

Renata Soares Rametta

**AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA  
UTILIZAÇÃO DE CONDENSADORES DE  
MICROCANAIS EM REFRIGERADORES  
DOMÉSTICOS**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação da Universidade Federal  
de Santa Catarina para obtenção do título  
de Mestre em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis, SC  
Junho, 2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Rametta, Renata Soares

Avaliação Teórica e Experimental da Utilização de  
Condensadores de Microcanais em Refrigeradores  
Domésticos / Renata Soares Rametta ; orientador,  
Cláudio Melo, 2017.

148 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Trocador de calor. 3.  
Refrigeração doméstica. 4. Microcanais. I. Melo,  
Cláudio. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. III. Título.

Renata Soares Rametta

# **AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA UTILIZAÇÃO DE CONDENSADORES DE MICROCANAIS EM REFRIGERADORES DOMÉSTICOS**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, SC, 27 de junho 2017.

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

---

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.Eng. - Coordenador  
do Curso

## **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr.Eng.

---

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.

---

Prof. Julio César Passos, Dr.Eng.



*Aos meus pais, **Eunice e Jackson**, e  
aos meus irmãos, **Carla e Hugo**, pelo  
amor e apoio.*



# AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a duas pessoas que foram fundamentais no desenvolvimento do projeto. Ao meu orientador, Professor Cláudio Melo, pela oportunidade de desenvolver o projeto em um laboratório tão bem estruturado como o POLO. E ao Eng. Joel Boeng, pela orientação, dedicação e, principalmente, paciência para me ensinar e sempre me motivar.

Ao Professor Jader Barbosa e ao Eng. Fernando Knabben por ter compartilhado um pouco do seu vasto conhecimento.

À minha irmã, colega de mestrado, minha companheira de todas as horas, por estar comigo em todos os momentos difíceis, não apenas durante o mestrado, mas na vida toda, agradeço pelo apoio e companheirismo nas inúmeras horas de estudo.

Agradeço aos meus queridos colegas do POLO, especialmente, ao Rodolfo Espíndola, Marco Timmermann, Vinícius Raulino, Diego Tabares, Johann Barcelos, Jean Cararo e Cleber Ximenes pelo companheirismo, apoio e discussões.

A todos da sala de Ventiladores, que me ajudaram a desenvolver o trabalho experimental, e por fim se tornaram grandes amigos, Karine Baran, Diego Vasconcelos, Tayara Silveira, Matheus de Luca e Igor Galvão.

A todos os professores do mestrado que de alguma forma contribuíram para minha formação. Ao pessoal do laboratório de aplicação pelo esforço de me ajudar a realizar bons ensaios, principalmente os técnicos Amarelho e Jean.

A todos os professores e integrantes do POLO pelas discussões e apoio durante todo o tempo do mestrado

À Universidade Federal de Santa Catarina, especialmente ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pela oportunidade de uma formação de qualidade.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), à Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina (FEESC) e à Empresa Whirlpool, pelo financiamento do projeto.

E a todos aqueles que de alguma forma me ajudaram no desenvolvimento

deste projeto.



”A educação é a arma mais poderosa que você pode usar para mudar o mundo”

**Nelson Mandela**



## RESUMO

Condensadores são componentes fundamentais nos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Nesses componentes calor é transferido para o meio ambiente, com reflexos significativos sobre o coeficiente de performance do sistema. A taxa de dissipação de calor depende, essencialmente, do tipo, da geometria e do regime de escoamento. Trocadores de calor de microcanais, embora largamente usados na indústria automobilística, não eram normalmente empregados em refrigeração doméstica, devido ao elevado custo. No entanto, com a queda recente de custo, esses trocadores de calor passaram a ser uma alternativa de projeto, principalmente porque, além de compactos, permitem elevadas taxas de transferência de calor por unidade de volume. Dentro desse contexto, realizou-se esse trabalho, com foco na análise matemática e experimental do desempenho de trocadores de calor de microcanais sobre o desempenho de um modelo específico de refrigerador doméstico. Na frente matemática desenvolveu-se um modelo para estimar a taxa de transferência de calor e a queda de pressão em trocadores de calor de microcanais. Tal modelo foi incorporado em uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos, permitindo assim o estudo do impacto da geometria do trocador sobre o consumo de energia do produto. Na frente experimental, foram realizados testes com diferentes amostras de trocadores de calor, os quais foram utilizados para validar o modelo matemático do condensador. Testes foram também realizados com o refrigerador, tanto para obter algumas condições de contorno do problema como para gerar dados para a necessária validação do modelo matemático do sistema. As previsões dos modelos foram comparadas com os resultados experimentais, quando se observou um razoável nível de concordância em ambos os casos. A transferência de calor e a queda de pressão foram previstas pelo modelo matemático do condensador com erros da ordem de  $\pm 10\%$  e  $\pm 20\%$ , respectivamente. A plataforma de simulação do refrigerador doméstico, que foi validada a partir dos ensaios realizados com os condensadores no refrigerador, previu o consumo de energia com erros menores que 3,4%. Análises de sensibilidade foram ainda realizadas com o modelo do refrigerador, quando se percebeu que a utilização de um condensador de

microcanais com 20 passes, 200 mm de altura, 180 mm de comprimento, 77 mm de profundidade, 200 aletas por metro e com 46 canais de 1,2 mm de diâmetro, provoca uma queda de aproximadamente 13% no consumo de energia comparado ao sistema refrigeração utilizando o condensador original.

**Palavras-chave:** trocador de calor, microcanais, condensador, refrigerador.

## ABSTRACT

Condensers are fundamental components of mechanical refrigeration systems. In these components the heat is transferred to the environment, with significant impacts on the coefficient of performance. The heat dissipation rate depends essentially on the type, the geometry and the flow regime. Microchannel heat exchangers, although widely used in the automotive industry, were not normally used in domestic refrigeration because of the high cost. However, with the recent low cost options, these heat exchangers have become a tangible option, mainly because, in addition to their compact design, they allow high rates of heat transfer per unit of volume. In the context, this work was carried out focusing on the numerical and experimental analysis of the performance of microchannel heat exchangers of a specific domestic refrigerator model. Therefore, a numerical model was developed to estimate the heat transfer rate and the pressure drop in microchannel heat exchangers. This numerical model was incorporated into a simulation platform for domestic refrigerators, allowing the study of the impact of the heat exchanger geometry versus energy consumption of the product. At the experimental work, tests were carried out with different samples of condensers, which were used to validate the mathematical model. Tests were also performed with the refrigerator, both to obtain some boundary conditions of the problem and to generate data for the validation of the mathematical model of the system. The predictions of the models were compared with the experimental tests, resulting in a reasonable level of agreement in both cases. The heat transfer rate and the pressure drop were estimated with deviations within a  $\pm 10\%$  and  $\pm 20\%$  error band, respectively. The system model for domestic refrigerators, that was validated with the experimental tests data with a set of different condenser configurations, predicted the energy consumption with less than 3,4% error band. Sensitivity analyzes were also carry out with the refrigerator model, when it was showed that a microchannel condenser with 20 passes, 200 mm height, 180 mm length, 77 mm width, 200 fins per meter and with 46 microchannels of 1,2 mm in hydraulic diameter, causes an improvement of 13% in energy consumption.

**Keywords:** heat exchanger, microchannels, condenser, refrigerator.

## Lista de símbolos

| Símbolo     | Descrição  | Unidade                  |
|-------------|--|--------------------------|
| $A$         | Área   | $m^2$                    |
| $A_{total}$ | Área total do trocador em contato com o ar         | $m^2$                    |
| $AsT$       | Arame sobre tubo                                   | -                        |
| $C$         | Capacitância térmica                               | $J K^{-1}$               |
| $CE$        | Consumo de energia                                 | kWh/mês                  |
| $c_p$       | Calor específico à pressão constante               | $J kg^{-1} K^{-1}$       |
| $C_r$       | Razão entre capacitâncias                          | -                        |
| $COP$       | Coefficiente de performance                        | -                        |
| $D$         | Diâmetro   | m                        |
| $D_h$       | Diâmetro hidráulico                                | m                        |
| $DP$        | Desvio padrão                                      | -                        |
| $f$         | Fator de atrito                                    | -                        |
| $F_a$       | Fator de aletamento                                | -                        |
| $FF$        | Fração de funcionamento                            | -                        |
| $g$         | Gravidade  | $m s^{-2}$               |
| $G$         | Fluxo mássico                                      | $kg s^{-1} m^{-2}$       |
| $h$         | Entalpia   | $J kg^{-1}$              |
| $H$         | Altura   | m                        |
| $\bar{h}$   | Coeficiente de transferência de calor convectivo   | $W m^{-2} ^\circ C^{-1}$ |
| $j$         | Fator de Colburn                                   | -                        |
| $k$         | Condutividade térmica                              | $W m^{-1} ^\circ C^{-1}$ |
| $L$         | Comprimento  | m                        |
| $L_p$       | Passo do <i>louver</i>                             | m                        |
| $\dot{m}$   | Vazão mássica                                      | $kg s^{-1}$              |
| $n$         | Número de medição                                  | -                        |
| $N_{conf}$  | Constante não dimensional de Laplace               | -                        |
| $N_k$       | Velocidade do pistão do compressor                 | $s^{-1}$                 |
| $N_{tl}$    | Número de tubo do trocador na direção longitudinal | -                        |
| $NUT$       | Número de unidades de transferência                | -                        |

|            |   |                    |
|------------|---|--------------------|
| $P$        | Pressão                                       | Pa                 |
| $P_{crit}$ | Pressão no ponto crítico                      | Pa                 |
| $Pa$       | Passo   | mm                 |
| $\dot{Q}$  | Taxa de transferência de calor                | W                  |
| $r$        | Razão entre vazões                            | -                  |
| $T$        | Temperatura                                   | °C                 |
| $Tp$       | Tempo   | s                  |
| $U$        | Coefficiente global de transferência de calor | $W m^{-2} °C^{-1}$ |
| $UA$       | Condutância global de transferência de calor  | $W °C^{-1}$        |
| $v$        | Velocidade                                    | $m s^{-1}$         |
| $\dot{V}$  | Vazão volumétrica                             | $m^3 h^{-1}$       |
| $V_k$      | Cilindrada do compressor                      | $m^3$              |
| $x$        | Título  | $kg kg^{-1}$       |
| $X$        | Parâmetro de Lockhart-Martinelli              | -                  |
| $w$        | Largura                                       | mm                 |
| $We$       | Número de Weber                               | m                  |
| $\dot{W}$  | Potência                                      | W                  |
| $z$        | Variável independente                         | -                  |

## Símbolos gregos

| Símbolo    | Descrição                             | Unidade       |
|------------|---------------------------------------|---------------|
| $\epsilon$ | Efetividade do trocador               | -             |
| $\eta_0$   | Eficiência da aleta/superfície        | -             |
| $\eta_v$   | Eficiência volumétrica do compressor  | -             |
| $\mu$      | Viscosidade                           | $Pa s^{-1}$   |
| $\nu$      | Volume específico                     | $m^3 kg^{-1}$ |
| $\rho$     | Densidade                             | $kg m^{-3}$   |
| $\sigma$   | Tensão superficial                    | $N m^{-1}$    |
| $\theta$   | Ângulo de inclinação do <i>louver</i> | $^\circ$      |
| $\phi$     | Multiplicador bifásico                | -             |



## Sub-índices

| Símbolo       | Descrição            |
|---------------|----------------------|
| a             | Aleta                |
| agua          | Água                 |
| amb           | Ambiente             |
| ar            | Ar                   |
| BF            | Bifásico             |
| cg            | Congelador           |
| com           | Componentes internos |
| comp          | Compartimentos       |
| cond          | Condensador          |
| des           | Desligado            |
| evap          | Evaporador           |
| ent           | Entrada              |
| exp           | Experimental         |
| ext           | Externo              |
| f             | Fluido               |
| gn            | Gnielinski           |
| i             | Contador             |
| int           | Interno              |
| k             | Compressor           |
| l             | Líquido              |
| la            | Líquido apenas       |
| lig           | Ligado               |
| <i>louver</i> | <i>Louver</i>        |
| m             | Mistura              |
| max           | Máximo               |
| min           | Mínimo               |
| mod           | Modificado           |
| mono          | Monofásico           |
| ref           | Fluido refrigerante  |
| resf          | Resfriador           |
| sai           | Saída                |

|      |   |
|------|---|
| sat  | Saturado  |
| sen  | Sensível  |
| ser  | Serpentina                                      |
| tt   | Escoamento turbulento para fase líquida e vapor |
| v    | Vapor   |
| va   | Vapor apenas                                    |
| vent | Ventilador                                      |

## Grupamentos adimensionais

| Símbolo | Descrição          | Relação   |
|---------|--------------------|---|
| Ga      | Número de Galileo  | $Ga = \frac{g \cdot \rho_{l,sat} \cdot (\rho_{l,sat} - \rho_{v,sat}) \cdot D^3}{\mu_{l,sat}^2}$ |
| Nu      | Número de Nusselt  | $Nu = \frac{h \cdot D}{k}$  |
| Pr      | Número de Prandtl  | $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$  |
| Re      | Número de Reynolds | $Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\nu}$   |
| Su      | Número de Suratman | $Su = \frac{\rho \cdot \sigma \cdot D}{\mu^2}$  |

# SUMÁRIO

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| <b>1</b> | <b>Introdução</b>   | <b>21</b> |
| 1.1      | Contexto histórico  | 21        |
| 1.2      | Panorama energético   | 22        |
| 1.3      | Ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapor | 26        |
| 1.4      | Condensador   | 29        |
| 1.5      | Carga de refrigerante   | 32        |
| 1.6      | Objetivos   | 36        |
| <b>2</b> | <b>Revisão bibliográfica</b>                                  | <b>39</b> |
| <b>3</b> | <b>Trabalho experimental</b>                                  | <b>49</b> |
| 3.1      | Amostras  | 49        |
| 3.2      | Túnel de vento  | 53        |
| 3.2.1    | Circuito de ar  | 53        |
| 3.2.2    | Circuito de água  | 55        |
| 3.2.3    | Controle e aquisição de dados                                 | 57        |
| 3.2.4    | Condições de operação   | 58        |
| 3.2.5    | Taxa de transferência de calor                                | 59        |
| 3.2.6    | Queda de pressão  | 64        |
| 3.3      | Refrigerador e Sistema de Refrigeração                        | 68        |
| 3.3.1    | Câmara de testes  | 71        |
| 3.3.2    | Procedimentos de testes                                       | 72        |
| 3.3.2.1  | <i>Pull down</i>  | 72        |
| 3.3.2.2  | Consumo de energia  | 72        |
| 3.3.3    | Teste de fluxo de calor reverso                               | 73        |
| 3.3.4    | Túnel de vento de ventiladores                                | 75        |
| 3.3.4.1  | Determinação do ponto de operação do sistema de ar frio       | 76        |
| <b>4</b> | <b>Modelo matemático</b>                                      | <b>79</b> |
| 4.1      | Modelo matemático do condensador                              | 79        |
| 4.1.1    | Submodelo térmico   | 80        |
| 4.1.2    | Submodelo hidrodinâmico                                       | 89        |
| 4.2      | Plataforma de simulação do refrigerador                       | 91        |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 4.2.1    | Submodelo do compressor . . . . .                                  | 92         |
| 4.2.2    | Submodelo do trocador tubo capilar-linha de sucção . . . . .       | 93         |
| 4.2.3    | Submodelo do condensador . . . . .                                 | 94         |
| 4.2.4    | Submodelo do evaporador . . . . .                                  | 95         |
| 4.2.5    | Submodelo dos fluxos de ar . . . . .                               | 96         |
| 4.2.6    | Submodelo do gabinete . . . . .                                    | 98         |
| 4.2.7    | Consumo de energia . . . . .                                       | 100        |
| <b>5</b> | <b>Resultados . . . . .</b>  | <b>101</b> |
| 5.1      | Túnel de vento . . . . .   | 101        |
| 5.1.1    | Capacidade de transferência de calor . . . . .                     | 101        |
| 5.1.1.1  | Condutância global de transferência de calor . . . . .             | 102        |
| 5.1.1.2  | Perda de pressão . . . . .   | 104        |
| 5.2      | Modelo numérico do condensador . . . . .                           | 106        |
| 5.3      | Refrigerador doméstico . . . . .                                   | 108        |
| 5.3.1    | <i>Pull down</i> . . . . .   | 109        |
| 5.3.2    | Consumo de energia . . . . .                                       | 112        |
| 5.4      | Plataforma de simulação do sistema de refrigeração . . . . .       | 115        |
| 5.4.1    | Validação experimental . . . . .                                   | 115        |
| 5.4.2    | Otimização . . . . .   | 118        |
| <b>6</b> | <b>Conclusões . . . . .</b>  | <b>125</b> |
|          | <b>Referências . . . . .</b>                                       | <b>131</b> |
|          | <b>Apêndice A Modelo do condensador arame-sobre-tubo . . . . .</b> | <b>137</b> |
|          | <b>Apêndice B Análise de incerteza de medição . . . . .</b>        | <b>141</b> |

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto histórico

A refrigeração consiste em reduzir a temperatura de corpos ou fluidos de forma que esta seja inferior às disponíveis no ambiente, com o objetivo de conservar algum produto ou resfriar um espaço até a temperatura desejada (Arora, 2010). No passado, a produção de frio era viável com o uso de gelo natural trazido de regiões mais frias, produzido no inverno ou durante a noite. Porém, o armazenamento do gelo era um problema recorrente, uma vez que não se conhecia isolantes térmicos de qualidade. Neste contexto, surgiram as *ice houses*, lugares construídos com a finalidade de armazenar o gelo, com espessura de parede na ordem de 1 m. Mais tarde, em 1755, William Cullen conseguiu obter gelo artificialmente a partir da evaporação do éter. Neste caso, o processo de produção de frio era descontínuo, não sendo usado para qualquer propósito prático.

