

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

GERSON KOITI KUROSAWA SHIMIZU

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TUBOS  
CAPILARES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO A COMPRESSÃO À  
VAPOR

São Carlos

2018



GERSON KOITI KUROSAWA SHIMIZU

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TUBOS  
CAPILARES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO A COMPRESSÃO À  
VAPOR

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá

VERSÃO CORRIGIDA

São Carlos

2018



AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

S382a Shimizu, Gerson Koiti Kurosawa  
Avaliação experimental do desempenho de tubos capilares no sistema de refrigeração a compressão à vapor / Gerson Koiti Kurosawa Shimizu; orientador Cristiano Bigonha Tibiriçá. São Carlos, 2018.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2018.

1. Tubo capilar. 2. Correlação. 3. Dados experimentais. 4. Refrigeração. 5. Escoamento bifásico. I. Título.

Eduardo Graziosi Silva - CRB - 8/8907



## FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Gerson Koiti Kurosawa Shimizu


Título: AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TUBOS  
CAPILARES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO A COMPRESSÃO À VAPOR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Escola de Engenharia de São Carlos da  
Universidade de São Paulo  
Curso de Engenharia Mecânica

### BANCA EXAMINADORA

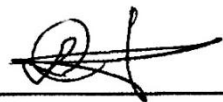
Professor Cristiano Bigonha Tibiriçá  
(Orientador)

Nota atribuída: 10 ( Dez )

  
(assinatura)

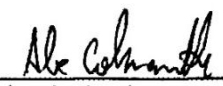
Professor Luben Cabezas Gómez

Nota atribuída: 10 ( Dez )

  
(assinatura)

Alex Roger Almeida Colmanetti

Nota atribuída: 10 ( Dez )

  
(assinatura)


Média: 10 ( Dez )

Resultado: Aprovado

Data: 21/06/2018

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM  NÃO  Visto do orientador







## DEDICATÓRIA

*Dedicado à minha prima Jéssica e  
ao meu amigo Glicose.*

## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr.Cristiano Bigonha Tibiriçá, pelos três anos de muito aprendizado e que foram cruciais no meu desenvolvimento pessoal, técnico e profissional.

À equipe do NETEF, em especial ao Hélio, Luchesi, Roberto e Jorge, pela disposição e competência de seus serviços.

À minha mãe e a minha irmã pelo melhor apoio que uma família poderia proporcionar.

Aos meus amigos da engenharia mecânica, em especial ao Tiago Shimura, Luis Mazini, Lucas Fideles e Paulo Junio, pelos dias e noites de estudos e trabalhos.

Aos meus amigos Guilherme Macena, Luis Paulo, Tiago Landim e Kleber Damasceno pelo prazer de ter morado e dividido diversas experiências durante todo o período da graduação.

## RESUMO

SHIMIZU, G. K. K. **Avaliação experimental do desempenho de tubos capilares no sistema de refrigeração a compressão à vapor.** 2018. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

Uma bancada experimental, operando com o ciclo de compressão a vapor, foi construída para realizar testes com tubos capilares adiabáticos. A bancada foi projetada utilizando um compressor, um condensador e um evaporador instalado no interior de um tanque de líquido, a fim de se determinar o efeito de refrigeração. Os testes foram realizados para o refrigerante R134a e o banco de dados experimental utiliza valores de diâmetro interno entre 0.7874 mm e 1.04010 mm, e o valores de comprimento do tubo capilar variando entre 2 m e 3 m,. Durante os experimento, obtiveram resultados variando também a vazão mássica do sistema. Para cada condição experimental, as propriedades termodinâmicos do fluído na região da entrada e da saída do tubo capilar foram coletados em conjunto com a vazão mássica experimental. A vazão mássica foi calculada a partir do balanço de energia ao longo do evaporador considerando o efeito de refrigeração. Métodos de previsão retirados da literatura foram comparados com os dados experimentais permitindo a seleção dos métodos de previsão com maior grau de confiabilidade.

Palavras-chave: Dados experimentais, tubo capilar, correlação, escoamento bifásico, refrigeração.



## ABSTRACT

SHIMIZU, G. K. K. **Experimental measurement of adiabatic capillary tube performance on a vapor compression refrigerant cycle.** 2018. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2018.

A test facility composed of vapor-compression refrigeration cycle has been built for the performance investigation of adiabatic capillary tubes as expansion devices. This test facility has a compressor, a forced air circulation condenser and an evaporator installed inside a liquid tank for cooling effect determination. Experiments were conducted for R134a. The collected database about capillary tube covers the inner diameter from 0.7874 mm to 1.04010 mm, the tube length from 2 m to 3 m, with different mass flow rates. For each experimental condition, the inlet and outlet thermodynamic state of the capillary tube were recorded together with the mass flow. The mass flow was evaluated based on an energy balance along the evaporator considering the cooling effect in the evaporator. Prediction methods from the literature were compared with the experimental data allowing performance identification of these methods for capillary tube operation prediction.

Keywords: experimental data, capillary, correlations, two-phase flow boiling, cooling.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo de refrigeração e sua representação em um diagrama pressão-entalpia.....	2
Figura 2 - Esquema de um sistema de refrigeração utilizando o tubo capilar: (a) tubo capilar adiabático, (b) tubo capilar não adiabático.....	4
Figura 3 - Sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.....	5
Figura 4 - Configuração do tubo capilar diabático (a) lateral, (b) concêntrico.....	6
Figura 5 - Influência dos parâmetros no fluxo de vazão mássico (SARKER; JEONG, 2012).....	16
Figura 6 – Bancada experimental projetada durante o ensaio.....	23
Figura 7 - Esquema da bancada experimental utilizada durante o ensaio.....	24
Figura 8 - Representação do evaporador.....	25
Figura 9 – Representação do balanço de energia no evaporador.....	27
Figura 10 – Avaliação da correlação de Choi et al. (2003).....	30
Figura 11 - Avaliação da correlação de Choi et al. (2004).....	31
Figura 12 - Avaliação da correlação de Zhang (2005).....	32
Figura 13 - Avaliação da correlação de Yang e Wang (2008).....	32
Figura 14 - Avaliação da correlação de Yang e Zhang (2014).....	33
Figura 15 - Verificação das correlações utilizando os dados experimentais.....	34
Figura 16 - Variação da vazão mássica em função do diâmetro.....	35
Figura 17 - Variação da vazão mássica em função do comprimento.....	36
Figura 18 - Variação da vazão mássica em função da temperatura da água.....	37





## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condições de operação (CHOI et al., 2003).....	7
Tabela 2 – Grupos adimensionais (CHOI et al., 2003).....	8
Tabela 3 – Intervalo para as condições de operação (CHOI et al., 2004).....	9
Tabela 4 - Grupos adimensionais (CHOI et al., 2004) .....	10
Tabela 5 – Intervalo para as condições de operação (ZHANG, 2005) .....	11
Tabela 6 - Banco de dados para as condições de operação (YANG; WANG, 2008).....	13
Tabela 7 - Grupos adimensionais (YANG; WANG, 2008) .....	13
Tabela 8 - Condições de operação (WOLF; PATE, 2002) .....	14
Tabela 9 - Grupos adimensionais (WOLF; PATE, 2002) .....	15
Tabela 10 - Grupos adimensionais (Sarker e Jeong, 2012) .....	17
Tabela 11 - Intervalo para as condições de operação (Sarker e Jeong, 2012) .....	18
Tabela 12 - Grupos adimensionais (Yang e Zhang, 2014) .....	20
Tabela 13 - Limites dos parâmetros para o banco de dados experimentais.....	26
Tabela 14 - Comparação das correlações utilizando o banco de dados experimental).....	33



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANN	–	Artificial Neural Networks
ASHRAE Engineers	–	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning
CT-SLHX	–	Capillary Tube – Suction Line Heat Exchanger
EES	–	Equation Engineering Solver
HEM	–	Homogeneous Equilibrium Model
SIM	–	Separated Inhomogeneous Model



## LISTA DE SÍMBOLOS

VARIÁVEIS		
C	Calor específico	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
D	Diâmetro interno	m
E	Energia	W
f	Fator de atrito	—
g	Gravidade	$\text{m s}^{-2}$
G	Fluxo de massa	$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$
h	Entalpia específica	$\text{J kg}^{-1}$
L	Comprimento	m
m	Vazão mássica	$\text{kg s}^{-1}$
P	Pressão	Pa
T	Temperatura	K
X	Título	—
Q	Quantidade de calor	W
R	Resistência	V
U	Tensão	$\Omega$
V	Velocidade	$\text{m s}^{-1}$
W	Trabalho	W
z	Altura	m
Símbolos gregos		
$\lambda$	Condutividade térmica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	Pa s
$\pi$	Parâmetro Adimensional	—
$\rho$	Densidade	$\text{kg m}^{-3}$
$\sigma$	Tensão Superficial	$\text{N m}^{-1}$
v	Volume específico	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
Subscrito		
c	Tubo capilar	
crit	Estado crítico	
f	Ponto de flash, líquido saturado	
fg	Diferença entre líquido saturado de vapor saturado	
g	Vapor saturado	

hx	Trocador de calor
in	Entrada do tubo capilar
m	Valor médio
out	Saída do tubo capilar
p	Pressão constante
r	Ponto de referência
s	Linha de sucção
sat	Ponto de saturação
sc	Nível de subresfriamento na entrada do tubo capilar
sh	Nível de superaquecimento na linha de sucção
prev	Previsto
exp	Experimental

---

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
3 METODOLOGIA.....	23
3.1 Montagem da bancada experimental.....	23
3.2 Medição da vazão mássica.....	25
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	29
5 CONCLUSÃO.....	39
REFERÊNCIAS.....	41









## 1 INTRODUÇÃO

As técnicas de refrigeração mais difundidas, comercialmente e industrialmente, utilizam o ciclo de compressão a vapor. Este ciclo consiste em um compressor, inicialmente, comprimindo um gás no estado de vapor superaquecido ou saturado a baixa pressão até que este gás alcance o estado de vapor a alta pressão. Logo em seguida, este gás passará à forma líquida, através da troca de calor com um ambiente mais frio, dentro do condensador. Após a condensação, o fluido segue no circuito mediante a sua expansão em dispositivos de expansão, tais como turbinas, válvulas de expansão ou tubos capilares dependendo da aplicação, ocasionando a redução de sua temperatura, e portanto, originando uma mistura bifásica de líquido e vapor. Após isso, o fluido refrigerante recebe calor da região que se deseja resfriar ocorrendo sua evaporação no componente denominado de evaporador, retornando para o compressor na forma de gás. A Figura 1 ilustra o modelo do ciclo de compressão a vapor descrito anteriormente, junto à sua representação no diagrama de Mollier (pressão versus entalpia). A linha 1-2 do diagrama representa a compressão isentrópica realizada pelo compressor e a linha 3-4 se refere à expansão isentálpica realizada ao longo do dispositivo de expansão.

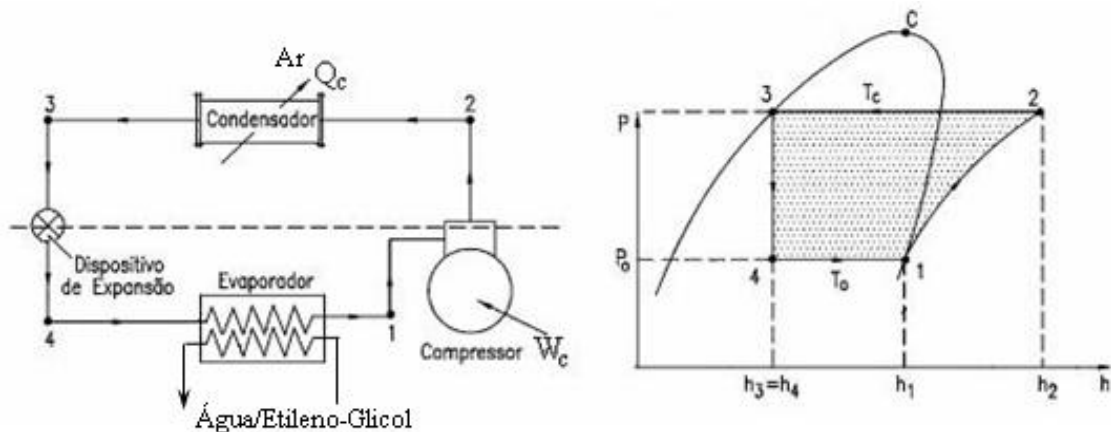
Diante das diversas aplicações em sistemas de refrigeração de pequeno porte, o dispositivo de expansão mais comumente utilizado é o tubo capilar. Suas principais vantagens são o baixo custo, a simplicidade de fabricação, a durabilidade e a facilidade de manutenção, sendo geralmente aplicados em refrigeradores domésticos e ar-condicionados automobilísticos e residências. O tubo capilar é facilmente comercializado e suas principais características construtivas são o diâmetro interno, que pode variar entre 0.33 mm a 2.0 mm, e o comprimento, geralmente encontrados em valores de 2 m a 6 m (YANG; WANG, 2008). A razão diâmetro-comprimento proporciona o grau de restrição que o tubo capilar estará submetido, ou seja, determinará a perda de pressão que o fluido será submetido.

