Nist thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerants mixtures (REFPROP). *National Institute of Standards and Technology*, 1998.
- 12 BITTLE, R. R.; PATE, M. B. A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants. *ASHRAE Transactions*, v. 104, n. 2, p. 1031–42, 1998.
- 13 MCADAMS, W. S.; WOOD, W. K.; BRYAN, R. L. Vaporization inside horizontal tubes-ii-benzene-oil mixtures. *Transactions of the ASME*, 1942.

- 14 ZHANG, C.-L. Intensive parameter analysis of adiabatic capillary tube using approximate analytic solution. *International Journal of Refrigeration*, n. 27, p. 456–463, 2004.
- 15 EES. EES engineering equation solver software user's guide. *F-Chart Software*, 1997.

APÊNDICE A – Código-fonte para dimensionamento de tubos capilares desenvolvido no aplicativo EES

O programa mostrado a seguir utiliza o método deduzido na seção 3.4 para dimensionar tubos capilares com subresfriamento na entrada. Ele foi desenvolvido com o auxílio do software EES (Engineering Equation Solver) (15).

"Dimensionamento de tubo capilar adiabatico com entrada subresfriada"

"Variaveis de entrada"

```
Refrigerante$='R134a'
p_in_psin=170 [psi] "pressao de alta"
p_out_psin=27 [psi] "pressao de baixa"
DELTA_T_subr=1,5 [K] "Grau de subresfriamento"
m_dot_kgh=22,85 [kg/h] "Vazao de refrigerante"
D_mm=1,27 [mm] "diametro interno do capilar"
```

"Constantes para a equacao de Bittle e Pate para fator de atrito"

```
C1=0,23
C2=0,216
```

"Conversao de unidades para o sistema coerente"

```
p_in=p_in_psin*convert(psi;kPa)+Po#
p_out=p_out_psin*convert(psi;kPa)+Po#
D=D_mm*convert(mm;m)
m_dot=m_dot_kgh*convert(kg/h;kg/s)
```

"Definicao dos estados termodinamicos relevantes"

```
T_in_sat=T_SAT(Refrigerante$;P=p_in)
T_in=T_in_sat-DELTA_T_subr
```

"processo isoentalpico: capilar adiabatico"

```
h=ENTHALPY(Refrigerante$;P=p_in;T=T_in)
```

"pressao do estado de referencia: inicio de escoamento bifasico"

```
p_r=PRESSURE(Refrigerante$;H=h;x=0)
```

"Calculos"

"beta=dv*/dP* inclinacao, valido apenas para entrada subresfriada!!!!!!!!!"

```
beta=1,63E5/(p_r*1000)^0,72
```

"volume especifico no estado de referencia"

```
v_r=VOLUME(Refrigerante$;P=p_r;;x=0)
```

"fluxo de massa de refrigerante"

```
G=m_dot/(PI*D^2/4)
```

"Adimensionais"

```
G_star=G*SQRT(v_r/(p_r*1000)) "fluxo de massa adimensional"
```

```
p_in_star=p_in/p_r "pressoes adimensionais"
```

```
p_out_star=p_out/p_r
```

```
mu_in=VISCOSITY(Refrigerante$;P=p_in;T=T_in)
```

"fator de atrito para a zona de escoamento de liquido comprimido"

$$f_{in}=C1*(G*D/\mu_{in})^{(-C2)}$$

$\mu_{ls}=VISCOSITY(Refrigerante\$;P=p_r;x=0)$

"fator de atrito para a zona de esc. bifasico,aprox. para liquido saturado"

$$f_{tp}=C1*(G*D/\mu_{ls})^{(-C2)}$$

"pressao critica para a blocagem"

$$p_{ch_star}=SQRT(beta)*G_star$$

"comp. capilar para escoamento nao bloqueado"

$$\begin{aligned} L_{nbloc} = & (2*D*(p_{in_star}-1))/(f_{in}*G_star^2) + & \\ & (2*D/f_{tp}) * LN(p_{out_star}/(beta+(1-beta)*p_{out_star})) - & \\ & (2*D/(f_{tp}*G_star^2*(1-beta))) * (p_{out_star}-1-(beta/(1-beta))) * & \\ & LN(beta+(1-beta)*p_{out_star})) \end{aligned}$$

"comp. capilar para escoamento bloqueado"

$$\begin{aligned} L_{bloc} = & (2*D*(p_{in_star}-1))/(f_{in}*G_star^2) + & \\ & (2*D/f_{tp}) * LN((SQRT(beta)*G_star)/(beta+(1-beta)*(SQRT(beta)*G_star))) - & \\ & (2*D/(f_{tp}*G_star^2*(1-beta))) * ((SQRT(beta)*G_star)-1-(beta/(1-beta))) * & \\ & LN(beta+(1-beta)*(SQRT(beta)*G_star))) \end{aligned}$$

$$L=IF(p_{out_star};p_{ch_star};L_{bloc};L_{bloc};L_{nbloc})$$

$$Escoamento\$=IF\$(p_{out_star};p_{ch_star};'bloqueado';'bloqueado';'nao bloqueado')$$