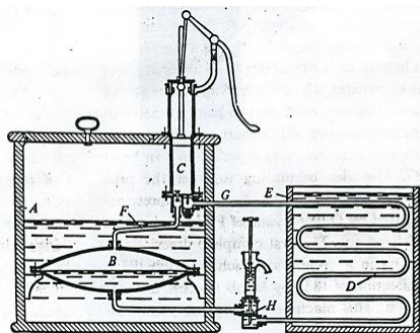


Figura 1.1 – Sistema de compressão mecânica de Jacob Perkins. Fonte: Gosney (1982)

O primeiro ciclo fechado de refrigeração foi proposto por Jacob Perkins em 1834, que foi o pioneiro para todos os sistemas de compressão mecânica posteriores (Figura 1.1). Naquela época, o trabalho de Perkins despertou pouco interesse, sendo James Harrison o principal responsável pelos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, patentando o primeiro

equipamento para fins comerciais em 1836. Por volta de 1850, Harrison construiu uma máquina capaz de produzir gelo, no qual foi usada para abastecer as geladeiras domésticas (Figura 1.2), que dependiam do fornecimento quase diário de gelo de uma planta de refrigeração. O primeiro refrigerador com acionamento elétrico só foi lançado em 1913, o DOMELRE (Domestic Electric Refrigerator), pela *Mechanical Refrigerator Company*.

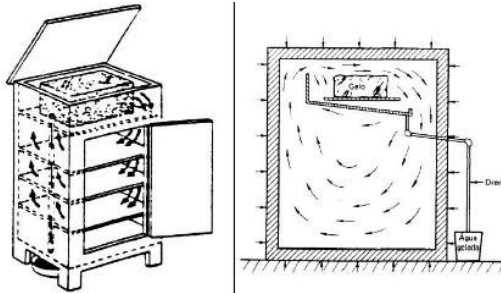


Figura 1.2 – Geladeira Doméstica. Fonte: Refrimaq (2017)

Mais tarde vieram outros modelos projetados por Frigidaire, em 1915, e Kelvinator, em 1918 (Figura 1.3a). Apenas em 1928, a General Electric apresentou um refrigerador com motor elétrico montado com o compressor dentro de um compartimento selado, eliminando o risco de vazamento do fluido refrigerante. Naquela época, utilizava-se dióxido de enxofre, que é extremamente tóxico, e cloreto de metilo, que apesar de não ser tóxico, é inflamável e um pouco reativo quando em contato com alguns metais e óleo lubrificante. Este foi o primeiro refrigerador considerado confiável, silencioso e esteticamente agradável. O refrigerador da General Electric é mostrado na Figura 1.3b .

## 1.2 Panorama energético

O consumo de energia elétrica é um tema bastante discutido na atualidade. O setor de refrigeração, junto com o condicionamento de ar, representa 17% da energia elétrica consumida no mundo (IIR, 2015b), conforme mostrado na Figura 1.4.

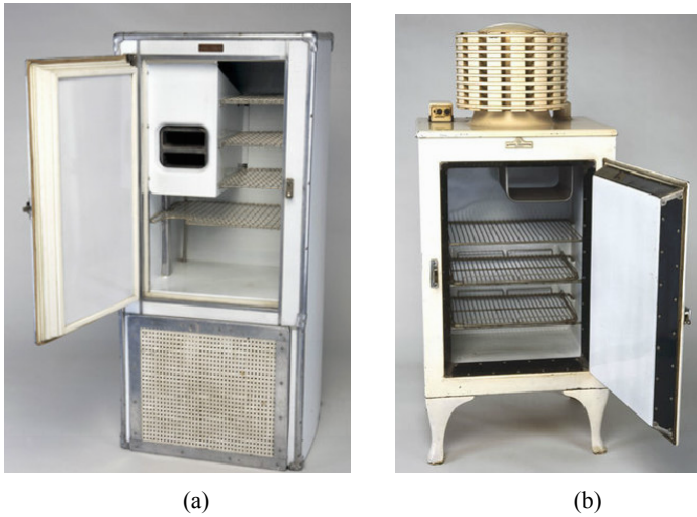


Figura 1.3 – (a) Refrigerador projetado por Kelvinator; (b) Refrigerador da General Electric. Fonte: Timetoast (2017)

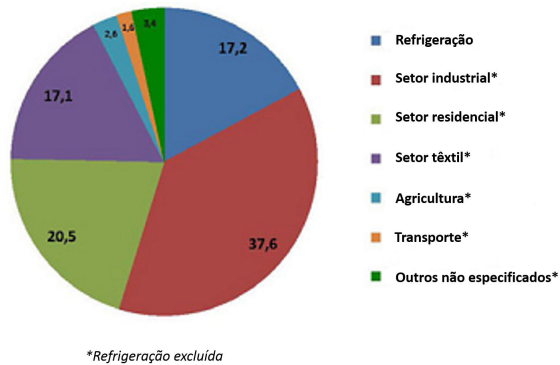


Figura 1.4 – Distribuição de consumo energético mundial. Fonte: Adaptada de IIR (2015b).

No cenário brasileiro, a participação da classe residencial no consumo total de energia elétrica tem apresentado um crescimento significativo. Nas últimas décadas, de acordo com o Balanço Energético Nacional do ano de 2012 (EPE, 2013), 23,6 % da energia elétrica gerada é consumida pelo setor residencial. Desta parcela, 18% é exclusivamente destinada a refrigeradores domésticos (EPE, 2014), conforme mostra a distribuição do consumo residencial, ilustrada na Figura 1.5.

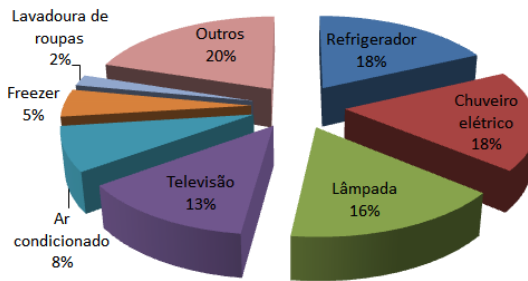


Figura 1.5 – Distribuição do consumo residencial.

Em 2001, passou a vigorar no Brasil um programa de eficiência energética para estimular a introdução de produtos mais eficientes no mercado nacional. Tal programa determina a existência de níveis mínimos de eficiência de máquinas e aparelhos fabricados ou comercializados no país. Os programas de racionalização do uso de energia no Brasil têm o objetivo de incentivar o desenvolvimento de inovações tecnológicas, visando um aumento expressivo da eficiência dos produtos comercializados no país e, conseqüentemente, a redução do consumo de energia da matriz energética nacional. A fim de contribuir para essa racionalização, o Inmetro (Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia), em 1984, criou o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE). O programa consiste em classificar os produtos quanto à eficiência energética e ruídos, entre outros critérios. Inicialmente, as classificações em termos de eficiência energética iam de A (mais eficiente) a G (menos eficiente). Em 2006, a eficiência energética de cada classe teve os níveis mínimos



reduzidos e os refrigeradores com classificação F e G não podiam mais ser comercializados. A partir de 2013, os produtos classificados como E tiveram sua comercialização proibida e novamente os níveis mínimos de eficiência energética para cada classe foram reduzidos. A Figura 1.6 apresenta a etiqueta padrão do Inmetro utilizada em refrigeradores domésticos.

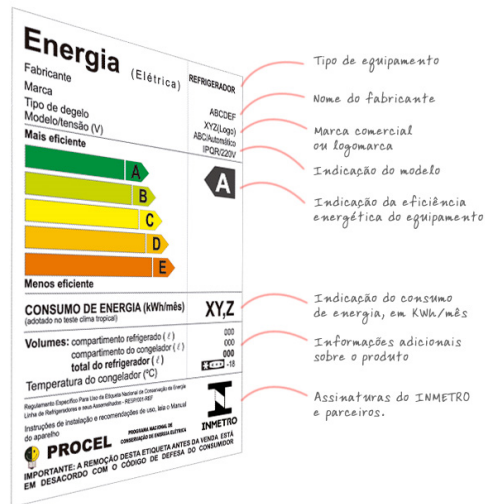


Figura 1.6 – Etiqueta para refrigerador. Fonte: Inmetro

Esse tipo de incentivo tecnológico não existe apenas no Brasil. Nos EUA, por exemplo, foi criado, em 1992, o *Energy Star*<sup>®</sup>, um programa de etiquetagem que busca identificar os produtos com alta eficiência energética com o objetivo de redução de gastos com energia elétrica e diminuição da emissão de gases na atmosfera. Produtos, residências e edifícios com o selo *Energy Star*<sup>®</sup> possuem maior eficiência energética. A Figura 1.7 mostra a estimativa da quantidade de energia economizada durante a vigência do programa.

Na Europa, o programa de etiquetagem surgiu em 1995, com o mesmo objetivo dos outros ao redor do mundo, auxiliar os consumidores na escolha de produtos eficientes e promover o desenvolvimento tecnológico. A Figura 1.8a mostra a etiqueta usada em um refrigerador doméstico até 2010, em que a faixa de classificação era de A, para o produto mais eficiente, até G, para o

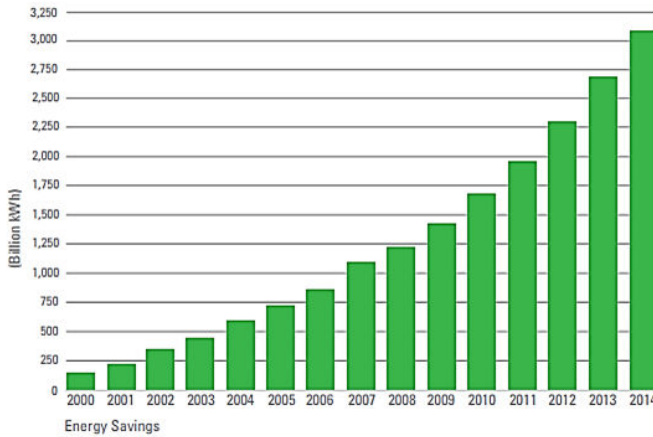


Figura 1.7 – Benefícios do programa nos últimos 14 anos em relação a quantidade de energia não consumida. Fonte: EnergyStar (2015)

menos eficiente e a Figura 1.8b apresenta a etiqueta a partir de 2010, no qual foram implementados três novas classificações A+, A++ e A+++, com níveis ainda mais reduzidos.

O desenvolvimento tecnológico incentivado pelos programas de etiquetagem tem como objetivo principal a redução do consumo energético de equipamentos residenciais. Como foi mostrado anteriormente, o consumo de energia dos refrigeradores representa uma parcela significativa na matriz energética nacional e a otimização do sistema de refrigeração destes equipamentos é primordial para atingir os níveis de eficiência energética desejados.

### 1.3 Ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapor

Atualmente, os refrigeradores domésticos utilizam o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, que é constituído por quatro componentes principais: dois trocadores de calor (condensador e evaporador), um dispositivo de expansão e um compressor, conforme mostrado na Figura 1.9.



A Figura 1.10 ilustra o diagrama pressão-entalpia de um ciclo padrão de refrigeração. No ponto 1, o fluido refrigerante no estado de vapor saturado a baixa pressão e temperatura recebe trabalho do compressor, tendo sua pressão e temperatura elevadas (ponto 2). A partir do compressor, o fluido passa ao condensador, onde perde calor para o meio e se condensa, à pressão constante. Na saída do condensador, ponto 3, o fluido no estado líquido saturado entra no dispositivo de expansão, diminuindo a sua pressão em um processo isentálpico. Na saída do dispositivo, ponto 4, tem-se uma mistura de líquido e vapor que entra no evaporador, onde recebe calor vindo do ambiente a ser refrigerado, à temperatura e pressão constantes. Portanto, o ciclo padrão tem quatro processos: compressão isentrópica (1-2), rejeição de calor isobárica (2-3), expansão isentálpica (3-4), e, por fim, absorção de calor isobárica (4-1).

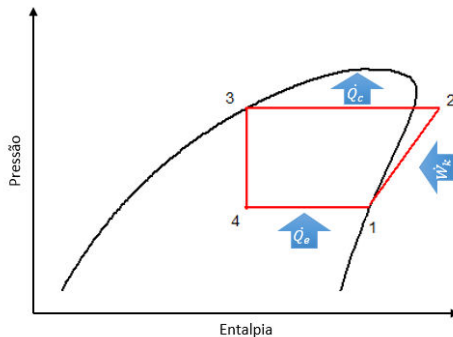


Figura 1.10 – Diagrama P x h de um ciclo padrão de refrigeração.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, tal ciclo é representado pela equação 1.1:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_k \quad (1.1)$$

em que  $\dot{Q}_{cond}$  é o calor rejeitado no condensador,  $\dot{Q}_{evap}$  é a capacidade de refrigeração e  $\dot{W}_k$  é o trabalho do compressor.

Como pode ser observado na equação 1.1, o condensador precisa ser capaz de rejeitar a energia absorvida no evaporador e a energia recebida no processo

de compressão. A energia absorvida pelo evaporador é um requisito de projeto, pois representa a capacidade de refrigeração do sistema.

O ciclo mostrado na Figura 1.10 é um ciclo padrão, o qual difere do ciclo real de compressão a vapor pelas ineficiências dos processos. Quedas de pressão nos trocadores, perdas no compressor, diferença de temperatura dos reservatórios e trocadores de calor, além dos fatores de sub-resfriamento e superaquecimento são as principais diferenças. Tais diferenças resultam em um trabalho de compressão maior do que o do ciclo padrão, exigindo, conseqüentemente, maior rejeição de calor por parte do condensador.

## 1.4 Condensador

O condensador é o trocador de calor responsável pela rejeição de calor absorvido do meio refrigerado e do trabalho de compressão. A efetividade deste depende basicamente do tipo, da geometria e do tipo de convecção imposta: natural ou forçada. O tipo mais utilizada na refrigeração doméstica é o condensador arame-sobre-tubo, que consiste em uma serpentina onde são soldados arames em ambos os lados da parte externa. A Figura 1.11 ilustra um condensador do tipo arame-sobre-tubo tipicamente utilizado em (a) convecção natural e em (b) convecção forçada em refrigeradores domésticos.

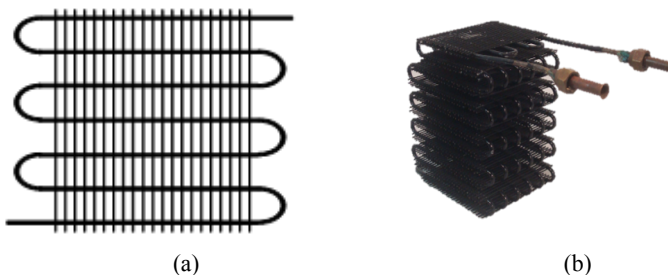


Figura 1.11 – (a) Condensador arame-sobre-tubo natural (b) forçado

Trocadores com convecção natural necessitam de uma grande área de transferência de calor, já que não possuem ventiladores acoplados. Os trocadores com convecção forçada, em contrapartida, por fazerem uso de ventiladores para aumento da convecção externa, podem ser compactos, e, assim,

apresentam menor custo de matéria prima, economia de espaço e maior taxa de troca de calor por volume.