É importante ressaltar que em condições de equilíbrio o sistema proporcionará uma vazão mássica contínua por todo o sistema. Com efeito, a taxa de fluxo mássico deslocado pelo compressor deverá ser semelhante ao fluxo que perdura ao longo do tubo capilar, e este posicionamento será adotado para os cálculos da vazão mássica no sistema durante os estudos.

Outra razão que justifica a utilização de uma vazão mássica contínua durante o estudo decorre das características geométricas dos tubos capilares serem fixas (diâmetro e comprimento). Por este motivo, o tubo capilar não permite uma regulação de vazão mássica

para restringir ou permitir a passagem o fluido refrigerante, a fim de se adaptar às condições de operação. Ao contrário dos tubos capilares, tal procedimento é visto em válvulas de expansão, onde ocorre a regulação da vazão de fluido a partir de um ajuste, correspondente a uma abertura ou um fechamento do canal de passagem do fluido, dependendo do caso. Portanto, visto que o tubo capilar já é projetado para determinada condição de operação, a correta seleção do tubo capilar é uma decisão crucial para o correto funcionamento do compressor e dos trocadores de calor (condensador e evaporador). Sendo assim, uma escolha errônea do tubo capilar poderá provocar uma redução significativa no desempenho do sistema de refrigeração.

Figura 1 - Ciclo de refrigeração e sua representação em um diagrama pressão-entalpia



Apesar de vasta aplicação comercial, os métodos de dimensionamento de tubos capilares ainda estão em desenvolvimento e enfrentam alguns entraves devido ao escoamento bifásico, compressível e bloqueado, tornando sua modelagem analítica relativamente complicada e imprevisível (TIBIRIÇÁ; RIBATSKI, 2013).

Os modelos mais populares para a simulação do escoamento no tubo capilar são conhecidos como modelos empíricos e modelos distribuídos (YANG; WANG, 2008).

O modelo empírico (*empirical model*) consiste na formulação de uma correlação baseada em dados experimentais selecionados da literatura ou de bancos de dados de autoria própria. Na maioria dos casos, a correlação se restringe apenas às condições operacionais semelhantes aos utilizados durante a formulação do banco de dados, ou seja, acabam tendo resultado mais satisfatórios quando são aplicadas condições próximas às condições em que os dados foram obtidos. As correlações empíricas são de simples cálculo e conveniente para aplicações de engenharia.

Já os modelos distribuídos (*distributed model*) possuem uma maior sofisticação e se fundamentam na conservação de massa, momento e energia aplicados para volumes de controle distribuídos ao longo do tubo capilar. Sua aplicação é comumente utilizada em razão do seu alto grau de precisão.

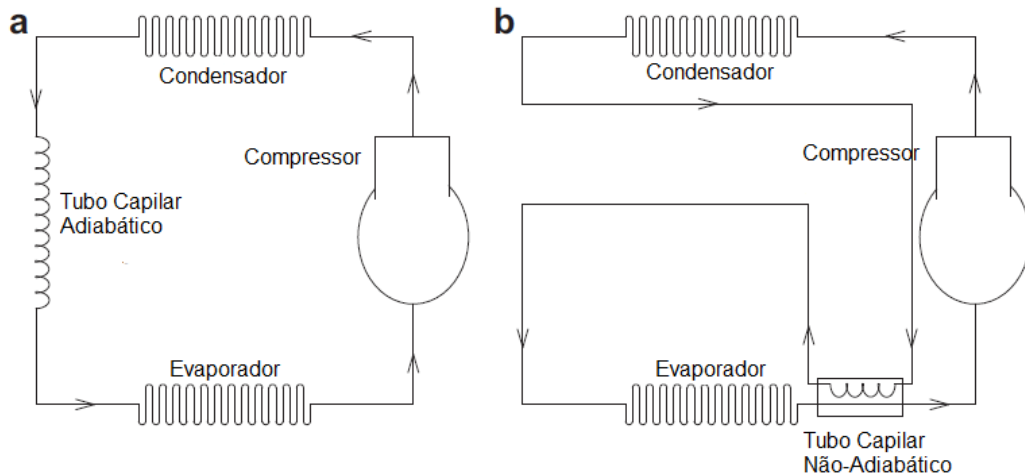
Entretanto, o modelo distribuído possui algumas desvantagens com relação ao modelo empírico, principalmente, em consequência da sua robustez. Resumindo o problema, o modelo busca realizar várias iterações, entre os pequenos volumes de controle adotados, para convergir a uma condição própria do escoamento, porém, em virtude da complexidade da modelagem, este valor nem sempre acaba convergindo ao valor apropriado e, por isso, em muitos casos é exigida um grande domínio em programação para superar os problemas de convergência.

O fluido de refrigeração, na maioria dos casos, incide no tubo capilar na condição de líquido sub-resfriado e, à medida que escoar, é submetido a uma queda de pressão. Esta queda de pressão ocorre, principalmente, devido ao atrito com as paredes internas do tubo, à força gravitacional e às quinadas da tubulação (SARKER; JEONG, 2012). Durante a queda de pressão do fluido, ocorre um momento em que a pressão do escoamento atinge a pressão de saturação, referente à temperatura em que se encontra o refrigerante, já que a queda de pressão acompanha a queda de temperatura. Este ponto de saturação, denominado de “ponto de flash”, é caracterizado pelo início da concomitante existência de líquido e gás no escoamento, dando origem a um escoamento bifásico que persiste até a saída do tubo capilar. Em alguns casos pode ocorrer ainda o fenômeno da metaestabilidade, em que o início da geração de vapor é postergado, pois as condições do refrigerante dão ensejo ao início de um escoamento bifásico, porém, este não ocorre, pois a tensão superficial entre o líquido e a bolha iminente impede a efetiva formação do vapor, criando assim um estado de líquido super-saturado (SARKER; JEONG, 2012). Assim, a efetiva vaporização apenas é alcançada após a sujeição a algum tipo de vibração, a influência de partículas estranhas ou em razão da própria rugosidade da parede do tubo (MEZAVILA, 1995). A existência desta região metaestável tende a elevar temporariamente o fluxo mássico no tubo capilar já que o escoamento será composto por particular de líquido, quando na verdade estas partículas já deveriam ter a forma de gás, elevando a densidade do escoamento (CHOI et al., 2003).

Conforme representa na Figura 2, o sistema de refrigeração pode ser configurado de duas formas, denominados de adiabático e não-adiabático. O tubo capilar adiabático possui uma proteção térmica que permite o isolamento por todo o comprimento da tubulação, e, portanto, a troca de calor com o ambiente externo se torna desprezível. Além disso, o

processo de expansão em um tubo capilar adiabático pode ser aproximado como sendo isentálpico. Tal hipótese será amplamente adotada no decorrer do estudo.

Figura 2 - Esquema de um sistema de refrigeração utilizando o tubo capilar: (a) tubo capilar adiabático, (b) tubo capilar não adiabático



Ao contrário dos tubos capilares adiabáticos, os tubos capilares não-adiabáticos são compostos pelo contato superficial entre o tubo capilar e a linha de sucção (Figura 3), permitindo a formação de um trocador de calor contracorrente, denominado *capillary tube-suction line heat exchanger* (CT-SLHX). Durante a ocorrência da troca de calor, o líquido à alta pressão, presente no tubo capilar, perde calor para o vapor saturado ou superaquecido à baixa pressão, proveniente do evaporador. As maiores vantagens para utilização da configuração do tubo capilar não-adiabático são o aumento da capacidade de refrigeração do sistema e a manutenção da integridade do compressor.

Primeiramente, quanto à capacidade de refrigeração, se observa reduções de temperatura e de entalpia do refrigerante na saída do tubo capilar, em consequência da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção do compressor. Esta redução da entalpia é desejável em razão da menor quantidade de vapor na entrada do evaporador, visto que este gás em nada contribui para a capacidade de refrigeração do sistema. Por outro lado, será obtido um maior título de líquido no escoamento, este sim contribuinte para o aumento da capacidade de refrigeração devido à quantidade de energia obtida durante a transferência de calor latente necessária para a vaporização do fluido (MEZAVILA; 1995).

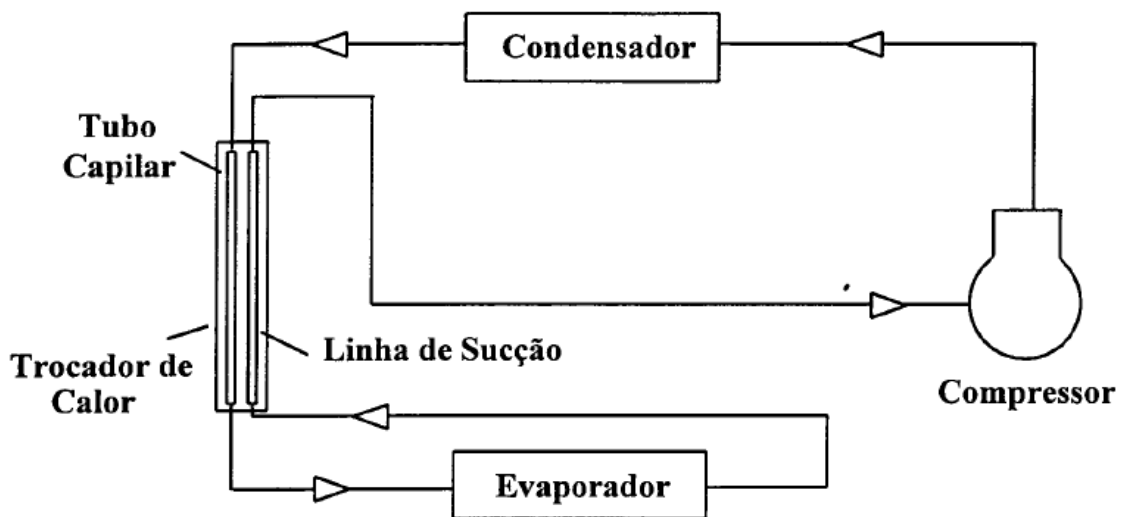
Outro benefício que esta configuração oferece para o sistema se refere à integridade do compressor. Caso ainda reste líquido no escoamento após a etapa de vaporização do refrigerante, a transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção assegurará que

apenas vapor retorne ao compressor, evitando assim danos a este componente, causados principalmente por golpes de líquidos do condensado ou em razão da umidade.

Por último, é atribuído também ao tubo capilar não-adiabático a função de evitar a condensação e a conseqüente formação de gelo ao redor da linha de sucção do compressor.

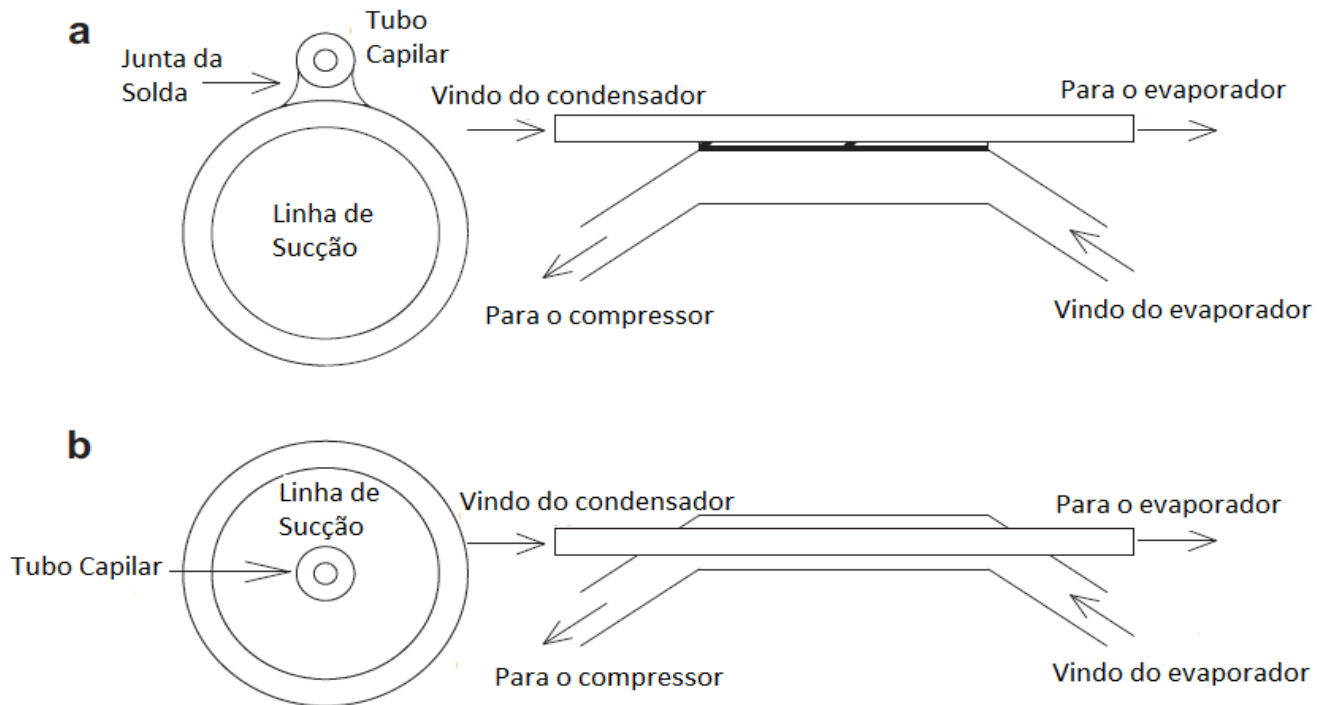
Apesar das diversas vantagens já explicitadas anteriormente, a desvantagem do uso desta configuração de tubo capilar reside no fato de que em razão do aumento da temperatura na linha de sucção, será necessário o aumento do consumo de energia para a compressão do gás (SARKER; JEONG, 2012).