Dentre os tipos de condensadores de convecção forçada comumente empregadas em refrigeração doméstica estão o tubo-sobre-chapa, com eficiência de troca de calor mais modesta, e o aletas espirais, que apresenta alta capacidade de troca de calor quando comparado até mesmo com o tipo arame-sobre-tubo. A Figura 1.12 ilustra um condensador do tipo (a) tubo-sobre-chapa e do tipo (b) aletas espirais.

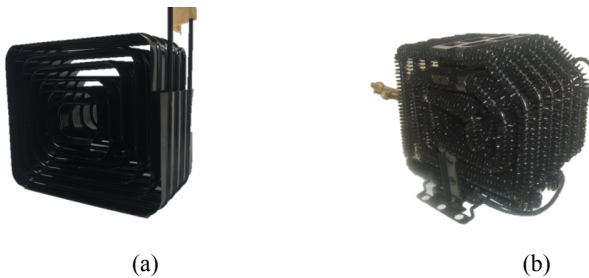


Figura 1.12 – (a) Condensador tubo-sobre-chapa (b) aletas espirais

Um tipo pouco difundido na refrigeração doméstica é o condensador de microcanais, comumente utilizado em condicionamento de ar e como radiadores no setor automobilístico, devido a sua alta capacidade de transferência de calor por unidade de volume. A utilização deste tipo de trocador de calor na indústria automotiva iniciou-se no final dos anos 80 (Carrier, 2006), uma vez que tamanho e peso são requisitos extremamente relevantes neste setor.

Os condensadores de microcanais são constituídos por três componentes principais: tubos com microcanais dispostos paralelamente em si, aletas entre camadas de tubos de microcanais e dois tubos de distribuição para entrada e saída do fluido refrigerante (Figura 1.13). O refrigerante entra no tubo de distribuição (*header*), onde é distribuído para os microcanais de fluxo paralelo. Entre os tubos, onde estão dispostos os microcanais, são instaladas aletas com o intuito de aumentar a área de transferência de calor.

O condensador de microcanais pode apresentar diferentes configurações. As duas configurações mais comuns são mostradas na Figura 1.14. A Figura

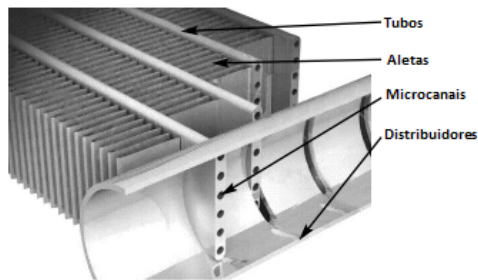


Figura 1.13 – Condensador de microcanais adaptado de Carrier (2006)

1.14a, apresentada pela Carrier (2006), é formada por tubos de distribuição na vertical e por uma serpentina dividida em duas partes, primeiro e segundo passo. O primeiro passo é utilizado para o desuperaquecimento e condensação do fluido refrigerante e o segundo passo é usado para finalizar a condensação e promover o sub-resfriamento. A Figura 1.14b mostra a configuração desenvolvida pela empresa Alcoil<sup>®</sup>, que é formada por tubos de distribuição na horizontal e microcanais em formato de serpentina sem interrupções.

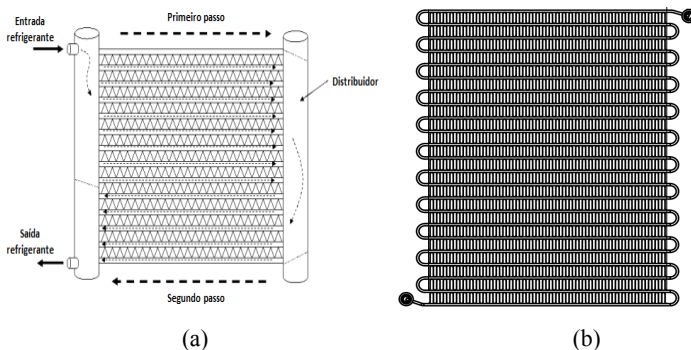


Figura 1.14 – (a) Condensador de microcanais (b) formato serpentina

Segundo a Carrier (2006), dentre os principais benefícios dos condensadores de microcanais está o alto desempenho térmico obtido com um volume compacto de trocador de calor. Em testes comparativos, o condensador de

microcanais pode ter sua estrutura até 25% reduzida em comparação ao condensador do tipo tubo-aleta. Além disso, este tipo tende a utilizar uma quantidade reduzida de fluido refrigerante no sistema (20 a 40 % a menos) devido principalmente à redução do volume interno do trocador.

Dentre as principais desvantagens que o condensador de microcanais pode apresentar resumem-se a não uniformidade de distribuição do fluido refrigerante entre os canais, maior perda de pressão do lado do fluido refrigerante ou até mesmo o acúmulo de pó, devido à usual alta densidade de aletas.

Apesar de existirem diversos trabalhos que buscam avaliar o desempenho do condensador de microcanais, há escassez de trabalhos que utilizam a esse tipo em sistemas de refrigeração doméstica. Com o objetivo de preencher essa lacuna, o presente trabalho avalia diferentes geometrias de condensadores de microcanais com convecção forçada e investiga o desempenho deste sobre o sistema de refrigeração doméstica.

## 1.5 Carga de refrigerante

Em 1974, Sherwood Rowland e Mario Molina (MOLINA e ROWLAND, 1974) publicaram um artigo que mostrava que os CFCs (cloro-fluor-carbono) acumulavam-se na atmosfera e eram responsáveis pela degradação da camada de ozônio. Mais tarde, em 1986, os pesquisadores da British Antarctic Survey, confirmaram tal afirmação, resultando no protocolo de Montreal, criado em 1987. O protocolo tinha como uma das metas a eliminação do uso de refrigerantes CFCs (cloro-fluor-carbono), como o R12. Como substituição, passou-se a utilizar HCFCs (hidroclorofluorcarbonos) e HFCs (hidrofluorcarbonos), ecologicamente mais aceitáveis, mas ainda prejudiciais para o meio ambiente. Os HCFCs são proibidos na Europa desde 2000, portanto, os únicos gases contendo fluor permitidos atualmente são os HFCs. Outros países seguem na mesma linha. Para os outros países desenvolvidos, os HCFCs serão proibidos a partir de 2020 e para os em desenvolvimento, em 2030 (IIR, 2015a). A emissão de HFCs equivale a 1% das emissões globais de gases que contribuem para o efeito estufa, entretanto, anualmente, esse valor tende a aumentar de 8 a 9%. A Figura 1.15 apresenta os índices de potencial de aquecimento global direto



(GWP) para vários fluidos e o limite para os refrigeradores domésticos, de acordo com o regulamento da União Européia. Fluido refrigerante com baixo potencial de aquecimento global direto já é uma alternativa para substituição de HFCs em alguns setores, como o de refrigeração doméstica. Algumas alternativas são refrigerantes naturais, como hidrocarbonetos, dióxido de carbono, amônia (R717), água e ar.

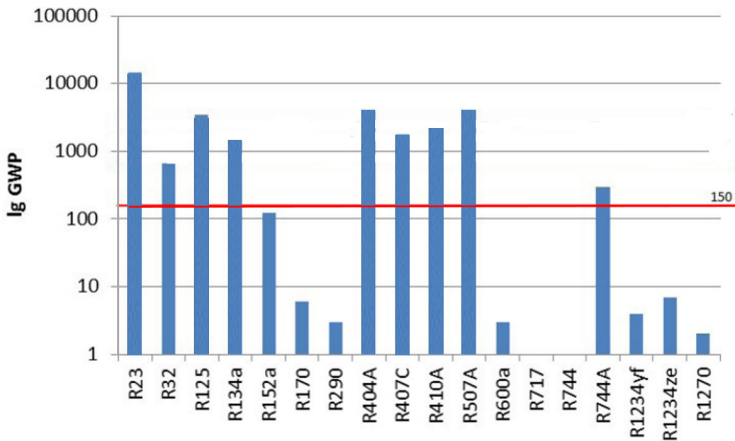


Figura 1.15 – GWP de diversos fluidos refrigerantes e o limite permitido pela União Europeia Fonte: Adaptado de IIR (2015a)

Os hidrocarbonetos, como isobutano (R600a) e propano (R290), são predominantemente utilizados na Europa e Ásia em refrigeradores domésticos e comerciais com carga de fluido refrigerante até 150g. Estes fluidos apresentam boa eficiência energética, têm potencial de destruição da camada de ozônio zero ( $ODP = 0$ ) e potencial de aquecimento global direto desprezível ( $GWP = 3$ ). Devido a sua característica inflamável, a carga de isobutano está limitada a 57 g para sistemas domésticos e 150 g para comerciais leves, de acordo com as normas internacionais IEC e EN 60335-2-24. Na refrigeração doméstica, estima-se que atualmente 35% dos sistemas utilizam isobutano e 65% R134a como fluido refrigerante.

A redução da carga de refrigerante reduz a emissão direta de gases refrigerantes na atmosfera, o custo de refrigerante utilizado e o risco associado a

refrigerantes inflamáveis e tóxicos. Logo, é notável que a redução de fluido refrigerante é necessária para qualquer fluido utilizado. Essa redução não pode afetar a eficiência energética do sistema de refrigeração, pois isso implicaria em uma maior energia elétrica consumida pelo sistema, e, indiretamente, maior liberação de  $CO_2$  para o meio ambiente.

A quantidade de fluido refrigerante em um sistema é proporcional ao volume interno dos componentes, principalmente do compressor e dos trocadores de calor. Portanto, a utilização de condensadores não convencionais está entre as diferentes estratégias utilizadas para redução da carga de refrigerante. Poggi *et al.* (2008) descreve e avalia possibilidades de redução da carga de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração. Os autores apresentam cinco variáveis que influenciam na carga de refrigerante: (i) tipo de sistema de refrigeração; (ii) fluido refrigerante; (iii) diâmetro e comprimento dos tubos; (iv) acumuladores; (v) separadores; e (vi) tecnologia utilizada na válvula de expansão e nos trocadores de calor. Para avaliar a carga de refrigerante nos trocadores de calor, os autores levaram em conta dois aspectos: a razão entre a área superficial de troca e o volume interno e a carga específica, que representa a relação entre a carga de refrigerante e a capacidade de troca de calor. Trocadores de calor compactos apresentam uma área superficial elevada comparada ao seu volume interno, o que resulta em baixa carga de fluido refrigerante, e por outro lado, alta capacidade de transferência de calor.

Jiang e Hrnjak (2014) fizeram uma análise da distribuição de fluido refrigerante entre os componentes de um refrigerador comercial, mostrada na Figura 1.16. O condensador (44%) e a linha de líquido (39%) têm maior influência sobre a carga de fluido refrigerante do sistema. Tal carga depende tanto do volume interno do componente quanto do estado em que se encontra o fluido refrigerante. Aumentando a densidade do fluido ou o volume interno do componente, a quantidade de fluido necessária será maior. Então, os componentes em que o fluido é bifásico (gás e líquido) e em estado sub-resfriado, como o condensador e a linha de líquido, são responsáveis pelas maiores cargas de fluido refrigerante.

Dessa forma, os autores buscaram diminuir o volume interno do condensador, adotando um condensador com tubo de menor diâmetro hidráulico. A

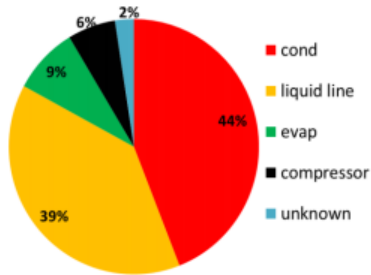


Figura 1.16 – Distribuição de carga de fluido refrigerante. Fonte: (Jiang e Hrnjak, 2014)

Figura 1.17 apresenta um gráfico que relaciona a redução do diâmetro do condensador com a carga de refrigerante necessária. Para cálculo da quantidade de refrigerante, fez-se uso de quatro correlações: correlação homogênea, Zivi (1964), Graham *et al.* (1999) e Rouhani e Axelsson (1970). A correlação homogênea apresenta uma menor carga de refrigerante por considerar as velocidades das fases, líquido e vapor, iguais, desconsiderando o escorregamento entre elas.

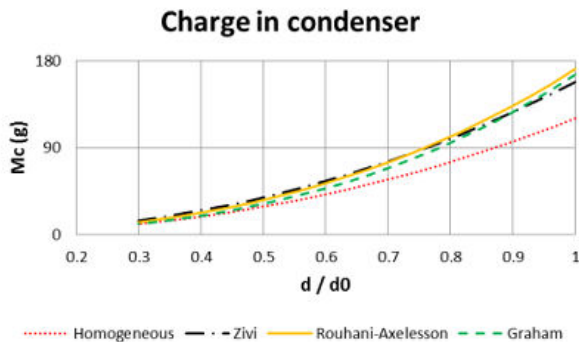


Figura 1.17 – Carga de fluido refrigerante de acordo com o diâmetro do condensador. Fonte: Jiang e Hrnjak (2014)

Com base no exposto, além de avaliar diferentes geometrias de condensadores de microcanais com convecção forçada e investigar o desempenho desse sobre o sistema de refrigeração doméstica, o presente trabalho busca,

reduzir a quantidade de fluido refrigerante utilizada no sistema de refrigeração a partir da otimização geométrica do condensador de microcanais.

## 1.6 Objetivos

Além da busca contínua por sistemas de refrigeração cada vez mais eficientes, as restritas normas que estão surgindo a respeito da quantidade e tipo de fluido refrigerante a ser usado são motivos que levam a estudos da utilização de condensadores do tipo microcanal na refrigeração doméstica. Em face do exposto neste capítulo, o objetivo principal do presente trabalho é a caracterização numérica e experimental de condensadores do tipo microcanal, sob convecção forçada, e seu impacto sobre o desempenho de refrigeradores domésticos.

A primeira etapa de experimentações foi realizada em um túnel de vento, utilizado para uma avaliação quantitativa do desempenho das principais variáveis geométricas dos condensadores em termos de troca de calor e perda de pressão. Além disso, um modelo numérico para a previsão do comportamento termo-hidráulico de condensadores do tipo microcanal foi desenvolvido e validado. Em seguida, o modelo validado foi implementado na plataforma de simulação de sistemas domésticos de refrigeração desenvolvido por Gonçalves *et al.* (2008), para assim obter a geometria otimizada deste tipo de trocador. Alguns condensadores do tipo microcanal foram instalados e testados em um refrigerador doméstico para validação do modelo do condensador tipo microcanal integrado à plataforma de simulação de refrigeradores domésticos.

Neste contexto, os objetivos específicos do trabalho são:

- Avaliação termo-hidráulica de diversas configurações geométricas de condensadores de microcanais em um túnel de vento;
- Comparação do desempenho de condensadores de microcanais com outros tipos de condensação forçada utilizadas em refrigeradores domésticos;
- Desenvolvimento de um modelo numérico para caracterização de condensadores do tipo microcanal;

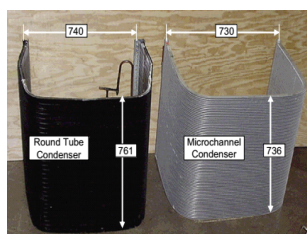
- 
- Validação do modelo matemático baseando-se nos resultados experimentais obtidos na primeira fase de experimentações, no túnel de vento;
  - Desenvolvimento de uma correlação empírica para a previsão do desempenho de condensadores do tipo microcanal;
  - Incorporação do modelo matemático do condensador à plataforma de simulação de sistemas domésticos de refrigeração desenvolvida por Gonçalves *et al.* (2008);
  - Avaliação do impacto do condensador de microcanais sobre o desempenho em regime transiente e consumo de energia de um refrigerador doméstico;
  - Obtenção da geometria otimizada de um condensador de microcanais para um refrigerador doméstico específico.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Condensadores do tipo microcanal ainda são pouco difundidos no setor de refrigeração doméstica. Na literatura, há diversos trabalhos com esse tipo de trocador focados em sistemas de condicionamento de ar e em radiadores para automóveis. Esses trabalhos focam basicamente em quatro diferentes linhas de pesquisa: (i) desempenho do trocador de calor; (ii) impacto desse na performance do sistema; (iii) má distribuição do fluido refrigerante; e (iv) carga de refrigerante.

Park e Hrnjak (2008) compararam a performance dos condensadores do tipo microcanal com condensadores do tipo tubo-aleta. O objetivo do trabalho foi estimar o aumento do coeficiente de performance, utilizando R410a como fluido refrigerante, de um sistema de ar condicionado residencial, substituindo o condensador do tipo tubo-aleta por um do tipo microcanal, com tamanhos similares, conforme mostrado na Figura 2.1. Os experimentos foram realizados em uma câmara climática que possibilitou o controle das condições de operação do sistema. Para as condições impostas pelos autores, o COP do sistema utilizando microcanal foi 13,1% maior que o do tubo-aleta. O sistema com microcanal ainda apresentou uma temperatura de condensação  $2,5^{\circ}\text{C}$  menor e uma redução na queda de pressão de 65%.



(a)

|                                | Microcanal | Tubo-aleta |
|--------------------------------|------------|------------|
| Área de fase [m <sup>2</sup> ] | 1,32       | 1,43       |
| Profundidade [m]               | 0,021      | 0,0191     |
| Altura [m]                     | 0,736      | 0,761      |
| Comprimento [m]                | 0,730      | 0,740      |
| Volume [m <sup>3</sup> ]       | 0,0277     | 0,0273     |

(b)

Figura 2.1 – (a) Condensador tubo-aleta e microcanal (b) Dados dos condensadores. Fonte: Park e Hrnjak (2008)

Devido ao menor volume interno do condensador do tipo microcanal, é esperado que esse exija uma menor quantidade de fluido refrigerante. Para realizar estas medições, os autores instalaram uma válvula na entrada e outra

na saída do condensador. Em um determinado instante arbitrário, com o sistema em regime permanente, as válvulas foram fechadas e o refrigerante foi drenado em um banho de gelo. Com a utilização do condensador microcanal, observou-se uma redução de 9,2% na quantidade total de fluido refrigerante no sistema. Considerando apenas o condensador, a redução foi de 18,5%. Os autores propuseram também um modelo numérico para estimar a transferência de calor e a perda de pressão do condensador microcanal, esquematizado na Figura 2.2. Para tanto, foi utilizado o método da efetividade NUT para um trocador de fluxo cruzado e não-misturado. Correlações empíricas foram utilizadas para obter o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de atrito. Foram realizadas simulações: (i) com a distribuição do ar e do fluido refrigerante uniformes; (ii) com a distribuição do ar não uniforme; e (iii) com a distribuição dos dois fluidos não-uniformes. Os autores observaram que no primeiro passo o fluido refrigerante superaquecido é resfriado logo na entrada, iniciando o processo de condensação logo nos primeiros elementos. A condensação ocorre até alguns elementos do terceiro passo. Observou-se que a não-uniformidade do ar e dos dois fluidos não afetaram significativamente a transferência de calor total. O modelo apresentou uma boa concordância com os valores experimentais com relação às temperaturas de saída de ar.

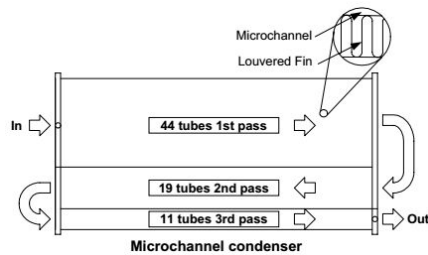


Figura 2.2 – Esquema dos condensador do tipo microcanal. Fonte: Park e Hrnjak (2008)

A fim de melhorar a transferência de calor em condensadores do tipo microcanal, Zheng *et al.* (2014) propuseram um estudo experimental desses condensadores para condicionadores de ar de automóveis com e sem separadores de líquido. Distribuidores foram instalados em cada passe de forma que o lí-



quido fosse drenado e somente o vapor fosse direcionado aos microcanais, mostrados na Figura 2.3. Resultados apresentados na Figura 2.4a mostram que o condensador com separadores de líquido (LSMC) apresenta uma taxa de calor transferido de 2,5 a 6,2 % maior, quando se varia a velocidade do ar na face do trocador de 1,4 a 4,5 m/s, e compara-se com os condensadores sem separadores de líquido (PFMC). Já a Figura 2.4b mostra que a variação da temperatura de entrada do ar no condensador de 29 a 41 °C proporcionou um aumento na capacidade de refrigeração de 1,3 a 6,4 %. Na Figura 2.5, observa-se que a perda de pressão do LSMC é menor do que a no PFMC para diferentes velocidades e temperaturas de entrada do ar.

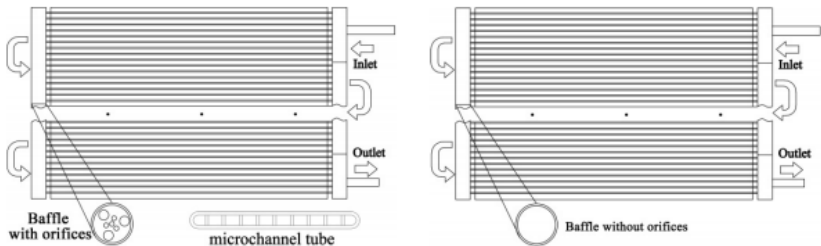


Figura 2.3 – Esquema dos condensador do tipo microcanal com e sem separador de líquido. Fonte: Zheng *et al.* (2014)

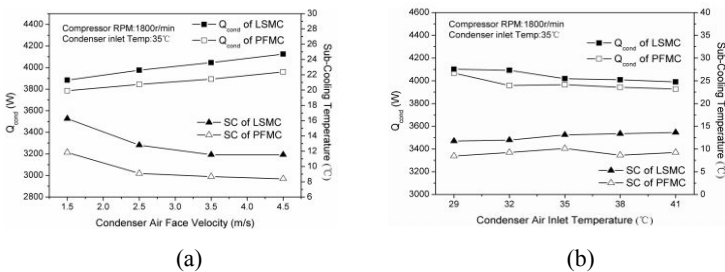


Figura 2.4 – (a) Capacidade em função da velocidade do ar no condensador  
(b) Capacidade em função da temperatura do ar. Fonte: Zheng *et al.* (2014)

Um problema inerente aos trocadores de calor do tipo microcanal é a possibilidade de má distribuição do fluxo de refrigerante através dos microcanais,

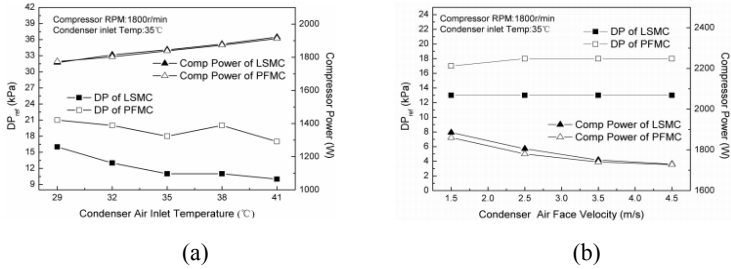


Figura 2.5 – (a) Queda de pressão em função a velocidade do ar no condensador (b) Queda de pressão em função da temperatura do ar. Fonte: Zheng *et al.* (2014)

que pode causar uma redução na eficiência de troca de calor. Vários fatores estão relacionados à má distribuição, como, por exemplo, a estrutura do distribuidor, a não-uniformidade do escoamento do ar e o posicionamento do condensador. Huang *et al.* (2014) desenvolveram um modelo numérico capaz de simular a distribuição do fluxo de refrigerante através dos microcanais. Simulações em CFD foram usadas para prever o escoamento no distribuidor e o método da efetividade NUT para modelar a troca de calor no condensador, conforme mostrado na Figura 2.6.

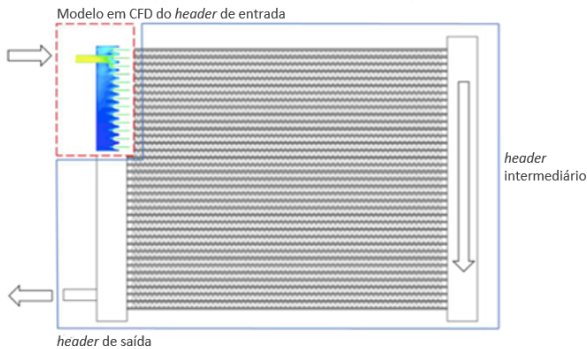


Figura 2.6 – Esquema utilizado por Huang *et al.* (2014)

As simulações foram validadas com dados experimentais de um condensador utilizado em um sistema de condicionamento de ar automotivo. Result-

tados do método numérico mostram que, utilizando água como fluido refrigerante, devido a sua alta massa específica, o fluxo de massa é maior nos microcanais inferiores. Para o R-134a, como a massa específica é menor, a distribuição do fluxo não é influenciada significativamente pela gravidade, sendo a distribuição nos microcanais praticamente uniforme. Resultados experimentais são mostrados na Figura 2.7. Devido ao efeito da gravidade, a partir do arranjo 3, o fluxo de massa aumenta a cada arranjo de tubos. Segundo os autores, o modelo numérico teve boa concordância quanto à capacidade de troca de calor, porém, para a perda de pressão, concluiu-se que é necessário utilizar correlações mais apropriadas.

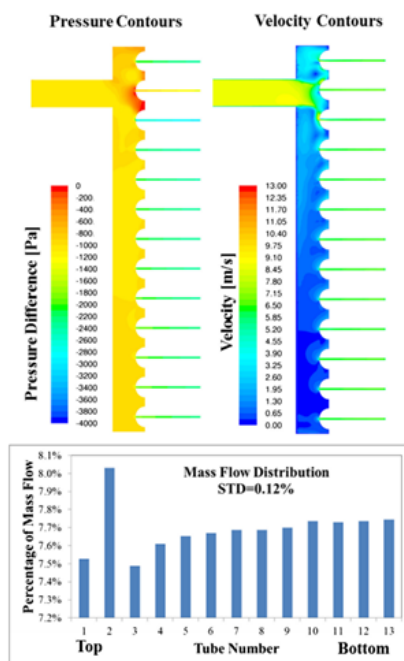
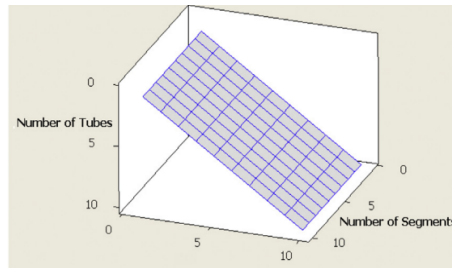


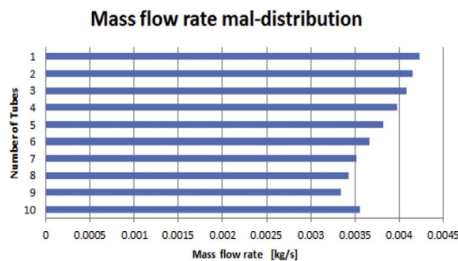
Figura 2.7 – Pressão, velocidade e distribuição do fluxo de massa para R-134a. Fonte: Huang *et al.* (2014)

A má distribuição em microcanais também foi estudada por Zou e Hrnjak (2014), que desenvolveram um modelo para simular o desempenho de trocadores de calor usando distribuições não-uniformes de fluido refrigerante, de

acordo com resultados experimentais. Yin *et al.* (2015) também simularam a má distribuição do refrigerante e analisaram o impacto da não uniformidade do fluxo de ar através do condensador. Neste caso, utilizou-se um condensador do tipo microcanal com tubos na horizontal e dois distribuidores na vertical. O condensador é composto por 10 tubos e cada tubo possui 23 pórticos de 0,75 mm de diâmetro. A distribuição de ar é mostrada na Figura 2.8a e o impacto que causa no fluxo de fluido refrigerante é mostrado na Figura 2.8b. De acordo com os autores, quanto maior a vazão de ar, maior é a transferência de calor, antecipando a mudança de fase do fluido refrigerante. Fluidos sub-resfriados e bifásicos apresentam queda de pressão menores que o fluido no estado vapor. Logo, para manter a uniformidade da pressão na saída dos tubos, a tendência é passar mais fluido refrigerante nos tubos de alto desempenho, ou seja, onde há mais fluido bifásico ou sub-resfriado.



(a)



(b)

Figura 2.8 – (a) Distribuição do escoamento de ar (b) Escoamento do fluido refrigerante em cada tubo. Fonte: Yin *et al.* (2015)

Os problemas de má distribuição de fluido refrigerante são intrínsecos à

configuração de trocadores microcanais com distribuidores verticais. Porém, este fenômeno não acontece nos condensadores microcanais em formato de serpentina, os quais, por sua vez, podem apresentar alta queda de pressão no lado do fluido refrigerante. Com o intuito de analisar esse tipo de configuração, Shao *et al.* (2009) modelaram numericamente condensadores do tipo microcanais em formato de serpentina. Os autores usaram dados experimentais de um sistema operando com R290 (propano) como fluido refrigerante, para validar o modelo. O estudo analisou quatro diferentes configurações, mostradas na Figura 2.9, variando a quantidade de tubos e passes da serpentina e adicionando distribuidores na quarta configuração. Avaliou-se a capacidade de refrigeração e a queda de pressão do lado do refrigerante, considerando temperaturas de entrada do ar entre 25°C e 40 °C.

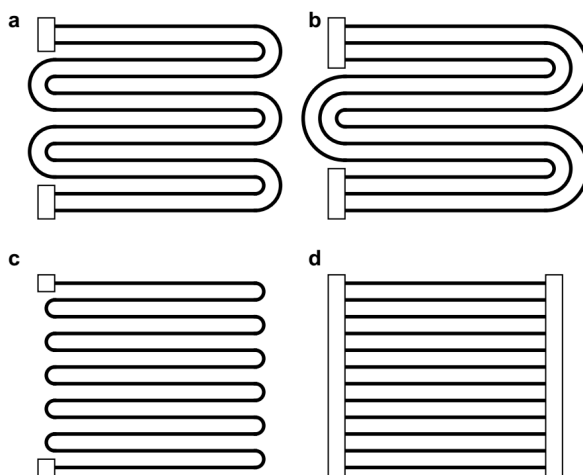


Figura 2.9 – Configurações de condensadores do tipo microcanal.  
(a)Serpentina com 6 passes. (b)Serpentina com 4 passes.  
(c)Serpentina com 12 passes. (d)Condensador com headers.  
Fonte: Shao *et al.* (2009)

As Figuras 2.10a e 2.10b mostram os resultados para a capacidade de refrigeração e queda de pressão do lado do refrigerante. A capacidade de refrigeração aumenta com a diminuição da temperatura do ar. Nota-se que os condensadores com 4 e 6 passes têm a capacidade superior às duas outras

configurações. A queda de pressão no condensador com 12 passos é muito superior à queda de pressão nos demais, contribuindo para irreversibilidades do sistema. Os autores verificaram ainda que a carga de refrigerante no trocador com distribuidores é cerca de duas vezes maior quando comparada aos condensadores do tipo serpentina (Figura 2.11), ou seja, o volume interno dos distribuidores influencia significativamente na carga total de refrigerante.