Figura 3 - Sistema de refrigeração com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção



Dois tipos de configuração para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção são encontrados na prática: configuração lateral e configuração concêntrica. No trocador de calor de configuração lateral, o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, enquanto que no trocador de calor de configuração concêntrica o tubo capilar é introduzido internamente à linha de sucção. Na prática, o uso do trocador de calor de configuração lateral é mais utilizado devido à praticidade da construção, à maior efetividade na troca de calor (PEIXOTO; BULLARD, 1994; MEZAVILA; MELO, 1996) e ao tubo capilar estar menos sujeito a vibrações induzidas por vórtices (SARKER; JEONG, 2012).

Figura 4 - Configuração do tubo capilar diabático (a) lateral, (b) concêntrico



O presente trabalho proporcionará a montagem de uma bancada experimental que possibilite a medição e a avaliação de propriedades do escoamento em tubos capilares adiabáticos. Além disso, serão implementados os métodos de cálculo da vazão mássica baseados em correlações empíricas presentes na literatura e comparados com os resultados dos obtidos experimentos. E por fim, será o modelo que apresente as melhores previsões.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nos últimos anos, muitos pesquisadores têm estudado extensivamente o desempenho de tubos capilares. Os métodos de dimensionamentos mais difundidos na literatura são baseados em correlações empíricas, e a cada ano, outros novos métodos são propostos por diversos pesquisadores de todo o mundo. No entanto, estes métodos ainda carecem pela falta de validação utilizando, como base, dados medidos experimentalmente.

Choi et al. (2003) realizaram um estudo experimental em tubos capilares na configuração adiabática. Na época, as correlações presentes na literatura não englobavam os refrigerantes R-12 e R-22 devido a pouca quantidade de dados e, em consequência disso, não havia suficiente validação dos modelos utilizando estes refrigerantes. Não época, estes refrigerantes eram exaustivamente utilizados em refrigeração de ar residencial e ar comercial. Logo, para suprir este hiato de dados, Choi et al. (2003) projetaram uma bancada experimental capaz de ensaiar os tubos capilares sob diversas condições operacionais.

Durante os ensaios, foi possível obter um extensivo banco de dados utilizando os refrigerantes R-22, R-290 e R-407C. E, a partir deste banco foi desenvolvida uma correlação geral que abrangesse também outros refrigerantes alternativos. A correlação de Choi et al. surgiu como uma proposta de se modificar o modelo utilizado pela ASHRAE proposto por Wolf e Pate (2002), fornecendo melhores previsões. Para a validar a correlação que previa o fluxo mássico do refrigerante foram utilizados dados referentes aos refrigerantes R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-410A e R-600a.

A Tabela 1 mostra as especificações dos tubos capilares e as condições operacionais dos testes realizados. As condições foram escolhidas de acordo com as condições de operação de um ar-condicionado residencial.

Tabela 1 - Condições de operação (CHOI et al., 2003)

Refrigerantes	R-22, R-290, R-407C
Comprimento do tubo capilar [mm]	700, 1000, 1300
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0.96, 1.21, 1.36
Temperatura de condensação [°C]	38.0, 45.0, 52.0
Temperatura de evaporação [°C]	7
Grau de sub-resfriamento [°C]	1.0, 4.0, 9.0, 14.0

Com os dados obtidos experimentalmente, Choi et al. (2003) modificaram alguns parâmetros adimensionais desenvolvidos por Wolf e Pate (2002). Os grupos adimensionais originais (WOLF; PATE, 2002) e os grupos adimensionais modificados (CHOI et al., 2003) estão representados pela Tabela 2.

Tabela 2 – Grupos adimensionais (CHOI et al., 2003)

Pi-parâmetros	Parâmetro original	Parâmetro modificado	Efeito
$\pi_1$	$\frac{(P_{in}-P_{sat})\rho_f D^2}{\mu_f^2}$	$\frac{P_{in}-P_{sat}}{P_{crit}}$	Pressão na entrada
$\pi_2$	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_{crit}}$	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_{crit}}$	Sub-resfriamento
$\pi_3$	$\frac{L}{D}$	$\frac{L}{D}$	Geometria
$\pi_4$	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	Densidade
$\pi_5$	$\frac{\mu_g}{\mu_f}$	$\frac{\mu_f-\mu_g}{\mu_g}$	Atrito, crescimento de bolhas
$\pi_6$	$\frac{\sigma\rho_f D}{\mu_f^2}$	$\frac{\sigma}{DP_{in}}$	Atrito, crescimento de bolhas
$\pi_7$	$\frac{h_{fg}\rho_f^2 D^2}{\mu_f^2}$	$\frac{\rho_f h_{fg}}{P_{sat}}$	Vaporização
$\pi_8$	$\frac{\dot{m}}{D\mu_f}$	$\frac{\dot{m}}{D^2\sqrt{\rho_f P_{in}}}$	Vazão mássica

Os coeficientes e expoentes dos adimensionais foram determinados através de uma regressão não-linear através dos dados experimentais obtidos. Logo, a correlação para prever a vazão mássica é dada por:

$$\pi_8 = 1.313 \times 10^{-3} \pi_1^{-0.087} \pi_2^{-0.188} \pi_3^{-0.412} \pi_4^{-0.834} \pi_5^{0.199} \pi_6^{-0.368} \pi_7^{0.992} \quad (1)$$

Através dos dados experimentais, os pesquisadores relacionarem algumas influências sobre a vazão mássica. Foi observado um aumento da vazão mássica na medida em que se

aumentava a temperatura de condensação, gerando um aumento da pressão na entrada do tubo e ao aumento do grau de subresfriamento

Por outro lado, foi observado que a redução da vazão mássica incorreu, principalmente, em consequência do aumento do adimensional geométrico. A razão deste efeito é produto direto do aumento da restrição que é submetido o escoamento. No entanto, esta redução na vazão mássica foi observada até um limite do adimensional geométrico, visto que para valores muito elevados, sua influência se tornou praticamente desprezível para a vazão mássica.

Choi et al. (2004) potenciaram seus estudos em tubos capilares adiabáticos abrangendo os refrigerantes R12, R22, R134a, R152a, R407C e R410A. Neste novo estudo foram observados pontos adicionais ao estudo de 2003, sendo, desta vez, considerado o potencial efeito da metaestabilidade, o atrito e crescimento de bolhas durante o escoamento no tubo capilar.

Diferente do estudo realizado em 2003, quando foram obtidos dados experimentais, desta vez Choi et al. (2004) utilizaram apenas dados extraídos por outros autores. Foram contabilizados 506 dados coletados uniformemente por todas as fontes, a fim de se evitar qualquer tendência a um banco de dado específico. Os bancos de dados utilizados no estudo foram obtidos através da variação de parâmetros indicados na Tabela 3.

Tabela 3 – Intervalo para as condições de operação (CHOI et al., 2004)

Refrigerantes	R12, R22, R134a, R152a, R407C e R410A
Comprimento do tubo capilar [mm]	508 - 5080
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0.66 – 3.05
Pressão de entrada [kPa]	532 - 2990
Pressão de saída [kPa]	86 - 798
Grau de sub-resfriamento [°C]	0.7 – 18.9

Assim, uma regressão não linear foi aplicada a fim de se obter os coeficientes e expoentes para os oito parâmetros adimensionais, dados pela Tabela 4. Importante frisar que neste estudo foi desconsiderada qualquer influência que a pressão de saída poderia gerar, pois, considerando que o escoamento bloqueado ocorre na maioria dos casos, neste escoamento, as reduções da pressão de evaporação (pressão de saída do tubo capilar) não são relevantes para o aumento do fluxo de massa, se comparado aos efeitos relativos ao aumento da pressão de

condensação (pressão na entrada do tubo capilar) (MEZAVILA, 1995). Sendo assim, a correlação que rege a vazão mássica do escoamento é dada por:

$$\pi_1 = 0.5782 \times 10^{-4} \pi_2^{-0.315} \pi_3^{-0.369} \pi_4^{-0.344} \pi_5^{-0.034} \pi_6^{0.040} \pi_7^{-0.458} \pi_8^{0.376} \quad (2)$$

Tabela 4 - Grupos adimensionais (CHOI et al., 2004)

Pi-parâmetros	Parâmetro	Efeito
$\pi_1$	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}}$	Vazão mássica
$\pi_2$	$\frac{P_{in} - P_{sat}}{P_{crit}}$	Pressão na entrada
$\pi_3$	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_{crit}}$	Sub-resfriamento
$\pi_4$	$\frac{L}{D}$	Geometria
$\pi_5$	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	Densidade
$\pi_6$	$\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g}$	Atrito, crescimento de bolhas
$\pi_7$	$\frac{\sigma}{DP_{in}}$	Atrito, crescimento de bolhas
$\pi_8$	$\frac{\rho_f h_{fg}}{P_{sat}}$	Vaporização

Para a formulação da correlação empírica, Zhang (2005) propôs um novo método aplicando redes neurais artificiais (ANN). Este método se mostrou eficiente como um previsor universal, em razão de prescindir um conhecimento anterior da distribuição dos dados de entrada. Duas premissas deveriam ser atendidas para que a correta previsão:

- i) Todos os parâmetros independentes que influenciassem a vazão mássica do refrigerante deveriam ser incluídos.
- ii) Todos os parâmetros devem ser correlacionados pela função mais adequada.

As redes neurais artificiais (ANN) consistem em um modelo baseado no sistema biológico de redes neurais. O modelo é composto por elementos processantes, denominados

de neurônios, e por conexões ponderadas de processamento, intitulados de sinapses. A ANN é constituída por um vasto número de neurônios, conectados em uma robusta estrutura paralela de conexões. Este modelo opera como uma caixa preta, pois não exige nenhuma informação detalhada sobre como a função deve ser estruturada, visto que o objetivo central deste modelo é que as redes neurais aprendam e adaptem uma melhor função que condicionem as entradas a retornar uma saída.

O modelo se comporta basicamente da seguinte forma: os neurônios recebem os dados de entrada e através das conexões ponderadas, combinam suas informações, obtendo através de uma operação não linear, o resultado final.

Um importante estágio da aplicação de redes neurais se refere à fase de treinamento. Esta etapa consiste em introduzir os dados de entrada e o dado de saída. Neste processo, os neurônios e as conexões ponderadas são obrigados a se ajustarem na tentativa de inter-relacionar os dados de entrada para se alcançar o dado de saída. Conforme as conexões vão sendo treinadas, elas vão adquirindo um nível de desempenho cada vez mais satisfatório, até que alcancem o nível de satisfação apropriado, e assim, cessem o processo de aprendizagem.

Neste estudo, o banco de dados foi formado para refrigerantes R12, R22, R134a, R290, R407C, R410A e R600a, e cobre um vasto intervalo de valores para as condições de teste. Os valores para as condições de testes utilizados por Zhang estão mostrados na Tabela 5, e utilizou os mesmos parâmetros adimensionais definidos por Choi et al. (2003), descritos na Tabela 2. A correlação utilizando as redes neurais artificiais é escrita da seguinte forma:

$$\pi_8 = \frac{1}{1 + \exp(2.956h - 0.064)} \quad (3)$$

Onde,

$$h = \frac{1}{1 + \exp(0.654 - 5.371\pi_1 + 7.332\pi_2 - 9.541 \times 10^{-4}\pi_3 - 0.1588\pi_4 + 2.277 \times 10^{-2}\pi_5 - 5.202 \times 10^4\pi_6 + 1.731 \times 10^{-2}\pi_7)} \quad (4)$$

Tabela 5 – Intervalo para as condições de operação (ZHANG, 2005)

Parâmetro	Mínimo - Máximo
Comprimento do tubo capilar [mm]	500 – 3048
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0.606 – 2
Pressão de entrada [MPa]	0.713 – 2.72
Temperatura de condensação [°C]	28.6 – 71.8
Grau de sub-resfriamento [°C]	0.9 – 16.7

No entanto, a correlação de Zhang (2005) não previa a vazão mássica para condição de escoamento bifásico na entrada do tubo capilar, pois a quantidade de dados obtidos na literatura não foi suficiente para treinar e testar as conexões ponderadas. Outro ponto que a correlação não considerou se refere à rugosidade da superfície no adimensional do atrito, visto que, foi comprovado que o fator de atrito no tubo capilar é muito mais vinculado ao Coeficiente de Reynolds do que à própria rugosidade da superfície (KUEHL; GOLDSCHMIDT, 1991). Da mesma forma, esta convenção de não se utilizar a rugosidade superficial no adimensional de atrito foi adotado por outros autores.

Os resultados da correlação revelaram um alto grau de confiabilidade para prever a vazão mássica em condições de sub-resfriamento zero. Tal condição não era possível de ser aplicada nas correlações formuladas anteriormente a esta.

Yang e Wang (2008) perceberam a falta, na literatura, de uma única correlação que fosse aplicada aos casos em que o escoamento fosse submetido tanto às condições de sub-resfriamento, como também às hipóteses de escoamento bifásico na entrada do capilar. Para suprir essa lacuna, propuseram então uma correlação que pudesse atender a tais condições. Dessa forma, foram apresentadas duas formas de modelagem de escoamento bifásico, conhecidos por modelo de equilíbrio homogêneo (HEM) e o modelo não homogêneo separado (SIM).