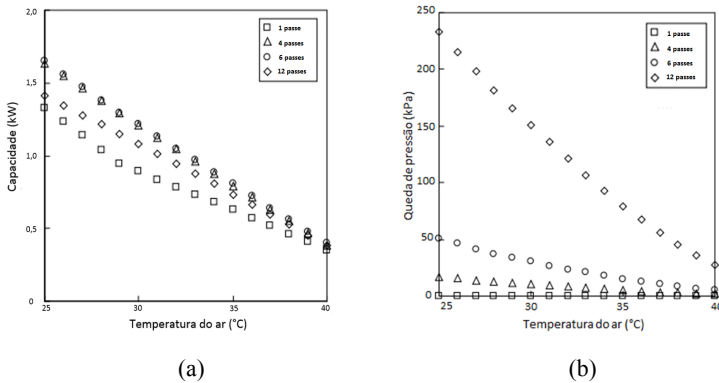


Figura 2.10 – (a) Capacidade de refrigeração. (b) Queda de pressão. Fonte: Adaptado de Shao *et al.* (2009)

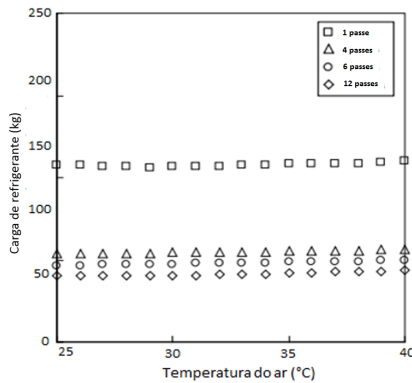


Figura 2.11 – Carga de refrigerante para cada configuração. Fonte: Adaptado de Shao *et al.* (2009)

O primeiro estudo encontrado voltado para condensadores microcanal em refrigeradores domésticos foi desenvolvido por Zhang *et al.* (2010a), que buscaram avaliar o desempenho de um condensador *hot-wall* com microcanais (Figura 2.12) por meio de um modelo matemático. O condensador é composto por dois distribuidores na horizontal e microcanais na vertical. Os microcanais são instalados nas paredes internas do refrigerador com auxílio de uma fita adesiva de alumínio. Correlações empíricas foram utilizadas para calcular os coeficientes de transferência de calor, e, por sua vez, otimizar as dimensões para diferentes configurações e comprimento de tubos. Os resultados foram comparados com os valores do condensador original e mostraram que o condensador microcanal com as dimensões otimizadas apresenta uma massa total de metal 48,6% menor que o condensador original.

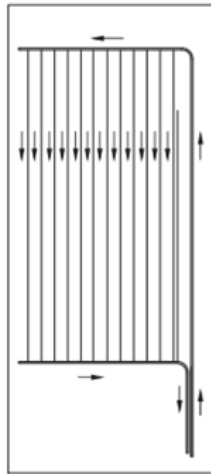


Figura 2.12 – Esquema do condensador *hot-wall* com microcanais. Fonte: Zhang *et al.* (2010a)

Diante do que foi apresentado, observa-se que trabalhos que avaliam o comportamento de condensadores do tipo microcanal em sistemas de refrigeração doméstica são escassos na literatura. A maioria dos trabalhos encontrados estudam o comportamento desses condensadores utilizados em condicionamento de ar e na indústria automobilística, os quais possuem capacidades

de troca de calor e vazões de operação relativamente maiores que condensadores utilizados na refrigeração doméstica. É notável que a tecnologia microcanal apresenta uma troca de calor por volume significativamente maior que as tecnologias convencionais. Neste contexto, o presente trabalho busca a caracterização de condensadores microcanais com faixa de capacidade compatível com a aplicação doméstica, assim como a avaliação desta tecnologia em um refrigerador doméstico.



### 3 TRABALHO EXPERIMENTAL

O trabalho experimental foi dividido em duas partes: (i) a avaliação do desempenho termo-hidráulico de condensadores do tipo microcanal em um túnel de vento e (ii) a avaliação *in loco* desses condensadores em um refrigerador doméstico. A primeira parte do trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho do condensador do tipo microcanal e validação de correlações numéricas da literatura para os condensadores selecionados em vazões típicas de refrigeração doméstica. A segunda parte avalia o efeito do condensador microcanal no consumo de energia de um refrigerador doméstico e possibilita a validação da plataforma de simulação do modelo do sistema.

#### 3.1 Amostras

A seleção de condensadores microcanais a serem utilizada no presente trabalho visava a diversificação de variáveis geométricas mais significativas no processo de transferência de calor e de pressão, tais como: (i) o diâmetro hidráulico dos microcanais; (ii) a área de face; (iii) a largura do trocador; e (iv) a densidade de aletas. Contudo, os fornecedores capazes de fabricar amostras com tal diversidade de parâmetros são escassos, restringindo a avaliação no que tange à largura e à densidade de aletas dos condensadores.

A configuração dos condensadores avaliada no presente trabalho consiste em dois distribuidores, posicionados horizontalmente na entrada e saída do escoamento do fluido refrigerante, um tubo em formato de serpentina, onde microcanais estão dispostos paralelamente entre si, e aletas do tipo *louver* entre os passes da serpentina, como mostrado na Figura 3.1.

As amostras selecionadas possuem microcanais com seção transversal circular e retangular, de 0,64 mm e 1,24 mm de diâmetro hidráulico, respectivamente. Para cada seção, escolheu-se quatro diferentes áreas de face, com razões de aspectos quadradas, totalizando oito amostras. A densidade de aletas e a profundidade foram mantidas fixas para todas as amostras. A maior área de face foi selecionada com base no espaço disponível para o condensador no nicho do compressor de um refrigerador doméstico típico. A Figura 3.2 apresenta os quatro diferentes tamanhos dos protótipos avaliados.

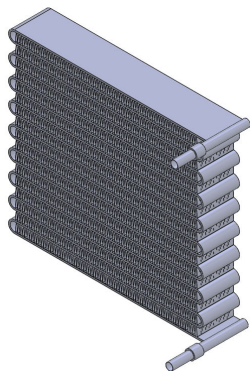


Figura 3.1 – Configuração das amostras de condensadores



Figura 3.2 – Condensadores do tipo microcanal

A Tabela 3.1 apresenta os dados geométricos das amostras e a Figura 3.3 um esquema das dimensões da serpentina. Vale ressaltar que há duas amostras de cada um dos tamanhos mostrados na tabela, a primeira com microcanais circulares e a segunda com microcanais retangulares. No decorrer do texto, os trocadores de seção circular serão nomeados com os números ímpares, #1, #3, #5 e #7, e os de seção retangular, pares, #2, #4, #6 e #8.

Adicionalmente, duas amostras extras de condensadores microcanais foram avaliadas. A Tabela 3.2 apresenta os dados geométricos da amostra #9, que possui distribuidores verticais e é ilustrada na Figura 3.4, assim como os dados geométricos da amostra #10, de configuração similar às amostras anteriores, porém com diferente densidade de aletas e largura de trocador.

Tabela 3.1 – Dados geométricos dos condensadores microcanal

| Condensador                               | #1/#2 | #3/#4 | #5/#6 | #7/#8 |
|---|-------|-------|-------|-------|
| Número de passes                          | 10    | 12    | 14    | 18    |
| Distância entre passes [mm]               | 9,1   | 9,1   | 9,1   | 9,1   |
| Altura do condensador [mm]                | 83,8  | 101,6 | 119,4 | 157,5 |
| Largura do condensador [mm]               | 91,7  | 117,1 | 142,5 | 167,9 |
| Profundidade do condensador [mm]          | 31,8  | 31,8  | 31,8  | 31,8  |
| Espessura da serpentina [mm]              | 1,5   | 1,5   | 1,5   | 1,5   |
| Comprimento da aleta [mm]                 | 7,6   | 7,6   | 7,6   | 7,6   |
| Largura do espaço das aletas [mm]         | 76,2  | 101,6 | 127   | 152,4 |
| Espessura da aleta [mm]                   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   |
| Densidade de aletas [aletas/m]            | 1000  | 1000  | 1000  | 1000  |
| Distância entre aletas [mm]               | 1     | 1     | 1     | 1     |
| Largura do <i>louver</i> [mm]             | 6     | 6     | 6     | 6     |
| Distância entre <i>louver</i> [mm]        | 1     | 1     | 1     | 1     |
| Ângulo de inclinação do <i>louver</i> [°] | 25    | 25    | 25    | 25    |

Tabela 3.2 – Dados geométricos dos condensadores testados

| Condensador                               | #9   | #10 |
|---|------|-----|
| Diâmetro hidráulico [mm]                  | 1,2  | 1,2 |
| Número de passes                          | 20   | 18  |
| Distância entre passes [mm]               | 10   | 10  |
| Altura do condensador [mm]                | 200  | 180 |
| Comprimento do condensador [mm]           | 170  | 200 |
| Largura do condensador [mm]               | 12   | 12  |
| Espessura do passe [mm]                   | 2    | 2   |
| Altura da aleta [mm]                      | 8    | 8   |
| Comprimento da aleta [mm]                 | 158  | 180 |
| Espessura da aleta [mm]                   | 0,1  | 0,1 |
| Densidade de aletas [aletas/m]            | 700  | 700 |
| Distância entre aletas [mm]               | 1,43 | 1,5 |
| Largura do <i>louver</i> [mm]             | 6    | 6   |
| Distância entre <i>louver</i> [mm]        | 1    | 1   |
| Ângulo de inclinação do <i>louver</i> [°] | 25   | 25  |

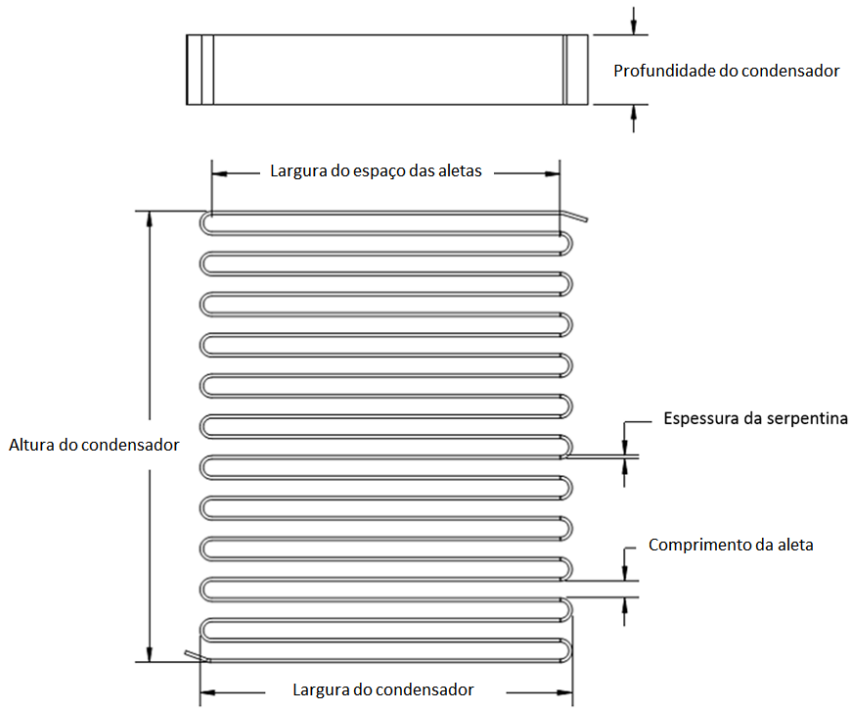


Figura 3.3 – Dimensões da serpentina do condensador



Figura 3.4 – Configuração do condensador com tubos distribuidores verticais

## 3.2 Túnel de vento

O desempenho termo-hidráulico dos condensadores microcanais foi avaliado em túnel de vento ilustrado na Figura 3.5. O túnel é capaz de estimar o coeficiente global de transferência de calor do trocador, assim como a queda de pressão do lado do ar. Para tanto, o túnel é composto basicamente por dois circuitos: (i) circuito de ar; e (ii) circuito fechado de água.

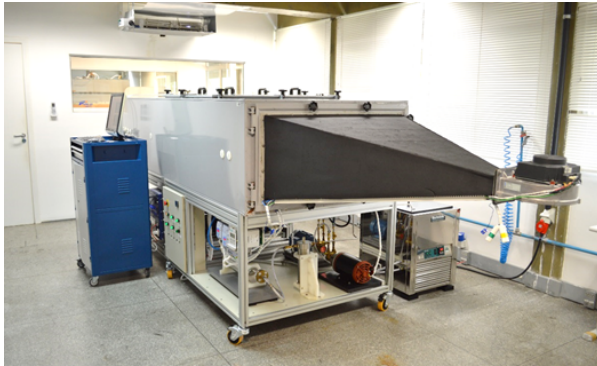


Figura 3.5 – Túnel de vento

O túnel de vento foi projetado com base nas normas ASHRAE (1987, 1988, 1999). A estrutura foi construída com isolamento térmico de lã de rocha de 100 mm de espessura, com o intuito de minimizar a transferência de calor para o ambiente externo. A Figura 3.6 apresenta os principais componentes do túnel de vento.

### 3.2.1 Circuito de ar

O circuito de ar é composto basicamente por um ventilador centrífugo modelo EBMPAPST 2216E, um difusor de ar, a seção de testes e uma placa de bocais para medição da vazão volumétrica. Uma tela de feltro localizada logo após o difusor de ar é utilizada para uniformização do escoamento antes de atingir a seção de teste, onde é instalada a amostra do trocador de calor. A seção de testes foi construída com poliestireno expandido (EPS), de 80 mm

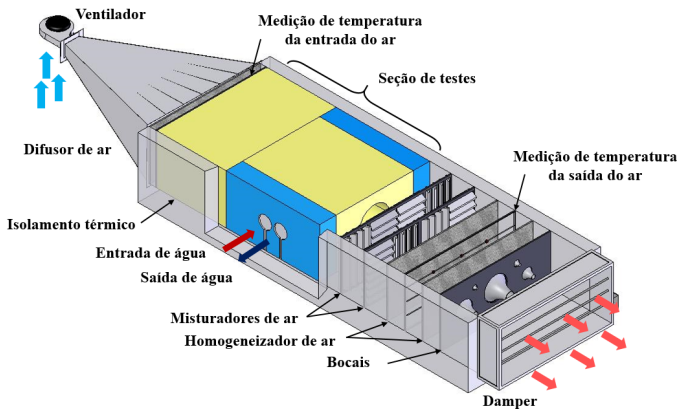


Figura 3.6 – Esquema do túnel de vento. Fonte: Adaptado de Sigwalt (2010)

de espessura e dimensões externas de 330 x 500 x 850 mm de altura, largura e profundidade, respectivamente.

A seção de teste é composta por um bocal convergente a montante do trocador e um bocal divergente a jusante, para melhor uniformidade, evitar *by-pass*, formação de vórtices e estagnação da corrente de ar que passa pelo trocador. Essa estrutura foi construída em EPS, com formas geométricas simples, proporcionando uma fácil e rápida montagem, já que o bocal e o difusor são exclusivos para cada tamanho de trocador de calor. O esquema da seção de testes é mostrado na Figura 3.7 e a foto na Figura 3.8.

A medição da queda de pressão do ar através do condensador é realizada por mangueiras posicionadas na entrada e saída da seção de testes. As mangueiras possuem cinco furos uniformemente espaçados ao longo da seção de teste e são posicionadas perpendiculares ao fluxo de ar. Para medição da queda de pressão, utilizou-se dois transdutores de pressão diferencial, um GE Druck LPX 1010, com a faixa de medição de 0 a 49,82 Pa e o outro Dwyer, com faixa de -125 a +125 Pa usado apenas para os condensadores #1 a #4, os quais apresentaram quedas de pressão de maior magnitude.

As temperaturas de entrada e saída do ar na seção de testes foram medidas com dezoito termopares do tipo T, sendo nove posicionados na entrada e nove na saída da seção de testes, como mostrado no desenho esquemático da

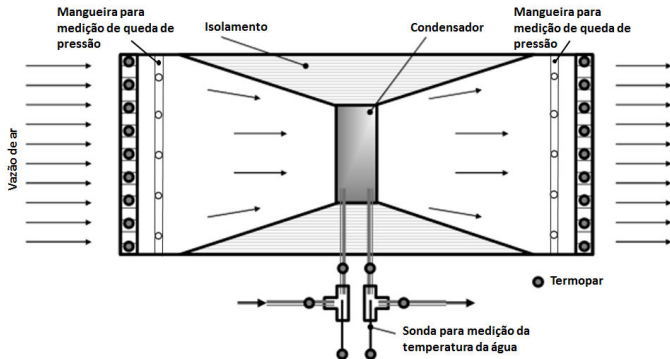


Figura 3.7 – Esquema da seção de testes. Fonte: Adaptado de Galvão (2016)

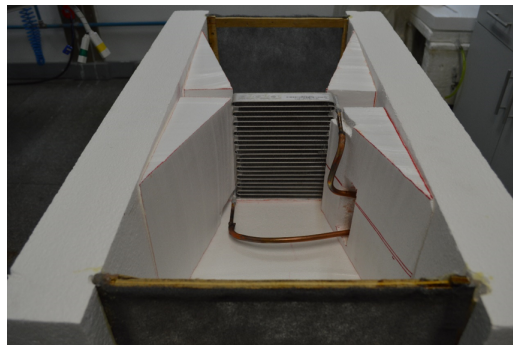


Figura 3.8 – Seção de testes com o condensador instalado

Figura 3.7. Cada termopar foi encapsulado com uma massa de cobre a fim de absorver oscilações de temperatura e aumentar a inércia térmica da medição.