O modelo mais utilizado para a modelagem do escoamento, bem como o utilizado por Yang e Wang (2008), é o HEM. O modelo tem sido tradicionalmente aplicado por razões de sua simplificação, visto que é possível desconsiderar alguns efeitos bastante recorrentes em escoamento bifásicos, tais como a fração de vazão, razão do deslizamento e a metaestabilidade (atraso da vaporização), além de presumir que o escoamento seja homogêneo e unidimensional. Apesar das simplificações, o modelo ainda é capaz de reproduzir satisfatoriamente o escoamento em tubos capilar adiabáticos.

Por outro lado, o modelo não homogêneo separado (SIM) é o modelo que representa com mais fidedignidade o caso concreto. Seu modelo possui uma fundamentação mais completa, incluindo até casos de escoamento bloqueado. Contudo, devido à sua complexidade, alguns parâmetros são difíceis de serem determinados precisamente.

A correlação é baseada no banco de dados de alguns dos mais populares refrigerantes, entre eles o R12, R22, R134a, R290, R600a, R410a, R407C e R404A. O banco de dados utilizado para a correlação está listado na Tabela 6. Além disso, os parâmetros adimensionais definidos por Yang e Wang (2008) estão disponibilizados na Tabela 7.

Tabela 6 - Banco de dados para as condições de operação (YANG; WANG, 2008)

Condição de entrada	Parâmetro	Mínimo - Máximo	Número de dados
Subresfriado	D [mm]	0.5 - 2	400
	L [m]	0.5 - 5	
	Temperatura de condensação [°C]	20 - 60	
	Grau de sub-resfriamento [°C]	0 - 20	
Escoamento Bifásico	D [mm]	0.5 - 2	400
	L [m]	0.5 - 5	
	Temperatura de condensação [°C]	20 - 60	
	Título [-]	0 - 0.3	

Tabela 7 - Grupos adimensionais (YANG; WANG, 2008)

Pi-parâmetros	Parâmetro	Efeito
$\pi_1$	$\frac{1.273 \dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_{in} P_{in}}}$	Vazão mássica
$\pi_2$	$\frac{P_{in}}{P_r}$	Pressão na entrada
$\pi_3$	$\frac{\rho_f}{\rho_g}$	Densidade
$\pi_4$	$\frac{D}{L}$	Geometria
$\pi_5$	$\frac{D \sqrt{P_{in} \rho_{in}}}{\mu_{in}}$	Atrito
$\pi_6$	$1 - x_{in}$	Título
$\pi_7$	$1 + \frac{\Delta T_{sub}}{T_{crit}}$	Sub-resfriamento

A partir de uma regressão não linear utilizando o banco de dados listado na Tabela 8, foi desenvolvida correlação empírica, descrita pela Equação 5.

$$\pi_1 = 4.2579 \times 10^3 \pi_2^{0.7338} \pi_3^{-0.2220} \pi_4^{0.4671} \pi_5^{0.1226} \pi_6^{1.5956} \pi_7^{0.7061} \quad (5)$$

Wolf e Pate (2002) elaboraram um modelo empírico para simular a condição de troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, presente em sistemas com tubo capilares não-adiabáticos. Este modelo é recomendado pelas normas da ASHRAE para as diversas aplicações. As condições experimentais utilizadas estão descritas na Tabela 8.

Durante as pesquisas foram desenvolvidas, ao todo, quinze variáveis adimensionais. No entanto, apenas os adimensionais expostos na tabela 9 se mostraram relevantes para prever a fluxo de vazão mássica.

A correlação para condição de sub-resfriamento na entrada no tubo capilar tem a seguinte forma:

$$\pi_9 = 0,07602 \pi_1^{-0.4583} \pi_3^{0.07751} \pi_5^{0.7342} \pi_6^{-0.1204} \pi_7^{0.03774} \pi_8^{-0.04085} \pi_{11}^{0.1768} \quad (6)$$

$$\text{para } 1\text{K} < \Delta T_{sc} < 17\text{K}$$

Já a correlação para condição de escoamento bifásico na entrada do tubo capilar é descrita da seguinte maneira:

$$\pi_9 = 0,01960 \pi_1^{-0.3127} \pi_5^{1.059} \pi_6^{-0.3662} \pi_7^{4.759} \pi_8^{-0.04965} \quad (7)$$

$$\text{para } 0.02 < x_{in} < 0.10$$

Tabela 8 - Condições de operação (WOLF; PATE, 2002)

Parâmetro	Caso (a)	Caso (b)
Diâmetro interno do tubo capilar (mm)	0.85	0.65
Diâmetro externo do tubo capilar (mm)	2.0	2.0
Diâmetro interno da linha de sucção (mm)	6.413	6.413
Diâmetro externo da linha de sucção (mm)	9.84	9.84
Comprimento do tubo capilar (m)	3.875	3.25
Comprimento adiabático na entrada (m)	0.375	0.375
Comprimento de troca de calor (m)	1.50	1.50
Rugosidade da parede ( $\mu\text{m}$ )	1.5	1.5
Vazão mássica (kg/h)	7.634	1.755
Pressão de condensação (MPa)	1.034	0.552
Temperatura de evaporação ( $^{\circ}\text{C}$ )	-13.204	-9.233
Sub-resfriamento ( $^{\circ}\text{C}$ )	11.730	11.474
Temperatura da linha de sucção ( $^{\circ}\text{C}$ )	-7.611	6.472
Refrigerante	R-134a	R-600a



Tabela 9 - Grupos adimensionais (WOLF; PATE, 2002)

Pi parâmetros	Definição	Descrição
$\pi_1$	$\frac{L_c}{D_c}$	Efeito geométrico
$\pi_3$	$\frac{L_{hx}}{D_c}$	Efeito geométrico
$\pi_5$	$\frac{P_{c,in} D_c^2}{\mu_{fc}^2 \vartheta_{fc}}$	Pressão na entrada
$\pi_6$	$\frac{P_{s,in} D_c^2}{\mu_{fc}^2 \vartheta_{fc}}$	Pressão na entrada
$\pi_7$ (sub-resfriado)	$\frac{\Delta T_{sub} C_{pfc} D_c^2}{\mu_{fc}^2 \vartheta_{fc}^2}$	Condição na entrada
$\pi_7$ (título)	$1-x_{in}$	Condição na entrada
$\pi_8$	$\frac{\Delta T_{sup} C_{pfc} D_c^2}{\mu_{fc}^2 \vartheta_{fc}^2}$	Condição na entrada
$\pi_9$	$\frac{\dot{m}}{D_c \mu_{fc}}$	Vazão
$\pi_{11}$	$\frac{\mu_{fc} - \mu_{gc}}{\mu_{gc}}$	Efeito viscoso

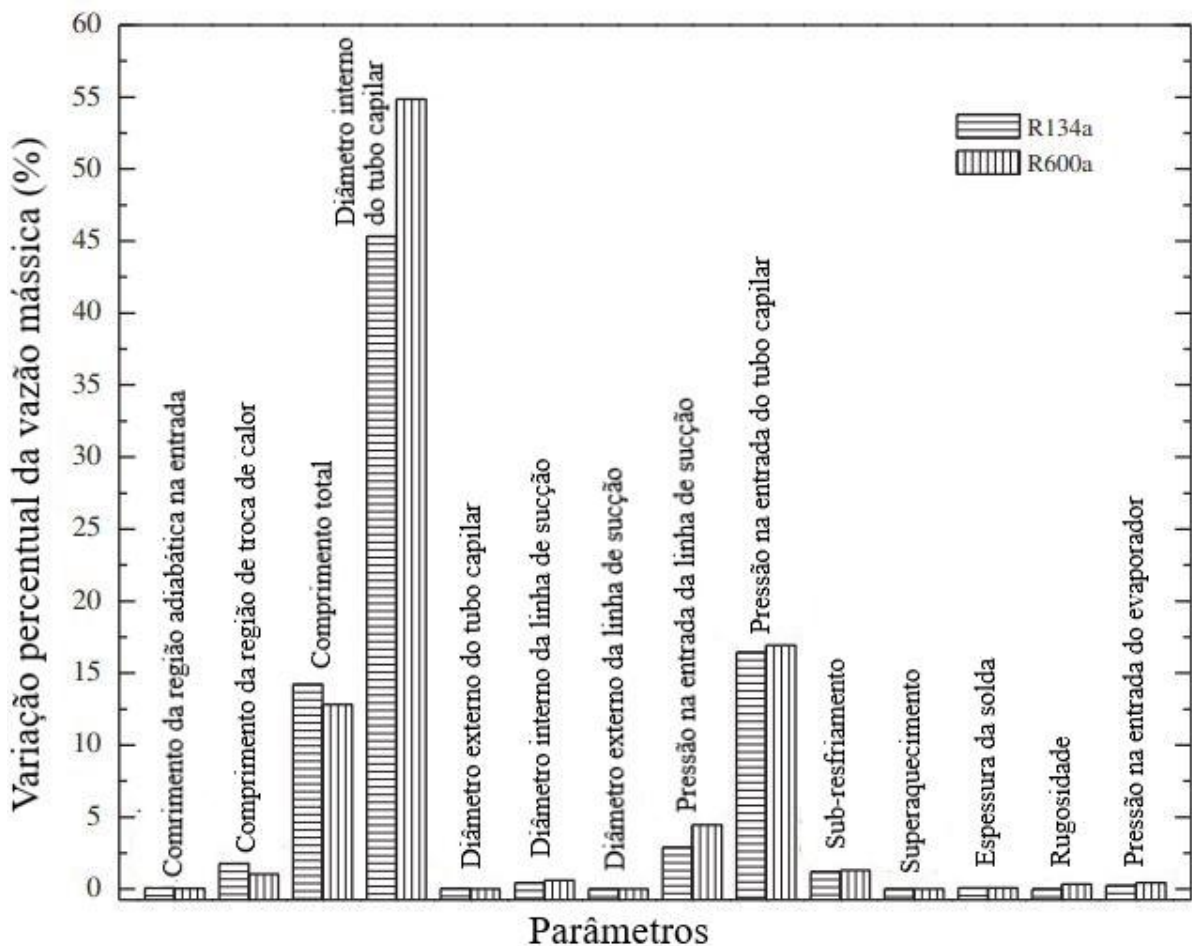
Sarker e Jeong (2012) desenvolveram o modelo de escoamento considerando a transferência de calor. Para tal modelagem, o comprimento do tubo foi fragmentado em três regiões: de entrada, de saída e a submetida à troca de calor. As regiões de entrada e de saída foram consideradas adiabáticas, livres de qualquer troca de calor. Além disso, foi observado que na região onde ocorria a troca de calor houve uma grande mudança nas propriedades termodinâmicas do refrigerante, tais como calor específico, volume específico e tensão superficial.

Para a formação dos parâmetros adimensionais foram consideradas as condições geométricas e operacionais e as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante. Os parâmetros geométricos incluem o diâmetro do tubo capilar, o diâmetro da linha de sucção e os comprimentos das regiões adiabáticas e da região por onde ocorrem as trocas de calor. Por outro lado, os parâmetros operacionais constituem por pressão na entrada do tubo capilar,

grau de sub-resfriamento, título na entrada do tubo e a temperatura de entrada na linha de sucção.

Sarker e Jeong (2012) avaliaram também a influência que cada variável, individualmente, teria sobre o fluxo de vazão mássica. Para se alcançar melhores resultados, os parâmetros foram variados sempre numa mesma porcentagem, mantendo fixos os demais parâmetros. Através do resultado, mostrado pela Figura 5, foi possível observar que os parâmetros com maior influência na vazão mássica foram o diâmetro interno do tubo capilar, pressão na entrada e o comprimento do capilar.

Figura 5 – Influência dos parâmetros no fluxo de vazão mássico (SARKER; JEONG, 2012)



O diâmetro interno do tubo capilar representa a variável que resulta em uma maior influência no fluxo de vazão mássico. Esta relação é diretamente proporcional e de simples compreensão, pois, quanto maior o diâmetro, menor será a restrição que o escoamento estará sujeito, já que maior será a seção por onde o fluxo passará.

Em seguida, a pressão na entrada do tubo capilar e o comprimento total do tubo capilar modificam o fluxo de vazão mássica quase na mesma proporção. No entanto, estes não

proporcionam o mesmo efeito na vazão mássica. Manter a pressão do fluido elevado na entrada do tubo capilar asseguraria que mais escoamento flua através do tubo capilar, já que os fluido de movimentam devido à diferença de pressão. Por outro lado, um longo comprimento de tudo capilar conduz para que menos fluido escoe através do tubo, em consequência do aumento da perda de carga proporcionada pelo atrito com a parede do tubo capilar.

Por fim, outros parâmetros também possuem influências sobre a vazão mássica, porém seus efeitos são bem menos significativos em relação aos descritos anteriormente. Dentre os parâmetros de menor influência podemos destacar a pressão na entrada da linha de sucção, sub-resfriamento, comprimento do trocador de calor, diâmetro interno da linha de sucção e a pressão na entrada do evaporador.

Combinando os parâmetros dimensionais foi possível definir os grupos adimensionais que representem com mais fidedignidade os fenômenos físicos do escoamento. Os três parâmetros mais representativo e de maior relevância (diâmetro interno, pressão de entrada e comprimento) foram mais utilizados que outros parâmetros durante a elaboração dos grupos adimensionais, conforme observado na Tabela 10.