### 3.2.2 Circuito de água

As condições de operação interna do trocador de calor avaliado são controladas por um circuito fechado de água, mostrado na Figura 3.9. O circuito é composto por seis componentes: duas bombas de água, o trocador de calor, um filtro de água, um transdutor de vazão mássica e um banho termostático, para manter a temperatura da água constante na entrada do trocador.

A água aquecida pelo banho termostático é bombeada para o trocador de

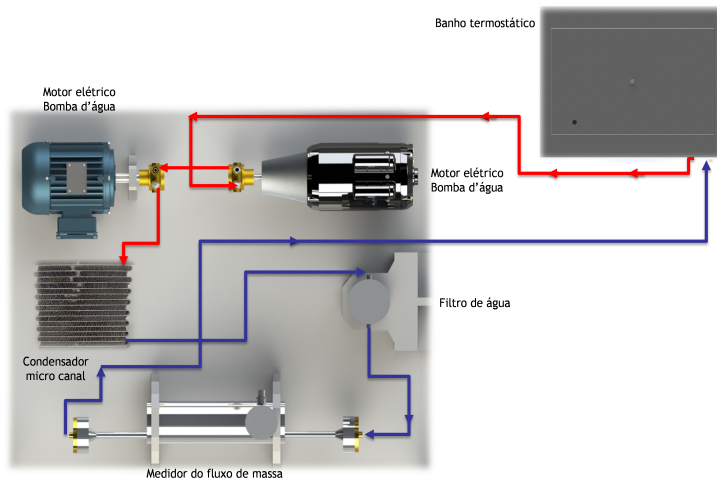


Figura 3.9 – Circuito de água. Fonte: Galvão (2016)

calor por duas bombas em série. Logo após o trocador, a água passa pelo filtro, para retenção de impurezas, e, em seguida, é transportada para o transdutor de vazão mássica para, por fim, retornar ao banho termostático. O banho termostático modelo MARCONI MA-083 aquece e mantém a água na temperatura desejada, a partir da potência dissipada de uma resistência elétrica de 3500 W.

Bombas de palhetas da PROCON PUMP são utilizadas em série e movidas separadamente por motores trifásicos, WEG PLUS e NOVA. O filtro de retenção de impurezas, modelo CUNO 1BR1 foi instalado a jusante do trocador de calor. Para medição da vazão mássica de água em circulação, foi utilizado um transdutor de vazão mássica da SIEMENS, modelo SITRANS FC MASSFLO 2100, com incerteza de medição de 0,1%, mostrado na Figura 3.10.

A pressão d'água na entrada do trocador de calor é medida com um transdutor de pressão analógico do fabricante WIKA, com faixa de medição de 0 a 60 bar. As medições das temperaturas de entrada e saída da água no trocador de calor são realizadas por meio de sondas de imersão do tipo T, da fabricante OMEGA. Os detalhes de instalação de ambas sondas são mostrados na Figura



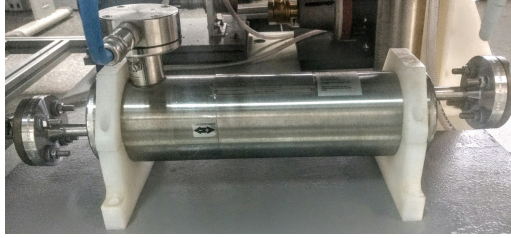


Figura 3.10 – Transdutor de vazão mássica

## 3.11

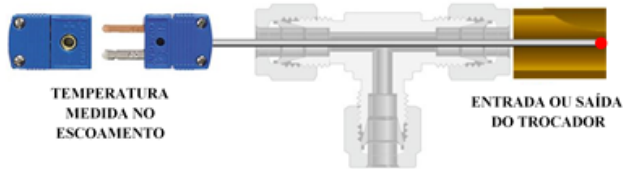


Figura 3.11 – Sonda de imersão do tipo T. Fonte: Galvão (2016)

## 3.2.3 Controle e aquisição de dados

A aquisição e controle de dados foi realizado a partir de um programa desenvolvido no software Labview 7.1. O sistema de aquisição utilizado, do fabricante NATIONAL INSTRUMENTS, é composto por uma placa de aquisição NI-PCI-6250, e um chassi NI SCXI-1001, em que são conectados seis módulos: três NI SCXI-1112 para leitura de temperatura com compensação independente, um NI SCXI-1102 para tensão do fluxímetro, um NI SCXI-1161 de relés e um NI SCXI-1325 como fonte de tensão, utilizada para controlar a velocidade do ventilador.

Todas as variáveis são adquiridas em tempo real, com intervalos de leitura menor que 1s. A condição de regime permanente é atingida com base nos valores pré-determinados de desvio padrão para cada variável em que o regime permanente deva ser considerado. O software desenvolvido apresenta em tela o desvio padrão das últimas 600 leituras, bem como um aviso lumi-

noso que indica o atingimento do critério de regime permanente. O cálculo do desvio padrão é dado pela equação 3.1 e os valores máximos permitidos em dez minutos de teste são indicados na Tabela 3.3.

$$DP = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (z_i - \bar{z})^2} \quad (3.1)$$

Em que  $\bar{z}$  é a média da amostra, calculada pela equação 3.2,  $n$  é a quantidade de medições coletadas,  $z_i$  o ponto de avaliação e  $DP$  o desvio padrão da amostra.

$$\bar{z} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n z_i \quad (3.2)$$

Tabela 3.3 – Desvio padrão para condição de regime permanente

| Variável                                   | Desvio padrão máximo     |
|--|--------------------------|
| Termopares de medição de temperatura do ar | 0,04 [°C]                |
| Sondas de medição de temperatura da água   | 0,04 [°C]                |
| Queda de pressão do ar                     | 0,5 [Pa]                 |
| Vazão volumétrica de ar                    | 0,34 [m <sup>3</sup> /h] |
| Vazão mássica de água                      | 0,2 [kg/min]             |

Os valores de desvio padrão e tempo de amostragem foram definidos a partir de diversos experimentos, com o intuito de identificar o critério para o regime permanente e assegurar que o erro entre a capacidade de transferência de calor do ar e da água, calculado com base no balanço de energia, seja inferior a  $\pm 10\%$ . Além disso, as incertezas de medições são apresentadas no apêndice B.

### 3.2.4 Condições de operação

Os trocadores de calor foram avaliados na faixa de vazão volumétrica de ar típica de refrigeradores domésticos com condensação forçada: de 50 a 140 m<sup>3</sup>/h. A temperatura de entrada do ar, mantida em 21°C, é controlada por um sistema de condicionamento de ar. A temperatura de entrada da água no trocador de calor é mantida a 40°C pelo banho termostático e a vazão de água

é ajustada de forma a manter  $3,0^{\circ}\text{C}$  de diferença entre as temperaturas de entrada e saída da água no trocador. Esse valor foi utilizado buscando o menor valor para as amostras testadas, entretanto, para o condensador #7, não foi possível manter tal valor devido à alta queda de pressão interna e, conseqüentemente, baixa vazão mássica de água. Neste caso, manteve-se  $6,0^{\circ}\text{C}$  de diferença entre as temperaturas.

### 3.2.5 Taxa de transferência de calor

Um balanço de energia no lado do ar ou no lado da água fornece o calor transferido da água para o ar. Uma vez que todo calor é transferido da água para o ar, as taxas de transferência de calor devem ser idênticas. Perdas de calor ou erros de medição podem gerar discrepâncias que, segundo a norma ASHRAE 51 (1999), não devem exceder  $\pm 10\%$ .

A Figura 3.12 mostra as capacidades de transferência de calor do lado do ar e da água para todas as amostras testadas. Observa-se que a diferença entre as capacidades é menor do que  $\pm 10\%$ , para todos os ensaios.

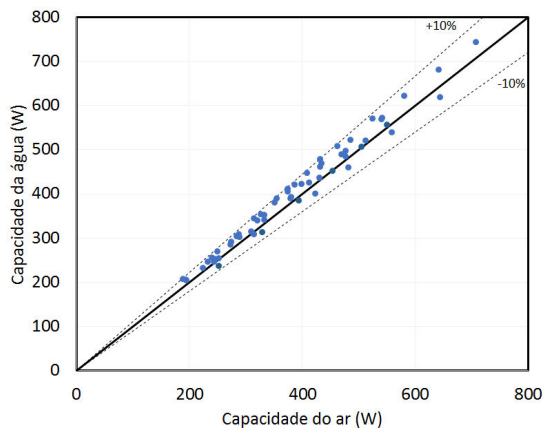


Figura 3.12 – Capacidade de transferência de calor

Nos ensaios, a taxa de refrigeração é uma média entre a capacidade calcu-

lada pelo lado do ar e pelo lado da água, como mostrado na equação 3.3,

$$\dot{Q} = \frac{1}{2} \cdot [\dot{m}_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{ar,sai} - T_{ar,ent}) + \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{agua,ent} - T_{agua,sai})] \quad (3.3)$$

em que  $\dot{m}_{ar}$  e  $c_{p,ar}$  são a vazão mássica e o calor específico do ar, enquanto  $\dot{m}_{agua}$  e  $c_{p,agua}$ , da água. As temperaturas de entrada,  $T_{ar,ent}$  e  $T_{agua,ent}$ , e saída,  $T_{ar,sai}$  e  $T_{agua,sai}$ , são determinadas a partir da média aritmética dos dados medidos durante 10 minutos de teste em regime permanente.

Em trocadores de calor de microcanais a queda de pressão do fluido refrigerante é significativa, portanto se torna muito difícil manter a temperatura do fluido constante, como é possível em outros trocadores de calor. Assim, o método da efetividade NUT (Número de Unidades de Transferência) é usado para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, dado pela equação 3.4,

$$UA = NUT \cdot C_{min} \quad (3.4)$$

em que  $C_{min}$  é a menor taxa de capacidade térmica dos fluidos e  $NUT$  é uma função da efetividade do trocador,  $\epsilon$ , e da razão entre as taxas de capacidade mínima e máxima,  $C_r$ , conforme mostrado pela equação 3.5.

$$NUT = f(\epsilon, C_r) \quad (3.5)$$

A efetividade é, por definição, a razão entre a transferência de calor real e a transferência de calor máxima possível do trocador, representada pelo produto da taxa de capacidade mínima pela diferença de temperatura absoluta entre os fluidos, ou seja, as temperaturas de entrada das correntes fria e quente, conforme mostra a equação 3.6.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{C_{min} \cdot (T_{agua,ent} - T_{ar,ent})} \quad (3.6)$$

Desta forma,  $NUT$  pode ser calculado em função da efetividade e da razão das taxas de capacidade de acordo com a equação 3.7, utilizada para trocador de calor com  $C_{min}$  misturado e  $C_{max}$  não-misturado (Incropera *et*

al., 2007). Por fim, o coeficiente global de transferência de calor é calculado conforme mostrado na equação 3.4.

$$\epsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} \cdot (1 - e^{-C_r \cdot NUT})} \quad (3.7)$$

A condutância térmica em trocadores de calor é normalmente expressa a partir de um parâmetro adimensional  $j$ , introduzido por Colburn (1964). Pode-se calcular o fator  $j$  de Colburn pela equação 3.8, em que o coeficiente de convecção externo é estimado pela equação 3.9,

$$j = \frac{\eta_0 \cdot \hbar_{ext} \cdot Pr_{ar}^{2/3}}{\rho_{ar} \cdot v_{ar} \cdot C_{p,ar}} \quad (3.8)$$

$$\eta_0 \cdot \hbar_{ext} = \left( \frac{A_{total}}{UA} - \frac{A_{total}}{\hbar_{int} \cdot A_{int}} \right)^{-1} \quad (3.9)$$

sendo  $A_{total}$  a área total do trocador em contato com o ar e  $\hbar_{int}$  o coeficiente de transferência de calor interno, calculado pela equação 3.10, e  $A_{int}$  a área interna do trocador em contato com o fluido.

$$\hbar_{int} = \frac{k_{agua} \cdot Nu}{D_{h,int}} \quad (3.10)$$

O coeficiente de transferência de calor interno,  $\hbar_{int}$ , é função do número de Nusselt,  $Nu$ , determinado pela correlação de Gnielinski (1976), conforme mostrado na equação 3.11,

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \frac{f^{0,5}}{2} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.11)$$

no qual  $f$  é o fator de atrito,  $Re$  e  $Pr$  são os números de Reynolds e Prandtl, respectivamente, calculados para o escoamento da água.

O fator  $j$  de Colburn para as amostras 8, 9 e 10 é ilustrado na Figura 3.13, como uma função do número de Reynolds ( $Re_{Lp} = \rho \cdot V_{ar} \cdot L_{louver} / (\mu_{ar})$ ). Como esperado, nota-se que o fator  $j$  de Colburn varia inversa e linearmente com o número de Reynolds. As diferenças observadas devem-se às variações de geometria, notadamente do número de aletas, do número de passes e da área de face.

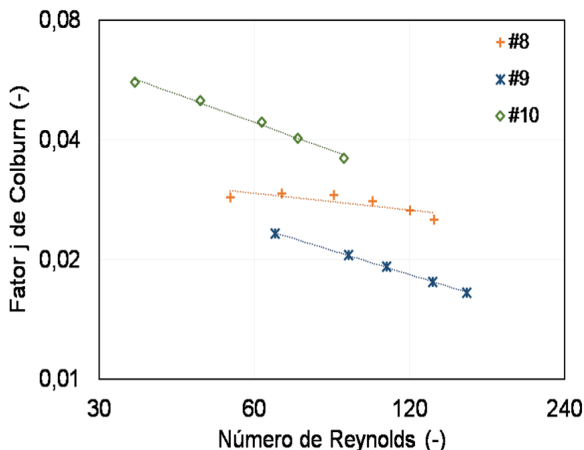


Figura 3.13 – Fator  $j$  de Colburn calculado nos ensaios experimentais em função do Reynolds do *louver* para as amostras #8 a #10

Os resultados experimentais do fator  $j$  de Colburn das amostras #1 a #8 foram comparados com os resultados de correlações empíricas encontradas na literatura. Conforme mostrado na Figura 3.14, nenhuma correlação apresentou resultados satisfatórios.

Dessa forma, uma correlação empírica para o fator  $j$  de Colburn foi desenvolvida baseada nos resultados experimentais das oito amostras de condensadores microcanais (de #1 a #8) testadas em túnel de vento. As correlações de transferência de calor para trocadores de calor são obtidas, em geral, pelas equações 3.12 e 3.13, conforme Karatas (1996), em que  $F_a$  é o fator de aletamento.

$$Nu = a.Re^b.Pr^{1/3}.F_a^c \quad (3.12)$$

$$j = \frac{Nu}{Re^b.Pr^{1/3}} = a.Re^{b-1}.F_a^c \quad (3.13)$$

Uma análise de regressão múltipla foi utilizada para calcular as constantes,  $a$ ,  $b$  e  $c$ , na equação 3.13, resultando então, na expressão 3.14. A nova

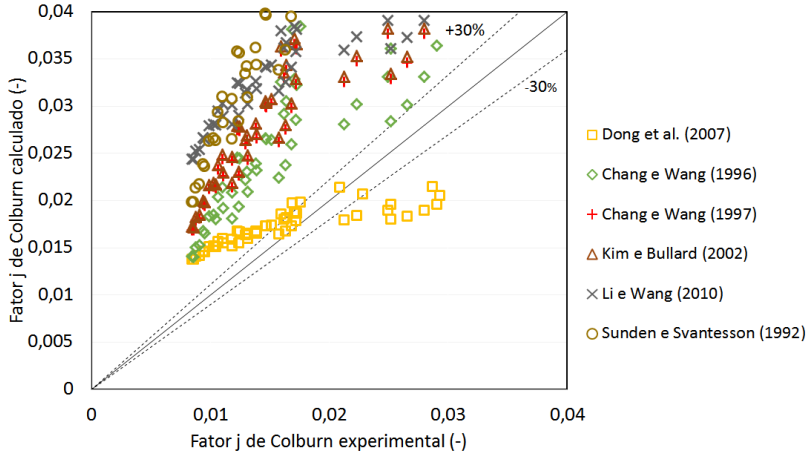


Figura 3.14 – Comparação entre fator de Colburn calculado a partir de correlações da literatura e o experimental para os condensadores #1 a #8

correlação é definida como uma função do Reynolds do *louver*. A correlação é válida para  $53 \leq Re_{Lp} \leq 524$  e  $7,58 \leq F_a \leq 7,91$ .

$$j = 7.10^{-9} \cdot Re_{Lp}^{-0,36944} \cdot F_a^{8,04455} \quad (3.14)$$

A Figura 3.15 apresenta a comparação entre o fator de Colburn da nova correlação e os fatores calculados a partir dos dados experimentais. A correlação apresentou erros inferiores a 15%, exceto para a mostra #8.