Tabela 10 - Grupos adimensionais (SARKER; JEONG, 2012)

Pi parâmetros	Definição	Descrição
$\pi_1$	$\frac{\dot{m}}{D^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}}$	Vazão mássica
$\pi_2$	$\frac{D_c}{L_c}$	Geometria
$\pi_3$	$\frac{D_{hx}}{D_c}$	Geometria
$\pi_4$	$\frac{L_{hx}}{L_c}$	Geometria
$\pi_5$	$\frac{P_{in} - P_{sat}}{P_{crit}}$	Pressão de entrada no capilar
$\pi_6$	$\frac{\rho_{f,c}}{\rho_{g,c}}$	Efeito da densidade
$\pi_7$	$\frac{D_c \sqrt{P_{in} \rho_{in}}}{\mu_{in}}$	Viscosidade, atrito
$\pi_8$	$\frac{\sigma}{D_c P_{in}}$	Tensão superficial, atrito

$\pi_9$	$\frac{\rho_f h_{fg}}{P_{sat}}$	Vaporização
$\pi_{10\_sub-resfriamento}$	$1 + \frac{\Delta T_{sc}}{T_{crit}}$	Sub-resfriamento
$\pi_{10\_titulo}$	$1 - x_{in}$	Título
$\pi_{11}$	$\frac{\rho_{f,s}}{\rho_{g,s}}$	Efeito da densidade
$\pi_{12}$	$\frac{C_{p,f,s}}{C_{p,g,s}}$	Efeito do calor específico
$\pi_{13}$	$\frac{\lambda_{f,s}}{\lambda_{g,s}}$	Condutividade térmica
$\pi_{14}$	$\frac{\mu_{f,s}}{\mu_{g,s}}$	Efeito viscoso

Sarker e Jeong (2012) utilizaram os refrigerantes R-134a e R-600a para validar o modelo empírico elaborado. As condições de operação utilizadas estão listadas na Tabela 11. Com isso, o modelo obtido para a condição de líquido sub-resfriado na entrada do tubo capilar é descrita da seguinte forma:

$$\pi_1 = 4.7136 \pi_2^{0.490041} \pi_4^{0.08562} \pi_{12}^{0.03136} \pi_5^{0.012101} \quad (8)$$

Para a condição de escoamento bifásico na entrada do tubo capilar, o seguinte modelo foi adotado:

$$\pi_1 = 3.9976 \pi_2^{0.4955} \pi_{10\_titulo}^{-0.6819} \pi_{12}^{-0.2895} \pi_{13}^{0.3118} \pi_6^{-0.3332} \quad (9)$$

Tabela 11 - Intervalo para as condições de operação (SARKER; JEONG, 2012)

Parâmetro	Mínimo – Máximo
Comprimento do tubo capilar [m]	2.75 – 6
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0.3 – 2
Comprimento de troca de calor [m]	0.5 – 2.7
Titulo na entrada do tubo [-]	0.02 – 0.20
Diâmetro interno da linha de sucção [mm]	4.75 – 8.25
Grau de sub-resfriamento [K]	1.0 – 21.0
Pressão na entrada – R-134a [kPa]	650 – 1500

A mais recente correlação para prever a vazão mássica de refrigerante em tubos capilares adiabáticos e tubos curtos foi proposta por Yang e Zhang (2014). Diferente das correlações já descritas anteriormente que usavam a regra da potência convencional ou redes neurais artificiais, este método sugere um novo meio para se calcular a correlação empírica, denominada de regra da potência local.

Este modelo propôs atender às mais variadas condições de fluido, englobando os estados supercríticos, sub-resfriado e bifásico. Foi aplicado o modelo (HEM), no qual é possível considerar a expansão do gás no capilar como sendo isentálpico e desconsiderar alguns efeitos do escoamento.

$$\pi = a_1 \pi_2^{a_2} \pi_3^{a_3} \pi_4^{a_4} \pi_5^{a_5} \quad (10)$$

As correlações propostas por outros autores apresentaram, na maioria das vezes, a forma da Equação 10. No entanto, estas equações se mostraram bastante limitada e não era recomendado para analisar casos em que houvesse grandes variações nas condições de entrada no capilar. Portanto, para ampliar do poder de previsão, os autores tentaram se basear no formato da equação do momento para, então, produzir a correlação local. Tal procedimento será descrito abaixo.

Aplicando a equação do momento para o HEM temos o seguinte:

$$-dp = G^2 dv + \frac{f}{2D} G^2 v dL \quad (11)$$

A Equação 11 pode ser escrita na forma integral.

$$P_{in} - P_{out} = G^2 (v_{out} - v_{in}) + \frac{f_m}{2D} G^2 v_m L \quad (12)$$

E por fim, reagrupando os termos da Equação 12.

$$\frac{G^2 v_{in}}{P_{in}} = \frac{1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)}{\left(\frac{v_{out}}{v_{in}}\right) - 1 + \left(\frac{f_m L}{2D}\right) \left(\frac{v_m}{v_{in}}\right)} \quad (13)$$

Assim, a partir da equação 13 foi possível definir os grupos adimensionais listados na Tabela 12. Para a formulação da correlação foi utilizado um conjunto de dados experimentais disponíveis na literatura que incluíam os refrigerantes R12, R22, R134a, R404a, R407C, R410A, R600a e CO<sub>2</sub> (R744).

Tabela 12 - Grupos adimensionais (Yang e Zhang, 2014)

Pi-parâmetros	Parâmetro
$\pi_1$	$\frac{1.273 \text{ m}}{D^2 \sqrt{\rho_{in} P_{in}}}$
$\pi_2$	$\frac{P_{sat}}{P_{in}}$
$\pi_3$	$\frac{\rho_g}{\rho_f}$
$\pi_4$	$\frac{L}{D}$
$\pi_5$	$\frac{D \sqrt{P_{in} \rho_{in}}}{\mu_{in}}$

Logo, para a condição de escoamento bifásico na entrada do tubo capilar a viscosidade e a densidade do refrigerante são calculadas da seguinte maneira:

$$\mu_{in} = x_{in} \mu_g + (1 - x_{in}) \mu_f \quad (14)$$

$$\frac{1}{\rho_{in}} = \frac{x_{in}}{\rho_g} + \frac{1 - x_{in}}{\rho_f} \quad (15)$$

Portanto, a correlação da vazão mássica baseada na regra da potência local para tubos capilares adiabáticos é descrita pela seguinte equação:

$$\pi_1 = \left( \frac{1 - 3.650509 \pi_2^{-1.4249184}}{-11.481192 \pi_3^{0.00596366} - 1 + 4.5299793 \pi_4 \pi_5^{-0.2902006} \pi_3^{-0.06782366}} \right)^{0.5} \quad (16)$$

Note que a estrutura da Equação 16 é muito similar à estrutura da equação 13, sendo esta a ideia central da correlação local. Através dos resultados pode se perceber que a

aplicação desta equação é satisfatória pelas seguintes razões: primeiro, ela é tão eficiente quando a correlação proposta por Zhang (2005), utilizando as redes neurais, e segundo, seu formato acaba sendo tão simples quanto às equações que foram elaboradas utilizando da regra da potência convencional.





### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Montagem da bancada experimental

A configuração da bancada experimental, apresentada na Figura 6, foi projetada para o ensaio de tubos capilares adiabáticos na condição de operação semelhante a uma unidade de refrigeração doméstica. Para isso, foi necessário a utilização de um compressor hermético com o objetivo de desempenhar a função movimentar o fluido por todo sistema de refrigeração. O fluido refrigerante após ter sua pressão elevada através da compressão, passa pelo condensador onde é resfriado até atingir o estado de líquido sub-resfriado. Seguido disso, o refrigerante flui para os tubos capilares onde é expandido até a pressão de evaporação.

Figura 6 – Bancada experimental projetada durante o ensaio

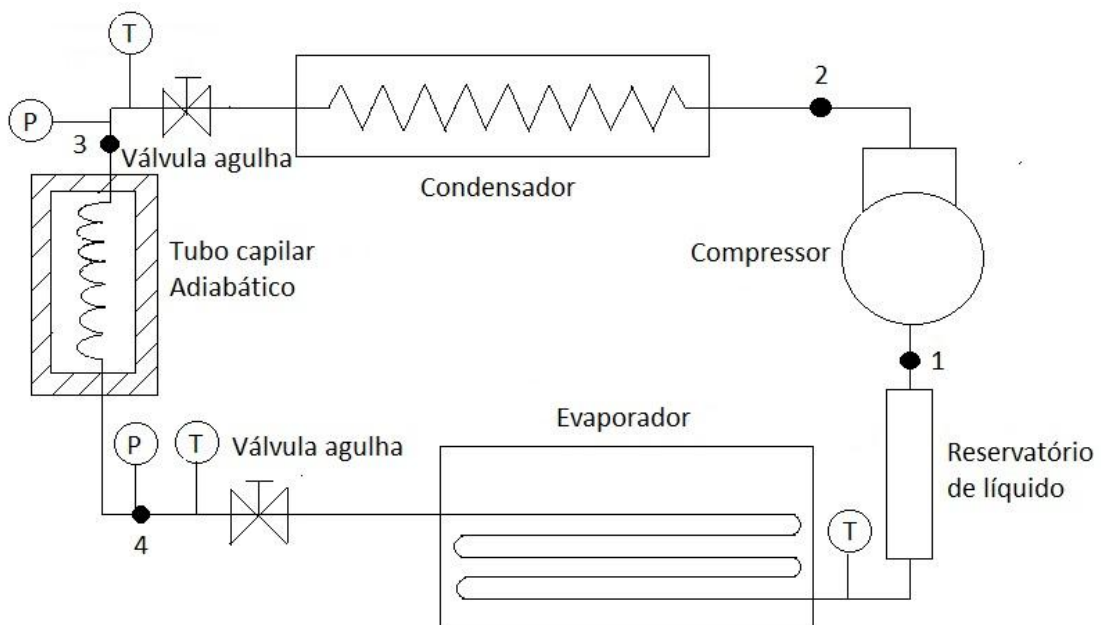


Nas extremidades do tubo capilar foram adicionadas válvulas agulha com o objetivo de minimizar as possíveis perdas de refrigerante durante os ensaios, principalmente quando era preciso desmontar a tubulação de forma a prestar algum tipo de manutenção ou então para a simples troca do tubo capilar, a fim de realizar outros ensaios. O procedimento consistia em se obstruir o escoamento do refrigerante mediante o fechamento de uma das válvulas, localizada entre o condensador e o tubo capilar, e com o compressor ainda em operação, alocar todo o fluido refrigerante do sistema no condensador. Depois de alguns instantes, a outra válvula, entre o tubo capilar e o evaporador, era fechada e o compressor desligado, simultaneamente, vedando a possibilidade de escoamento do fluido de um dos segmentos do sistema para o outro. A Figura 7 ilustra o esquema da bancada experimental, para uma melhor compreensão do que foi descrito anteriormente. É importante ressaltar que, após a

manutenção ou substituição de um segmento da tubulação, foi imprescindível que se realizasse o vácuo na parte substituída, pois caso fosse misturado o ar atmosférico com o fluido refrigerante, poderia não só alterar as propriedades do fluido, mas principalmente, causar danos ao compressor, devido à umidade que estaria presente no escoamento.

Para se determinar o estado do fluido nas regiões de entrada e saída do tubo capilar foram instalados medidores de pressão e temperatura. O medidor de temperatura, denominado termopar foi colocado em contato com a parede externa da tubulação. Em razão da medição do termopar ser bastante sensível a temperatura ambiente, foi imprescindível o isolamento térmico no local da medição, para que a temperatura medida fosse efetivamente a temperatura da parede do tubo. Para a medição da pressão do gás, foram acoplados tubos auxiliares junto ao sistema principal, e através das válvulas schrader disposta nas extremidades destes tubos, foi possível conectar um manifold digital. A partir da Figura 7 é possível observar que os pontos onde foram instalados esses dispositivos de medição são os pontos 3 e 4.

Figura 7 - Esquema da bancada experimental utilizada durante o ensaio



Após a expansão do refrigerante, o gás deverá alcançar o estado de vapor superaquecido previamente à entrada no compressor. Para atingir tal estado, foi fundamental a construção de um trocador de calor, denominado evaporador, onde fosse permitido que o fluido refrigerante trocasse calor com o ambiente em que se desejasse esfriar, de forma a ocorrer a sua completa evaporação. Para que este processo ocorresse, a tubulação por onde fluía o refrigerante foi imersa em um recipiente contendo água, como representada através da

Figura 8. Neste ambiente, a temperatura da água foi controlada através de uma resistência elétrica e de um regulador de tensão Variac. Além disso, houve um isolamento térmico do recipiente de água para que se reduzisse a influência do ambiente externo, permitindo, portanto, apenas a troca de calor entre o fluido refrigerante e a água.

Figura 8 - Representação do evaporador



A seguir, antes de retornar ao compressor, o refrigerante fluía até um reservatório de líquido, fazendo com que se retivessem as parcelas de líquido restantes no escoamento, evitando possíveis danos ao componente.

### 3.2 Medição da vazão mássica

Os ensaios foram submetidos às variadas condições de ensaio, com a finalidade de se obter o máximo de resultados distintos. Durante os testes, foi examinado apenas o comportamento do fluido refrigerante R134a. Quanto aos parâmetros construtivos, foram aplicados três diferentes diâmetros de tubo capilar, entre o intervalo de 0.7874mm e 1.0410mm. Para cada diâmetro selecionado, foram empregados os comprimentos de 2m e 3m.

Quanto a carga de refrigerante, os ensaios foram inicialmente alimentados com 0.25kg e incrementados em 0.05kg ao decorrer do ensaio, até que fosse atingida uma carga máxima de 0.75kg. Por fim, o ambiente de água a ser refrigerado foi controlado a temperaturas constantes de 35°C e 45°C. Na Tabela 13 estão listadas todas as faixas dos parâmetros utilizadas durante os ensaios dos tubos capilares para que fosse criado um banco de dados experimentais.

Tabela 13 - Limites dos parâmetros para o banco de dados experimentais

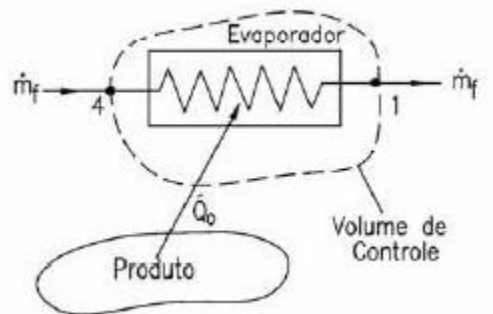
Parâmetro	Limite
Fluído	R134a
Diâmetro interno do tubo capilar [mm]	0.7874-1.0410
Comprimento [m]	2.00-3.00
Carga de refrigerante [kg]	0.25-0.70
Temperatura da água [C]	35-45

Para aferir a vazão mássica, foi aplicada a Lei da conservação de energia para um volume de controle inercial. Para a modelagem do sistema deve ser considerada a hipótese de uniformidade do escoamento, cujo fundamento aplica que todas as propriedades mensuráveis serão uniformes por toda a área seccional de entrada ou de saída do volume de controle. No entanto, esta condição não impede a ocorrência de variação nas propriedades do fluído entre a seção de entrada e saída, portanto, esta mudança de propriedade deve ser levada em consideração para o desenvolvimento da fórmula. Dito isso, a equação do balanço de energia para o volume de controle será:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{out} \left( h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) - \dot{m}_{in} \left( h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \quad (17)$$

Na equação acima  $\dot{Q}$  e  $\dot{W}$  simbolizam, respectivamente, o calor que é transmitido ao sistema e o trabalho efetuado pelo sistema. Para o uso do modelo, o volume de controle adotado foi o evaporador, como mostrado na Figura 9, e as condições de entrada e saída foram determinadas pelos dados obtidos referente aos estados do fluído refrigerante nas referidas seções.

Figura 9 – Representação do balanço de energia no evaporador



Para tornar a equação sujeita a menos parâmetros independentes é conveniente assumir algumas hipóteses simplificadoras. Porém, é importante ressaltar que estas hipóteses não comprometeram a fiel reprodução do fenômeno físico estudado.

Primeiramente, partindo do pressuposto que o volume de controle é composto por apenas uma entrada (e) e uma saída (s) e supondo um escoamento uniforme, podemos aplicar a equação da conservação de massa e obter:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (18)$$

Além disso, a temperatura do tanque de água foi continuamente monitorada de forma a sempre permanecer constante. Logo, à medida que a temperatura da água ia diminuindo, em consequência da troca de calor com o fluido refrigerante, simultaneamente, a resistência aquecia a temperatura da água, de forma a compensar a perda térmica. Portanto, quanto à mudança de estado do sistema, este foi aproximado a zero.

$$\frac{dE}{dt} = 0 \quad (19)$$

Outra característica a ser observada se refere quanto ao trabalho do volume de controle ( $\dot{W}$ ). Devido à ausência de um trabalho que seja exteriorizado para fora do sistema, é apropriado considerar este componente da equação como nulo.

Por fim, em razão da parcela da energia do fluido, correspondente à variação entálpica, ser mais significativa em relação às demais parcelas (energia cinética e energia potencia), tais parcelas com menor influência podem ser desprezadas para simplificação, sem que ocorra uma redução significativa na confiabilidade do modelo.

Feito as correspondentes observação e simplificações a equação que corresponde ao balanço de energia para o volume de controle será:

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (20)$$

Com base na Equação 20 foi observado que houve uma compensação da perda de calor da água para refrigerante, pelo ganho de calor, fornecido pela resistência elétrica. No entanto, a razão para ser admitida tal compensação apenas foi possível em razão do isolamento térmico do evaporador ao ambiente externo, pois, caso contrário, seria necessário englobar outros fatores extrínsecos. As entalpias na entrada e saída do tubo capilar foram obtida através da pressão e temperatura nos respectivos pontos.

Para permitir o controle da potência elétrica da resistência, tivemos a ligação da resistência elétrica a um regulador de tensão, denominado de Variac, permitindo uma variação controlada da tensão para o aquecimento da resistência elétrica. Sabendo que a única fonte de calor utilizada para alimentar o volume de controle foi o calor gerado pela resistência elétrica, o cálculo da quantidade de calor é dado por:

$$\dot{Q} = \frac{U^2}{R} \quad (21)$$

Por fim, através da Equação 20 foi possível observar a existência da capacidade de refrigeração. A capacidade de refrigeração pode ser definida, basicamente, como a habilidade do sistema refrigerante em remover o calor de um ambiente, e para seu cálculo é necessário obter a diferença de entalpia entre o estado de entrada e de saída do evaporador, conforme a seguinte equação:

$$\text{Capacidade de refrigeração} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (22)$$

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Através do procedimento descrito anteriormente, foi gerado um banco de dados composto por 100 dados experimentais. Estes dados foram aplicados nas correlações de Choi et al. (2003), Choi et al. (2004), Zhang (2005), Yang e Wang (2008) e Yang e Zhang (2014) para que pudesse ser investigado a confiabilidade dos dados e também para analisar qual correlação seria a mais apropriada para se prever a vazão mássica quando aplicada as condições operacionais utilizadas nos ensaios.

As correlações foram implementadas por meio do software, Engineering Equation Solver (EES) e alimentadas pelo banco de dados próprio, a fim de se obter as previsões da vazão mássica. Com o auxílio do software, foi possível também construção do gráfico de dispersão, limitando os dados dentro de um percentual pré-estabelecido.

A tolerância admitida para a avaliação da vazão mássica foi de 30%, o que significa que apenas os resultados que variassem entre trinta por cento, para mais ou para menos, fossem aceitos a fim de fundamentar a nossa posição quanto à efetividade da correlação.

Além disso, foram calculados o erro médio relativo e o erro médio absoluto, os quais serviram para indicar a proximidade com que as vazões previstas pelas correlações estavam em relação à vazão medida experimentalmente. Vale ressaltar que entre os dois erros indicados, o de maior relevância é o erro médio absoluto, no qual é considerado o módulo do erro. Ao utilizar o erro médio relativo, um valor superestimado previsto erroneamente, poderia ser compensado com um valor subestimado de mesma intensidade, ocasionando uma ocultação de erro nos resultados. Desta forma, para realizar a comparabilidade das correlações, o indicado mais paropriado seria o uso do erro médio absoluto.

Os cálculos do erro médio relativo e do erro médio absoluto são descritos da seguinte maneira:

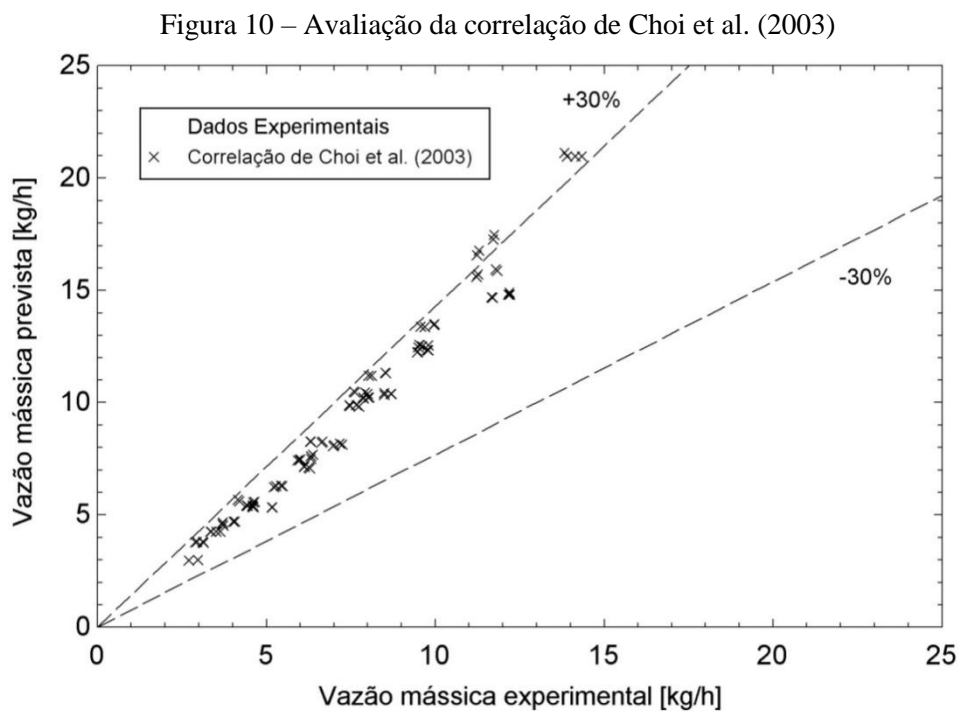
$$\text{Erro médio relativo} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[ \frac{(\dot{m}_{\text{prev}} - \dot{m}_{\text{exp}}) \times 100}{\dot{m}_{\text{exp}}} \right] \quad (15)$$

$$\text{Erro médio absoluto} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{ABS} \left[ \frac{(\dot{m}_{\text{prev}} - \dot{m}_{\text{exp}}) \times 100}{\dot{m}_{\text{exp}}} \right] \quad (16)$$

A correlação de Choi et al. (2003), como mostrado pelo Figura 9, apresentou um erro médio absoluto de 26.85% e, além disso, 65% dos pontos ficaram dentro da faixa de tolerância de 30%. Outro ponto a ressaltar é quanto ao erro relativo ser numericamente igual

ao erro absoluto, significando que as todas as vazões seguiram uma tendência de serem ou superestimadas ou subestimadas. No caso desta correlação, todas as vazões tiveram seus valores superestimados.

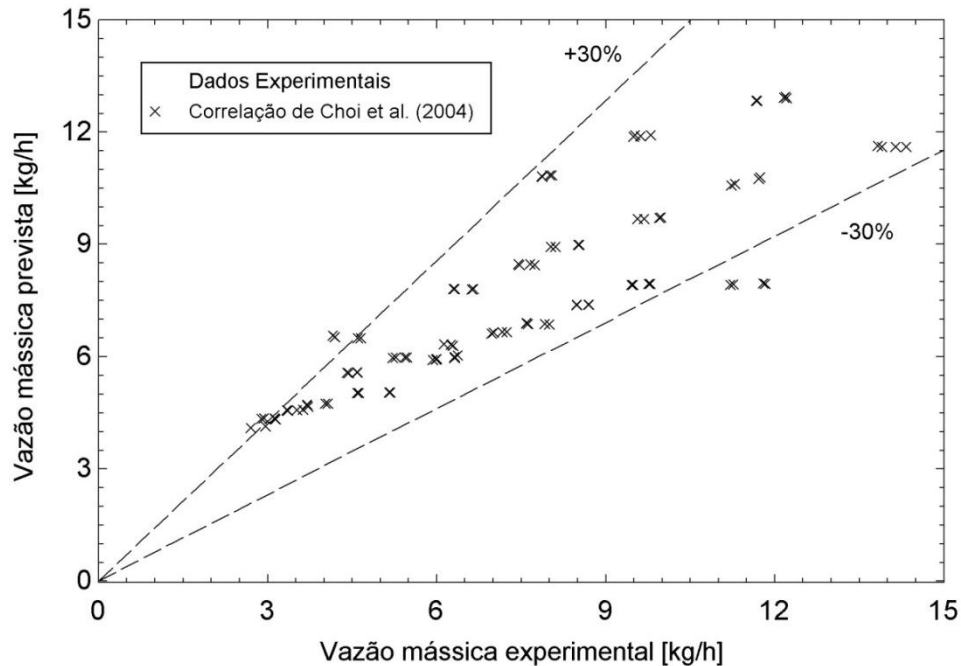
Por fim, é possível perceber através do gráfico de dispersão, Figura 10, que a equação prevê satisfatoriamente quando temos baixas vazões mássicas. No entanto, a previsão perde sua efetividade à medida que aumentamos a vazão mássica. Ainda assim, os resultados da correlação empírica de Choi et al. foram considerados satisfatórios.



A correlação de Choi et al. (2004) apresentou um erro médio absoluto de 18.14% e, nesta ocasião, tivemos que 80% dos pontos estavam dentro da faixa de tolerância de 30%. Conforme já visto, esta correlação representou uma evolução da correlação de Choi et al. em 2003. Para sua elaboração foi utilizado um banco de dados mais vasto, incluindo outros tipos de fluido refrigerante, dentre eles o R134a, empregado nos ensaios experimentais. Portanto, já era de se esperar que os resultados apurados através dessa equação tivesse um melhor resultado com relação à correlação anterior. A avaliação da correlação de Choi et al. (2004) está representado através da Figura 11.