A validade da correlação proposta é bastante restrita, uma vez que a complexibilidade das amostras #1 a #8 testadas é baixa em termos de largura e densidade de aletas. Os resultados da correlação desenvolvida foram comparados com os resultados experimentais do condensador microcanal #10, com densidade de aletas bastante diferente dos protótipos utilizados para desenvolver a correlação. Os resultados não apresentaram concordância razoável. Portanto, para esse caso, correlações da literatura foram selecionadas e comparadas com os dados experimentais do condensador #10. A Figura 3.16 mostra que as correlações de Chang e Wang (1997) e Ryu e Lee (2015) apresentaram

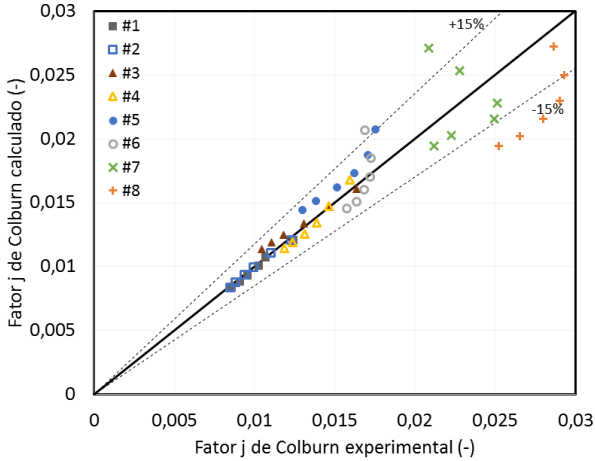


Figura 3.15 – Comparação entre o  $j$  calculado a partir da nova correlação desenvolvida e o  $j$  experimental para os condensadores #1 a #8

resultados satisfatórios. A segunda correlação foi escolhida e é mostrada na equação 3.15. A correlação é válida para  $100 \leq Re_{Lp} \leq 3000$ .

$$j = Re_{Lp}^{-0,484 - \frac{-1,887}{\ln Re_{Lp}}} \cdot \left( \frac{L_{ser}}{L_p} \right)^{0,157} \cdot 2,24 - 0,588 \cdot \ln \frac{Pa_a}{L_p \cdot \sin \theta} \quad (3.15)$$

### 3.2.6 Queda de pressão

Em um escoamento de ar através do trocador de calor, a queda de pressão total é dada pela soma dos efeitos de expansão e contração na entrada e saída do trocador, de quantidade de movimento, devido à mudança de densidade do fluido, de atrito com a superfície e de gravidade, caso haja uma diferença de altura significativa entre a entrada e a saída. Nos trocadores de calor compactos a queda de pressão por efeitos de atrito podem representar 90% da queda total em escoamento de gases ou vapores (Shah e Sekulic, 2003). Logo, o cálculo de queda de pressão se reduz a equação 3.16.

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot L}{D_h \cdot \rho} \quad (3.16)$$



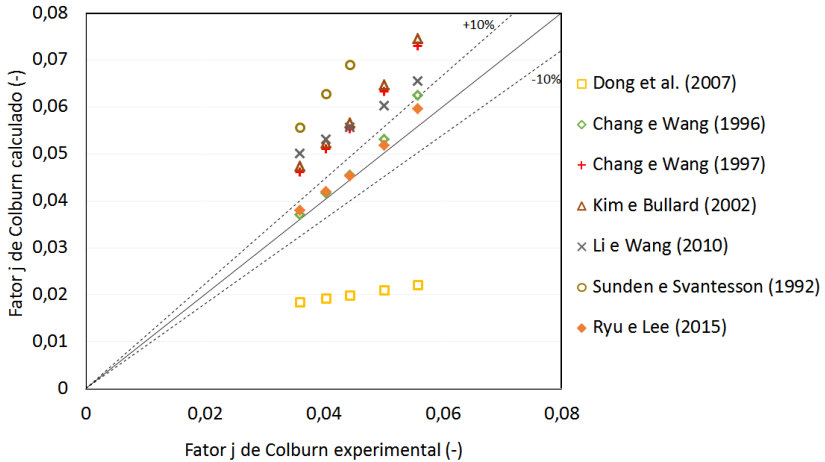


Figura 3.16 – Comparação entre fator de Colburn calculado a partir de correlações da literatura e o experimental para o condensador #10

O fator de atrito,  $f$ , é um número adimensional relacionado com a tensão de cisalhamento no escoamento do fluido em contato com o condensador. Este fator é calculado para cada ensaio a partir dos resultados da queda de pressão.

O fator  $f$  de atrito em função do número de Reynolds é ilustrado na Figura 3.17. De maneira similar ao fator  $j$  de Colburn, observa-se um comportamento inversamente linear entre esses parâmetros. Mais uma vez, ressalta-se que as diferenças observadas se devem à variações na geometria dos trocadores. Observa-se também que os trocadores de calor 9 e 10, apesar de apresentarem a mesma queda de pressão possuem fatores de atrito bem distintos. Isso deve-se a menor área de passagem do evaporador 9, devido ao espaço ocupado pelos dois distribuidores.

O fator de atrito calculado a partir dos dados experimentais foi comparado com diversas correlações da literatura. Conforme pode ser visto na Figura 3.18, nenhuma correlação apresentou resultados satisfatórios para as amostras #1 a #8. Em todos os casos, os erros foram maiores que  $\pm 30\%$ . Dessa forma, uma correlação empírica foi desenvolvida com base nos dados experimentais das amostras #1 a #8. De maneira similar ao fator de Colburn, a

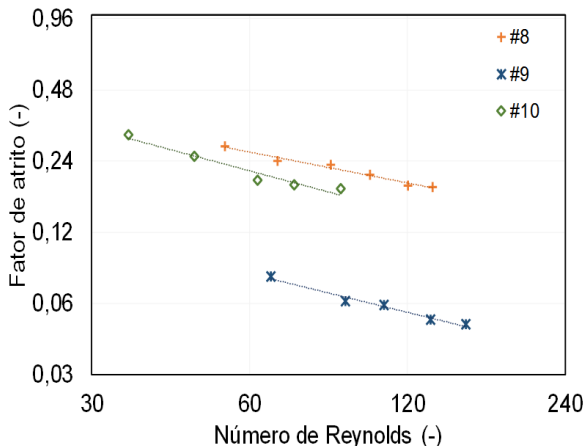


Figura 3.17 – Fator de atrito calculado nos ensaios experimentais em função do Reynolds do *louver* para as amostras #1 a #8

nova correlação (equação 3.17) também foi desenvolvida por meio de uma regressão múltipla em que o fator de atrito é função do Reynolds do *louver* e do fator de aletamento. A correlação é válida para  $53 \leq Re_{Lp} \leq 524$  e  $7,58 \leq F_a \leq 7,91$ .

$$f_{ar} = 8,46 \cdot 10^{-7} \cdot Re_{Lp}^{-0,61596} \cdot F_a^{7,295737} \quad (3.17)$$

A Figura 3.19 apresenta o fator da nova correlação em relação ao valor calculado experimentalmente. A correlação apresentou boa coerência com os valores experimentais, tendo quase 90% dos dados no intervalo de incerteza  $\pm 15\%$ .

Observa-se que a validade da correlação descrita é bastante restrita. Os resultados da correlação desenvolvida foram comparados com os resultados experimentais do condensador microcanal #10, com densidade de aleta bastante diferente dos protótipos utilizados para desenvolver a correlação. Como esperado, os resultados não apresentaram concordância razoável. Entretanto, para tal condensador, as correlações empíricas encontradas na literatura apresentaram melhores resultados, como mostrado na Figura 3.20, em que os resultados apresentam um erro em torno de  $\pm 15\%$  para a correlação de Kim e

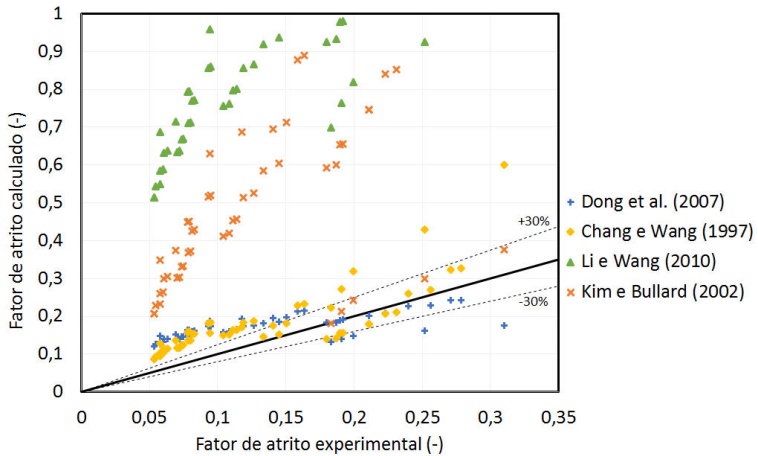


Figura 3.18 – Comparação entre fator de atrito calculado a partir de correlações da literatura e o experimental para os condensadores #1 a #8

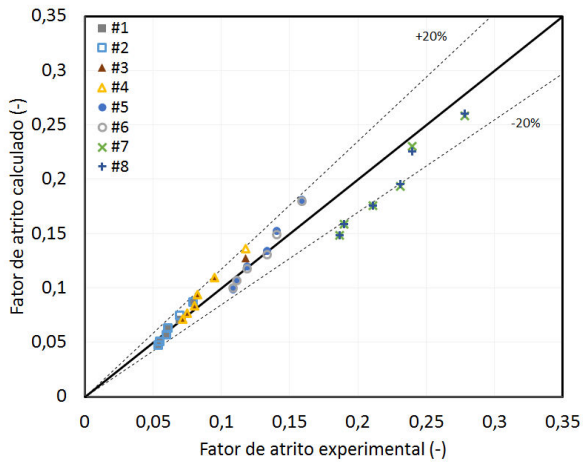


Figura 3.19 – Comparação entre fator de atrito calculado a partir da correlação desenvolvida e o experimental para os condensadores #1 a #8

Bullard (2002), expressa pela equação 3.18. A correlação é válida para  $100 \leq Re_{Lp} \leq 600$ .

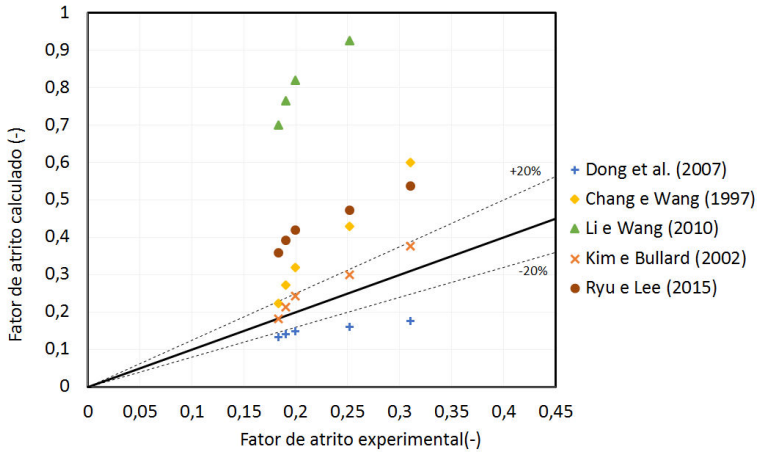


Figura 3.20 – Comparação entre fator de atrito calculado a partir de correlações da literatura e o experimental para o condensador #10

$$f = Re_{Lp}^{-0,781} \cdot \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,444} \cdot \left(\frac{Pa_a}{L_p}\right)^{-1,682} \cdot \left(\frac{H_a}{L_p}\right)^{-1,22} \cdot \left(\frac{w_{lower}}{L_p}\right)^{1,97} \cdot \left(\frac{w_{ser}}{L_p}\right)^{0,818} \quad (3.18)$$

### 3.3 Refrigerador e Sistema de Refrigeração

O refrigerador utilizado no presente trabalho é de fabricação da Brastemp, modelo BRO80AK, mostrado na Figura 3.21.

O sistema de refrigeração é constituído de um compressor alternativo EG YS90CLP, um condensador arame-sobre-tudo de convecção forçada, um evaporador de alumínio do tipo tubo-aleta e um tubo capilar como dispositivo de expansão. A carga nominal de fluido refrigerante utilizada no sistema é de 51g de R600a (isobutano).



(a)

| Características do refrigerador             |                 |
|---|-----------------|
| Modelo / Tensão (V)                         | BRO80AK / 127 V |
| Dimensões                                   | [mm]            |
| Altura                                      | 1859            |
| Largura                                     | 829             |
| Profundidade                                | 750             |
| Capacidade de armazenamento                 | [litros]        |
| Total                                       | 540             |
| Refrigerador                                | 374             |
| Freezer                                     | 166             |
| Fluido refrigerante                         | R600a           |
| Classificação PROCEL                        | A               |
| Consumo de energia da etiqueta (kWh/mês)    | 72,7            |
| Temperatura do congelador (°C)              | -18             |
| Tempo máximo de conservação sem energia (h) | 15              |

(b)

Figura 3.21 – (a) Refrigerador utilizado (b) Características do refrigerador

O refrigerador foi instrumentado com transdutores de potência, termopares, um medidor de vazão mássica e transdutores de pressão. Para medição das temperaturas, termopares do tipo T foram posicionados na entrada e saída de cada componente do sistema, e também na parte central do evaporador e condensador. Para medição das pressões, transdutores de pressão foram dispostos na sucção e descarga do compressor, e na saída do condensador, para comparação da perda de pressão através deste. A Figura 3.22 mostra um esquema do sistema de refrigeração e o posicionamento dos transdutores de pressão, identificado como "T.p" e dos termopares, indicados pela letra "T". O medidor de vazão mássica da fabricante DANFOSS, com faixa de operação 0 a 6 kg/h, foi instalado a jusante do condensador e a montante do compressor. As medições das temperaturas dos compartimentos foram realizadas de acordo com a norma de consumo de energia ISO 15502:2005.

A Figura 3.23 mostra o posicionamento dos termopares inseridos dentro dos compartimentos refrigerados. Os termopares foram encapsulados com massas de cobre a fim de absorver oscilações de temperatura e aumentar a inércia térmica.

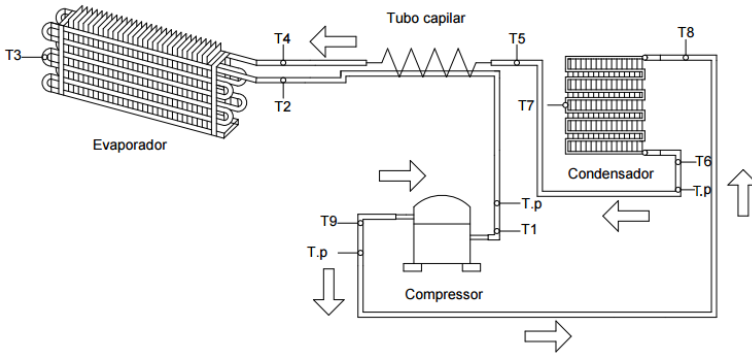


Figura 3.22 – Sistema de refrigeração com condensação forçada

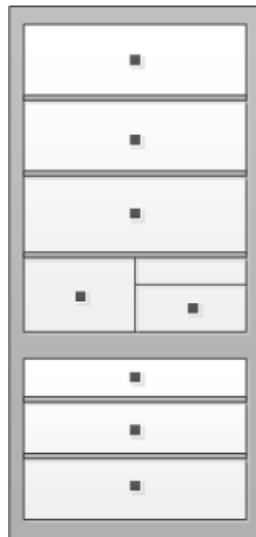


Figura 3.23 – Disposição dos termopares no refrigerador para medição das temperaturas dos compartimentos

### 3.3.1 Câmara de testes

A avaliação do desempenho de um refrigerador e seus componentes foi realizada por meio de testes experimentais normalizados. Tais testes foram conduzidos em uma câmara climatizada com temperatura e umidade do ar controladas. A Figura 3.24 ilustra um esquema da câmara climatizada, construída de acordo com as recomendações da norma ISO 15502, utilizada para realização dos testes de desempenho e consumo de energia.