Figura 11 - Avaliação da correlação de Choi et al. (2004)



A correlação de Zhang (2005), utilizando as redes neurais, surpreendentemente, foi a que pior previu a vazão mássica do refrigerante. A correlação obteve um erro médio absoluto de 53.19% e apenas 33% dos seus resultados foram previsto dentro da faixa de tolerância de 30%.

Com auxílio da Figura 12, observa-se que a correlação manteve uma previsão dentro das tolerâncias para baixos valores das vazões mássicas. Contudo, com o aumento da vazão mássica, o erro foi se tornando cada vez maior. O aumento da vazão mássica é consequência de diversos parâmetros que foram variados durante o ensaio. Como exemplo disso, temos que o aumento da vazão mássica pode ocorrer em razão do aumento do diâmetro do tubo capilar ou do aumento da carga do refrigerante. Portanto, por este motivo, é difícil prever qual a variável que realmente influenciou para que o desvio da correlação fosse tão elevado.

A correlação de Wang e Yang (2008) obteve um erro médio absoluto de 30.37% e 42% de pontos dentro da faixa de tolerância de 30%. Como observado através da Figura 13, a correlação de Wang e Yang (2008) praticamente subestimou as vazões mássicas, visto que na grande maioria dos pontos, a vazão mássica experimental foi maior que a vazão mássica prevista.

Figura 12 - Avaliação da correlação de Zhang (2005)

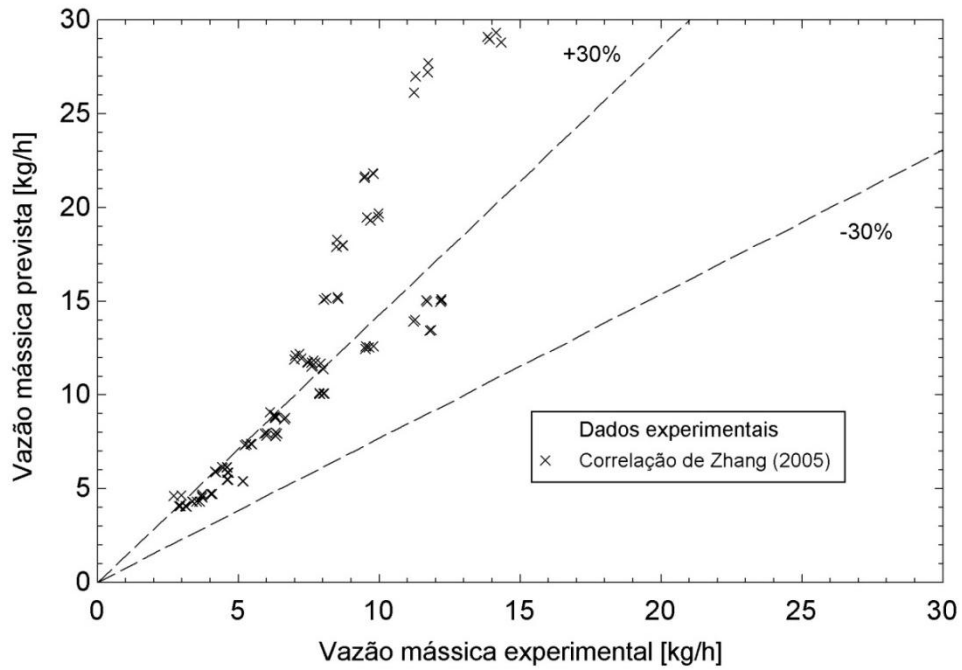
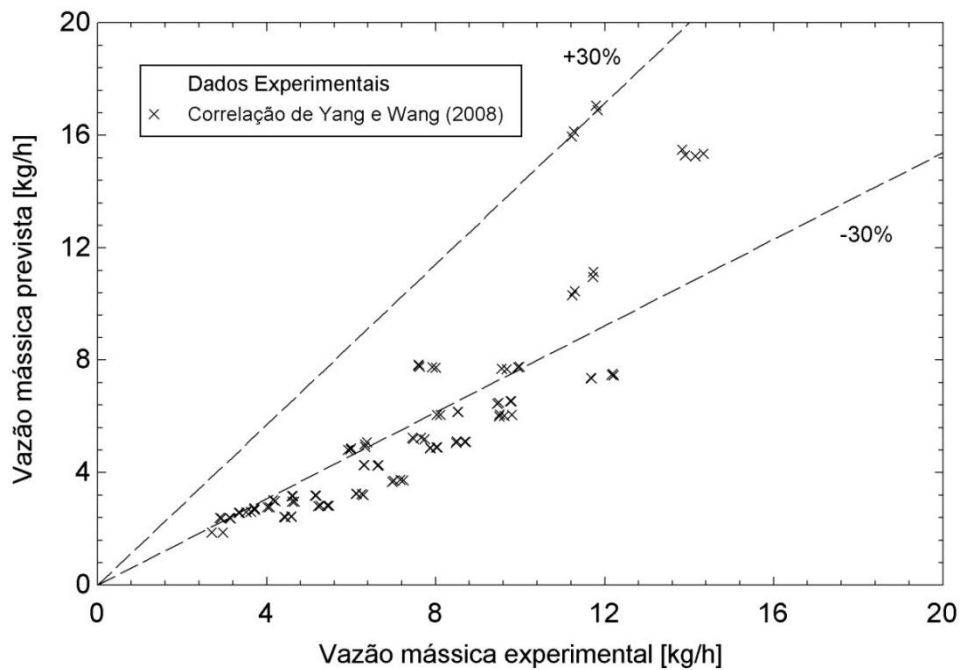


Figura 13 - Avaliação da correlação de Yang e Wang (2008)



Para conclusão da comparabilidade, foi aplicada a correlação de Yang e Zhang (2014), baseada na regra da potência local. Os resultados obtidos foram bastante satisfatórios, revelando que o erro médio absoluto da correlação foi de 16.03%, além de que 90% dos

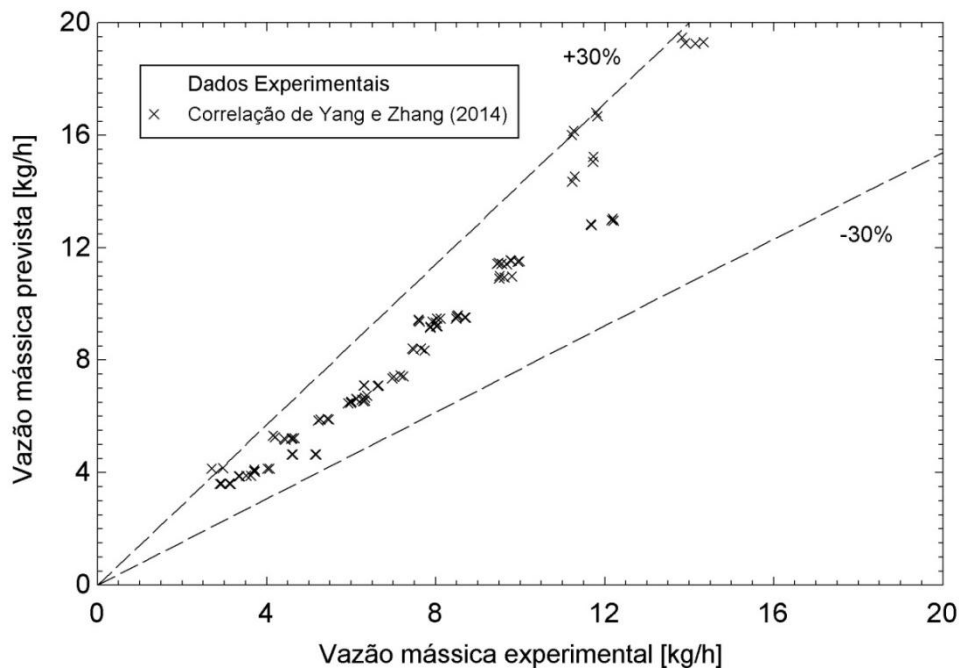
pontos ficaram dentro da faixa de tolerância de 30%. A avaliação da correlação de Yang e Zhang pode ser vista através da Figura 14.

Por fim, a Tabela 14 traz a comparação final entre as correlações aplicadas no estudo, através do erro médio relativo, erro médio absoluto e o percentual de ponto dentro da faixa de erro de  $\pm 30\%$ .

Tabela 14 - Comparação das correlações utilizando o banco de dados experimental

Correlação	Erro médio relativo [%]	Erro médio absoluto [%]	Percentual na faixa de erro de $\pm 30\%$ [%]
Choi et al. (2003)	26.85	26.85	65.00
Choi et al. (2004)	9.05	18.14	80.00
Zhang (2005)	53.19	53.19	33.00
Yang e Wang (2008)	-25.99	30.37	42.00
Yang e Zhang (2014)	-15.64	16.03	90.00

Figura 14- Avaliação da correlação de Yang e Zhang (2014)



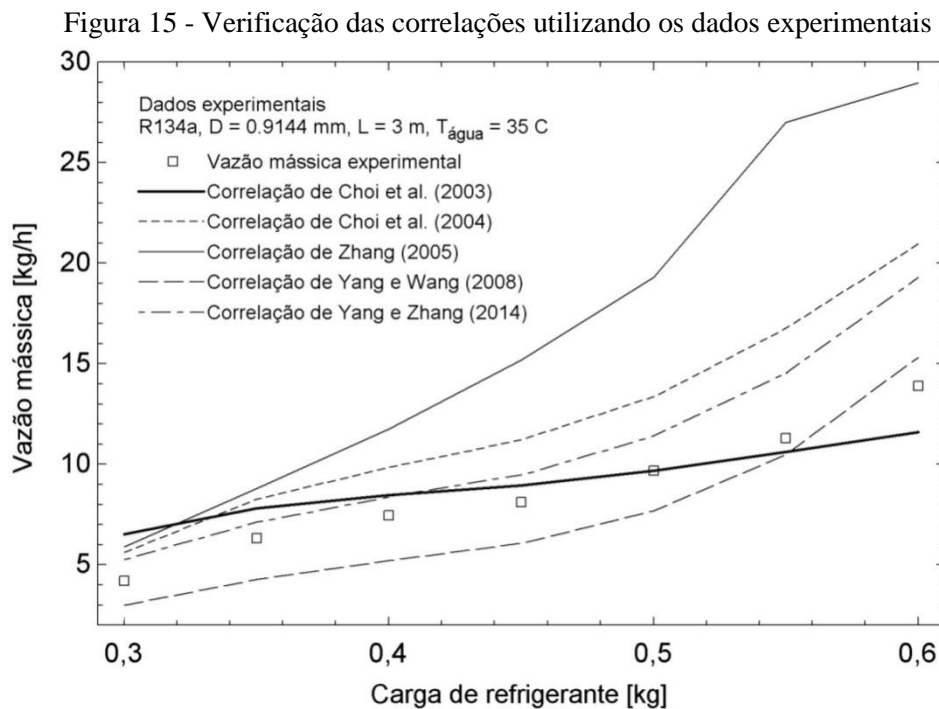
Outro método utilizado para fazer a comparabilidade das correlações é verificando as suas tendências para as mesmas condições de operação. Para tal procedimento, foram fixados a temperatura do ambiente a ser refrigerado em  $35^{\circ}\text{C}$ , o diâmetro interno do tubo capilar em 0.9144 e o comprimento do tubo capilar em 3m, além disso, foi utilizado como parâmetro

variável a carga de refrigerante. Os resultados deste método estão exibidos através da Figura 15.

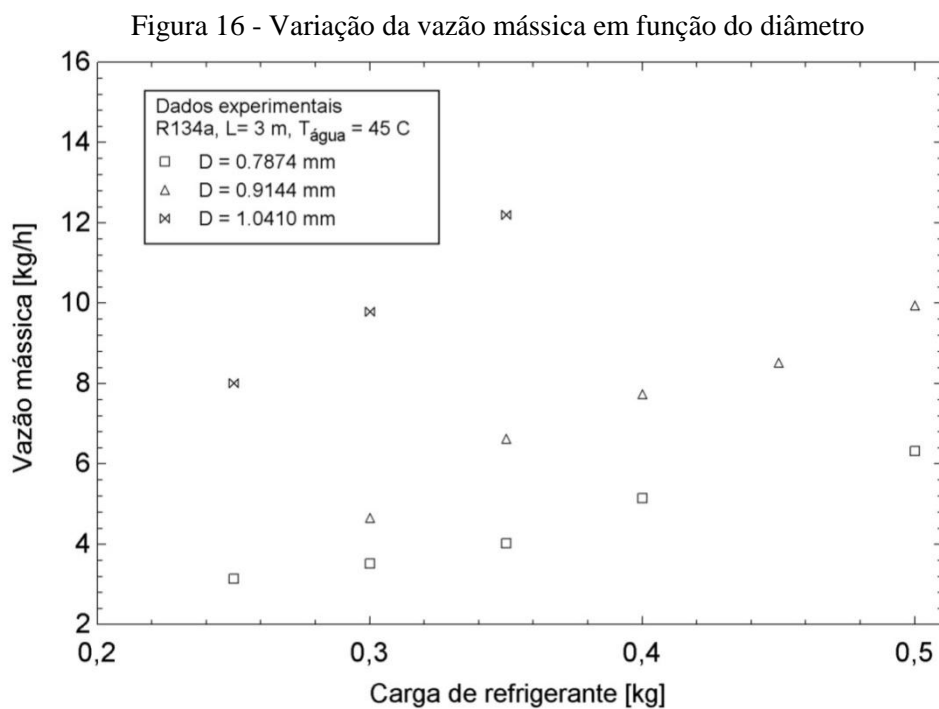
Através deste gráfico, é possível certificar aquilo que já havíamos afirmado anteriormente, a correlação de Yang e Zhang (2014) realmente é a que melhor prevê a vazão mássica do sistema, inclusive, a correlação parece acompanhar a tendência dos dados experimentais.

Da mesma forma, as correlações de Choi et al. (2004) e de Yang e Wang (2008) parecem querer seguir a mesma inclinação da curva dos dados experimentais, no entanto, os valores resultantes dessas correlações acabam sendo superestimando e subestimando, respectivamente.

A correlação de Choi et al. (2003) não acompanhou a forma das demais correlações, resultando em uma inclinação quase horizontal, exprimindo a pouca influência da carga do sistema na variação da vazão mássica. Por fim, ao contrário da correlação anterior, a correlação de Zhang (2005) sofreu uma grande influência na vazão mássica durante a aplicação de carga no sistema. Porém, esta variação parece completamente errônea, visto que nenhuma das correlações e nem mesmo o próprio resultado experimental demonstrou tal tendência discrepante.

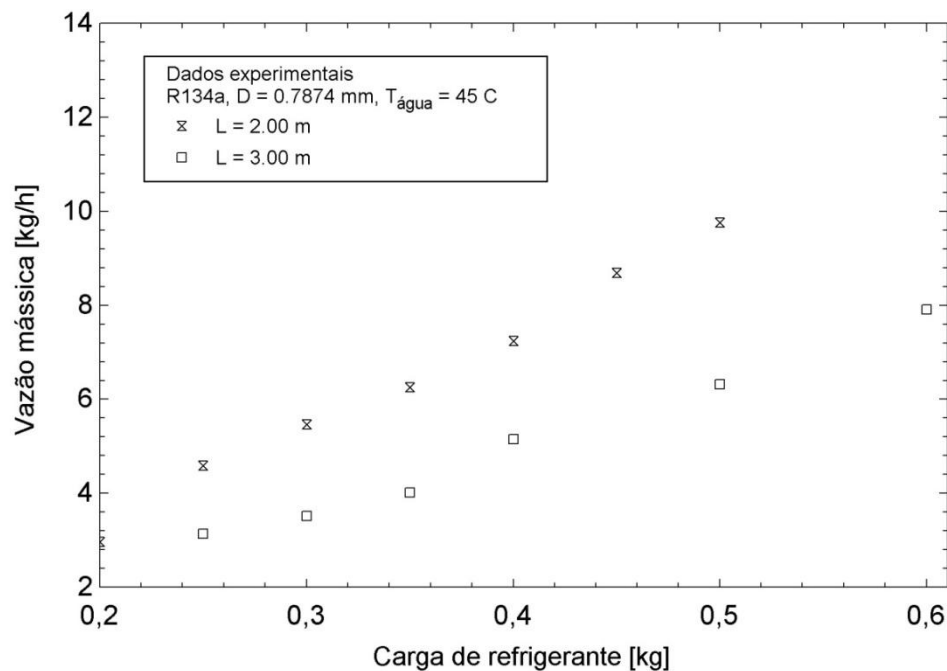


Por fim, foi possível analisar a influência que alguns parâmetros produziam em relação à vazão mássica, assim como fizeram Sarker e Jeong (2012). A princípio, foi analisada a influência do diâmetro do tubo capilar. Como foi observado pelos autores, este parâmetro foi considerado como o de maior influência na vazão mássica. A partir disso, através da Figura 16, notamos que, fixando a carga de refrigerante, teremos que quanto maior o diâmetro do tubo capilar, maior será a vazão mássica do sistema. A explicação deste fenômeno é de fácil compreensão, pois, quanto maior a área da seção do escoamento, menor será o grau de restrição de passagem, e, portanto, mais vazão será permitida.



Aplicando a variação no comprimento do tubo capilar, teremos uma relação inversa entre a vazão mássica e comprimento do tubo capilar. A partir do gráfico representado pela Figura 17, podemos concluir que quanto maior for o comprimento do tubo capilar, menor será a vazão mássica do sistema. Esta influência é evidenciada em consequência ao aumento da perda de carga que o escoamento estará submetido quando aumentamos o comprimento do tubo. Tal perda de carga decorre principalmente ao atrito do escoamento com as paredes do tubo. Vale ressaltar que os tubos capilares são comercializados em formato de espiral, motivo pelo qual contribui em uma maior perda de carga do escoamento.

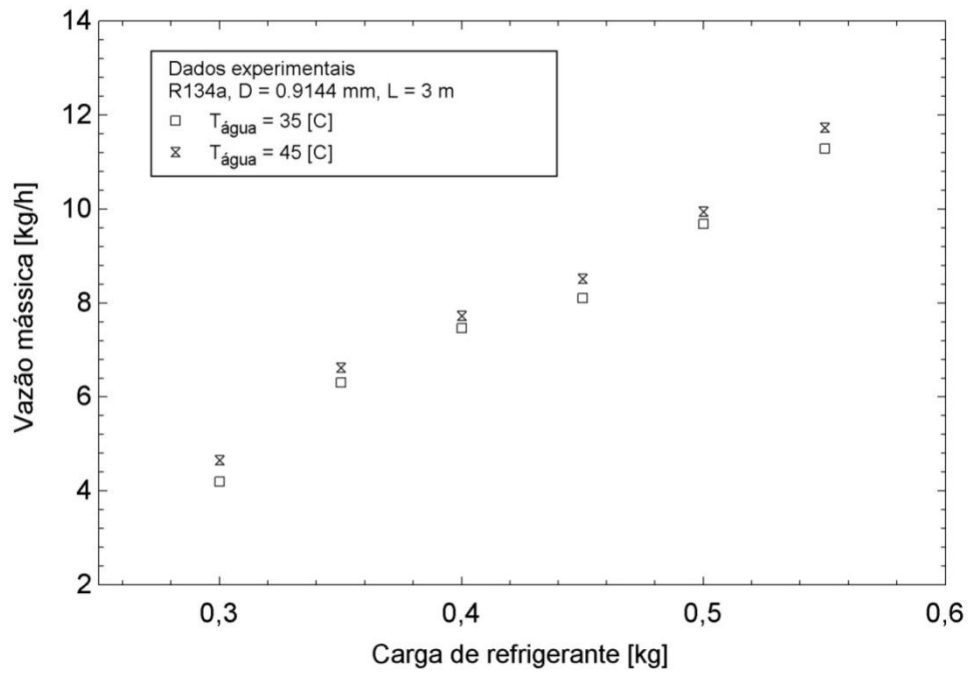
Figura 17 - Variação da vazão mássica em função do comprimento



Outro fator considerado importante para a influência da vazão mássica é a temperatura do ambiente a ser refrigerado. Quando elevamos a temperatura deste ambiente, é esperado que o fluxo de vazão mássica do sistema também aumente, para que mais fluido refrigerante troque calor com o ambiente aquecido. Portanto, resulta que a relação entre esses dois parâmetros é diretamente proporcional, conforme apresentado através da Figura 18.

Por fim, o último parâmetro a ser analisado é a carga de refrigerante, conforme visto nas Figuras 16, 17 e 18. Logo, ao adicionarmos carga de refrigerante no sistema, o acúmulo de refrigerante tende a ficar estocada nos componentes de alta pressão do sistema, basicamente se alojando no condensador e nas linhas de alta pressão. Dessa forma, a pressão na entrada do tubo capilar irá aumento, e em razão do fluido se movimentar devido à variação de pressão, conseqüentemente, será observado o aumento da vazão mássica.

Figura 18 - Variação da vazão mássica em função da temperatura da água







## 5 CONCLUSÃO

Em geral, todas as correlações previram a vazão mássica efetivamente para vazões mássicas baixas, porém esta tendência não se refletiu para vazões mássicas mais altas. Isto pode ter decorrido por diversos motivos. Dentre eles podemos destacar a possível divergência entre as condições operacionais dos ensaios e os as condições utilizadas para o desenvolvimento dos bancos de dados das correlações empíricas, já que as correlações geralmente tendem a representar o comportamento apresentado pelos dados em que elas se baseiam.

Além disso, o aumento da vazão mássica está relacionado diretamente com a carga que o sistema é alimentado. No experimento, para a aquisição de dados relacionados às vazões mássicas elevadas, foram adicionados carga de refrigerante no sistema. No entanto, cada sistema opera a uma carga de refrigerante ideal, em consequência da harmonia entre os componentes, tais como compressor, evaporador, tubo capilar, entre outros. Portanto, ao adicionarmos carga no sistema, provavelmente ultrapassamos a carga ideal do sistema, fazendo com que o sistema não operasse de forma apropriada e, como consequência, fez com os dados obtidos pudessem estar sujeito a erros, prejudicando as previsões das correlações.

Por fim, temos a possibilidade de uma pequena imprecisão dos processos de obtenção de dados e, por isso, é de se esperar que as correlações não retornem os valores esperados por estarmos alimentando as correlações com dados já providos de erros.

Dentre os possíveis erros, os que merecem maior destaque se referem ao erro humano e ao vazamento no sistema. Muitos dos processos durante os ensaios tiveram que ser manuais. No evaporador, para manter a temperatura do compartimento de água constante, foi necessário regular a potência da resistência manualmente, com isso, só depois de muitas tentativas e erros, é que a potência ideal para manter a temperatura da água constante era estabelecida. Além disso, dentro do recipiente de água, a resistência ficava instalada em um ponto, enquanto que o termopar se alojava em outro ponto do recipiente. Em razão do termopar medir apenas a temperatura pontualmente e em volta dele, era preciso fazer com que houvesse uma circulação de água para que a temperatura fosse distribuída da maneira mais uniforme possível por todo o recipiente. Este processo de circulação foi também realizado manualmente.

Finalmente, outro possível erro decorre de micro vazamentos no sistema. Mesmo com a utilização de instrumentos para detectar os vazamentos, estes eram tão pequenas a ponto de serem imperceptíveis. No entanto, era nítida a perda de refrigerante que o sistema sofria de

um dia para outro. Por mais que recarregávamos a carga de refrigerante no sistema, para suprir a perda do refrigerante, antes de rodar o experimento, nenhum controle se tinha sobre a quantidade de gás perdida para o ambiente, o que resultaria em alterações no resultado.

## REFERÊNCIAS

- BANSAL, P. K.; RUPASINGHE, A. S., 1996. **An empirical model for sizing capillary tubes**. International Journal Refrigeration 19, 497-505.
- BUCKINGHAM, E. **On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations**. Physical Review 1914; 4(4): 345-76.
- CHOI, J.; KIM, Y.; CHUNG, J. T., 2004. **An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternatives refrigerants**. Applied Thermal Engineering 24, 29-41.
- CHOI, J.; KIM, Y.; KIM, H. Y., 2003. **A generalized correlation for refrigerante mass flow rate through adiabatic capillary tubes**. International Journal of Refrigeration 26, 881-888.
- EES, **Equation Editor Solver-F-Chart** 2012.
- HERMES, C. J. L.; MELO C.; KNABBEN F. T., 2010. **Algebraic solution of capillary tube flows. Part I: Adiabatic capillary tubes**. Applied Thermal Engineering 30, 449-457.
- HERMES, C. J. L.; MELO C.; KNABBEN F. T., 2010. **Algebraic solution of capillary tube flows. Part II: Capillary tube suction line heat exchangers**. Applied Thermal Engineering 30, 770-775.
- KUEHL S.J.; GOLDSCHMIDT, V.W., 1991, **Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes**, ASHRAE Trans 97 139-148.
- MEZAVILA, M. M.; MELO C., 1996. **CAPHEAT: An homogeneous model to simulate flow through non-adiabatic capillary tubes**. International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
- MEZAVILA, M. M., 1995. **Simulação do escoamento de fluídos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**. Dissertação submetida à UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- PEIXOTO, R. A.; BULLARD, C. W., 1994. **A design model for capillary tube-suction line heat exchangers**. Internal Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
- SARKER, D.; JEONG, J. H., 2012. **Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model**. International Journal of Refrigeration 35, 974-983.
- STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2 edição. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 2002.

STOECKER, W. S.; JONES, J.W. **Refrigeração e Ar condicionado**. Editora McGrawHill, 1985.

WOLF, D. A.; PATE, M. B.,2002. **Capillary tube-suction line heat exchanger performance with alternative refrigerants**. ASHRAE Research Project RP-762, Final report.

TIBIRIÇA. C. B.; RIBATSKI G., 2013. Flow boiling in microscale channels – synthesized literature review. *International Journal of Refrigeration* 36, 321-324.

YANG, L.; WANG, W.,2008. **A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes**. *International Journal of Refrigeration* 31, 197-203.

YANG L.; ZHANG, C. L.; 2014. **A generalized dimensionless local power-law correlation for refrigerante flow through adiabatic capillary tubes and short tube orifices**. *International Journal of Refrigeration* 46, 69-76.

ZHANG, C.L., 2005. **Generalized correlation of refrigerante mass flow rate through adiabatic capillary tubes using artificial neural network**. *International Journal of Refrigeration* 28, 506-514.