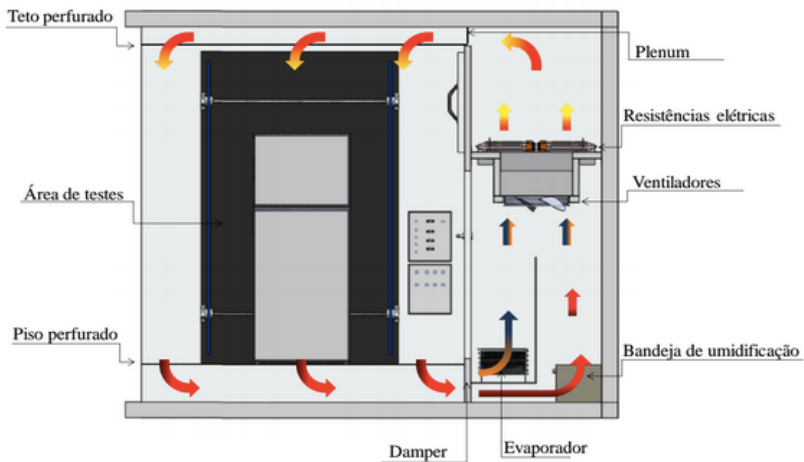


Figura 3.24 – Câmara de testes

Essa câmara é composta por um sistema de refrigeração, circulação de ar, aquecimento e um umidificador. No sistema de circulação de ar, são utilizados ventiladores e um *damper* para atender as restrições de estratificação e velocidade do ar e temperatura. Resistências elétricas são utilizadas no sistema de aquecimento para controlar a temperatura, que são moduladas por meio de um controlador do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo). A temperatura da câmara pode variar em uma faixa de 15 a 45 °C ( $\pm 0,2\%$ ). Utiliza-se um controlador PID para controlar a umidade da câmara atuando em uma resistência elétrica imersa em um reservatório de água. A umidade relativa pode variar entre 30 a 90% ( $\pm 1\%$ ). A velocidade do ar não ultrapassa 0,25 m/s, conforme a norma.

Todos os ensaios de *pull down* e consumo de energia foram realizados dentro da câmara climatizada.

### 3.3.2 Procedimentos de testes

#### 3.3.2.1 *Pull down*

O teste de abaixamento de temperatura, mais conhecido como teste de *pull down*, representa a evolução temporal das temperaturas do sistema de refrigeração e dos compartimentos do refrigerador desde a partida do compressor até a condição de regime permanente, ou até uma condição pré-estabelecida de temperatura dos compartimentos. Neste trabalho, o ensaio foi utilizado para avaliar indiretamente a capacidade de refrigeração do sistema com diferentes condensadores.

Antes de iniciar o ensaio, o refrigerador, mantido com as portas abertas, deve entrar em regime térmico com a câmara climatizada, a  $43^{\circ}\text{C} \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . Uma vez estabilizado, as portas do refrigerador são fechadas e o refrigerador é ligado com o *setting* ajustado para o ponto mais frio. O teste é concluído quando o resfriador e o congelador atingirem  $5^{\circ}\text{C}$  e  $-18^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

#### 3.3.2.2 Consumo de energia

No Brasil, o teste de consumo de energia é realizado de acordo com a norma ISO 15502:2005. Segundo a norma, o teste é baseado no monitoramento da potência consumida pelo sistema durante um período de 24 horas, incluindo pelo menos um ciclo de degelo. A temperatura da câmara depende da classificação climática do refrigerador. No Brasil, todos os refrigeradores são classificados dentro da Classe T, na qual a câmara deve ser ajustada para  $32^{\circ}\text{C}$ . A norma também especifica as temperaturas de referência dos compartimentos:  $5^{\circ}\text{C}$  para o resfriador e  $-6^{\circ}\text{C}$ ,  $-12^{\circ}\text{C}$  ou  $-18^{\circ}\text{C}$  no congelador, dependendo da classificação (\*), (\*\*) ou (\*\*\*) estrelas, respectivamente. O refrigerador utilizado no presente trabalho é classificado como (\*\*\*).

O ensaio deve ser realizado em duas etapas de 24 horas. Na primeira, deve-se ajustar as temperaturas dos compartimentos abaixo das temperaturas de referência dos compartimentos ( $5^{\circ}\text{C}$  e  $-18^{\circ}\text{C}$ ). Na segunda, ajusta-se acima.



O consumo de energia final é obtido através de uma interpolação linear entre os resultados de ambos os testes para as temperaturas de 5°C e -18°C.

O consumo de energia do sistema depende de dois fatores: (i) fração de funcionamento do compressor, que é a razão entre o tempo em que o compressor permanece ligado e o tempo total de um ciclo; e (ii) a potência consumida quando o refrigerador está em funcionamento. A fração de funcionamento do compressor depende da capacidade de refrigeração do sistema e da carga térmica do refrigerador, já a potência depende da eficiência dos componentes do sistema, como trocadores de calor e compressor.

Além dos testes de *pull down* e consumo de energia, que avaliaram o desempenho do refrigerador com os novos condensadores, experimentos adicionais foram realizados para captação de dados para a plataforma de simulação do sistema de refrigeração: (i) teste de fluxo de calor reverso; e (ii) testes de fluxo de ar quente e frio.

### 3.3.3 Teste de fluxo de calor reverso

Um dos objetivos deste trabalho é a determinação do consumo de energia a partir do modelo numérico do sistema de refrigeração adaptado de Gonçalves *et al.* (2008). Um dos fatores importantes para esse cálculo é a carga térmica do refrigerador, dada pelos seguintes fatores: (i) transferência de calor do ambiente pelas paredes e gaxetas das portas; (ii) dissipação de calor por componentes internos, como ventiladores; e (iii) infiltração de ar. Uma forma de calcular essa carga térmica é por meio da equação do balanço de energia. Entretanto, a transferência de calor do ambiente pelas paredes e gaxetas das portas, assim como a infiltração de ar são de difíceis determinação, por isso, optou-se por utilizar as condutâncias globais (UA) de cada compartimento para realização do cálculo, apresentado pela equação 3.19, em que considera a condição de regime permanente.

$$\dot{Q}_{total} = UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) + UA_{resf} \cdot (T_{amb} - T_{resf}) + \dot{W}_{vent} \quad (3.19)$$

As condutâncias globais dos compartimentos são determinadas por meio do teste de fluxo de calor reverso. Tal teste foi realizado na câmara de tes-

tes, descrita na seção 3.3.1, cujas temperatura e umidade internas são controladas. O ensaio consiste em utilizar resistências elétricas a fim de manter a temperatura no interior dos compartimentos acima da temperatura ambiente. Com o uso de controladores PID, a potência dissipada pelas resistências é controlada e medida com um transdutor de potência. Os testes são realizados com o refrigerador desligado. O ventilador do evaporador permaneceu ligado para promover a circulação do ar e o *damper* foi mantido totalmente aberto. Utilizou-se um ventilador auxiliar para melhorar a uniformidade da temperatura no gabinete.

As condutâncias globais de transferência de calor podem ser determinadas por meio do balanço de energia mostrado na equação 3.20, derivado do volume de controle apresentado na Figura 3.25.

$$0 = UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) + UA_{resf} \cdot (T_{amb} - T_{resf}) - \dot{W}_{vent} - \dot{W}_{cg} - \dot{W}_{resf} \quad (3.20)$$

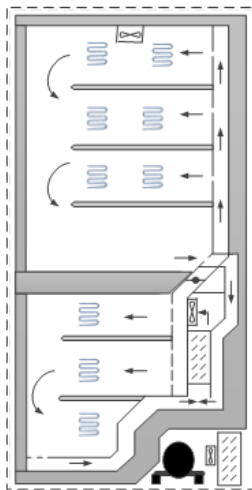


Figura 3.25 – Disposição das resistências no refrigerador

A potência  $\dot{W}_{vent}$  é a soma das potências dos ventiladores e  $\dot{W}_{cg}$  e  $\dot{W}_{resf}$  são as potências dissipadas pelas resistências elétricas para manter a temperatura interna desejada. Portanto, a equação 3.20 apresenta duas incógnitas,

$UA_{cg}$  e  $UA_{resf}$ . Três ensaios foram realizados e as condutâncias globais foram obtidas a partir de uma regressão pelo método dos mínimos quadrados. Os resultados dos testes e das condutâncias foram apresentados na seção 4.2.6.

### 3.3.4 Túnel de vento de ventiladores

O refrigerador utilizado possui dois sistemas de fluxo de ar distintos: (i) o sistema de circulação de ar no evaporador (sistema frio) e (ii) o sistema de circulação de ar no condensador (sistema quente). Os pontos de operação de ambos sistemas podem ser obtidos através da interseção da curva característica do ventilador e da curva de impedância, ou perda de pressão, do respectivo sistema de distribuição de ar. No presente trabalho, ambas curvas foram obtidas por meio de um túnel de vento construído de acordo com a norma ASHRAE (1999), mostrado na Figura 3.26.

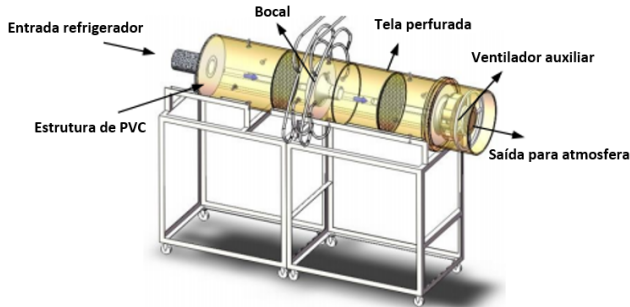


Figura 3.26 – Esquema do túnel de vento. Adaptado de Knabben *et al.* (2014)

O túnel de vento é composto por uma estrutura de PVC com 334mm de diâmetro, uma seção de bocais, para medição da vazão volumétrica de ar, duas telas perfuradas, a montante e a jusante da seção de bocais, e um ventilador auxiliar instalado em um dos lados do túnel, a fim de variar a vazão volumétrica do ar.

Os ensaios foram divididos em duas etapas: (i) determinação do ponto de operação do sistema de ar frio e (ii) determinação do ponto de operação do sistema de ar quente.

### 3.3.4.1 Determinação do ponto de operação do sistema de ar frio

Para determinação do ponto de operação do sistema de ar frio, o refrigerador foi posicionado na extremidade do túnel de vento contrária ao ventilador auxiliar, como mostra a Figura 3.27. O ventilador auxiliar foi posicionado de modo a succionar o ar dos compartimentos do refrigerador. Para tal ensaio, as portas dos compartimentos foram substituídas por placas de PVC e conectadas no túnel de vento por mangueiras de mesmo material. Os dutos de retorno dos compartimentos do refrigerador são abertos para a atmosfera. A partir dessa configuração, obteve-se duas curvas: (i) curva impedância e (ii) curva de característica do ventilador. O ponto de operação do sistema, que determina a vazão volumétrica total, é determinado pela interseção de ambas curvas.

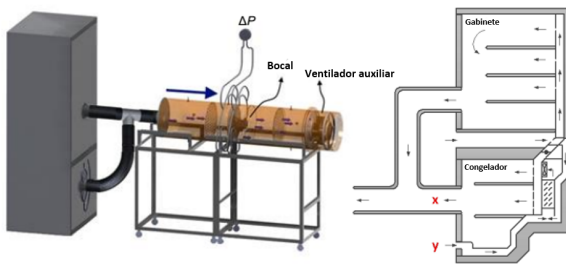


Figura 3.27 – Configuração de teste para estimar ponto de operação.  
Adaptado de Knabben *et al.* (2014)

- Curva de impedância

Para obter a curva de impedância, a tensão do ventilador do evaporador é variada entre 90 e 130 V. Para cada tensão a diferença de pressão entre os pontos x e y é zerada com a utilização do ventilador auxiliar, garantindo que os efeitos de perda de pressão do túnel de vento sejam eliminados, como se o sistema estivesse completamente fechado.

Como mencionado na seção 4.2.5, a perda de pressão do sistema de ventilação é dado pela perda de pressão no evaporador somado com a perda de pressão dos compartimentos. A perda de pressão no evaporador é

medida por meio de mangueiras de plástico com furos uniformemente espaçados perpendiculares ao fluxo de ar acima e abaixo do evaporador, ligadas a um transdutor diferencial de pressão com faixa de medição de 0 a 62,27 Pa.

- Curva característica do ventilador

A curva característica do ventilador foi obtida a partir da medição da diferença de pressão estática entre a sucção e a descarga do ventilador do evaporador. Para tanto, anéis de cobre com pequenos furos uniformemente espaçados foram interligados por mangueiras de plástico a um transdutor de pressão diferencial com faixa de medição de 0 a 24,9 Pa. O ponto de máxima vazão é obtido com o auxílio do ventilador auxiliar, que é ajustado até que a pressão entre sucção e descarga do ventilador sejam idênticas. A partir desse ponto, a velocidade do ventilador auxiliar é diminuída gradativamente até o ponto de máxima pressão estática e mínima vazão volumétrica.

Para obtenção da razão de distribuição de vazão de ar entre os compartimentos congelador e resfriador, obteve-se a curva de impedância do sistema de fluxo de ar do congelador. O procedimento é similar ao descrito para medição da curva de impedância do sistema, porém, neste caso, o túnel de vento se conecta somente ao congelador, conforme mostrado na Figura 3.28.

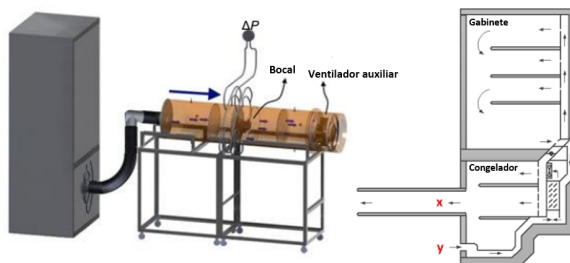


Figura 3.28 – Configuração para medição da vazão de ar no congelador.  
Adaptado de Knabben (2014)

O procedimento para determinação do ponto de operação para o sistema de ar quente é similar ao descrito para o sistema de ar frio. Neste caso, o túnel de vento é interligado ao nicho do compressor.

## 4 MODELO MATEMÁTICO

Dentro da engenharia, a abordagem experimental é extensivamente utilizada na solução de problemas e no desenvolvimento de novos produtos. Porém, tal metodologia normalmente demanda custos e tempos de execução elevados. Em busca de minimizar o custo e tempo da experimentação, faz-se uso de modelos matemáticos, que simulam o efeito de diversas variáveis no sistema avaliado. No presente trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático para caracterizar o comportamento do condensador do tipo microcanal, levando em consideração aspectos geométricos e condições operacionais sob as quais o condensador será submetido na refrigeração doméstica. O objetivo foi estimar a transferência de calor total no condensador, a queda de pressão interna do fluido que escoa através dos microcanais, a queda de pressão do lado do ar e avaliar o efeito de diversos parâmetros sobre o desempenho do mesmo e do sistema de refrigeração. Para isso, a modelação matemática foi dividida em duas partes: o modelo do condensador e o modelo do sistema de refrigeração adaptado de Gonçalves *et al.* (2008).

### 4.1 Modelo matemático do condensador

O modelo matemático foi desenvolvido com base na configuração de um condensador microcanal do tipo serpentina. O condensador consiste em dois distribuidores posicionados horizontalmente na entrada e saída do escoamento do fluido refrigerante, um tubo em formato de serpentina, onde microcanais estão dispostos paralelamente entre si e aletas do tipo *louver* entre os passos da serpentina.

O condensador foi discretizado em pequenos volumes de controle, utilizando uma malha bidimensional. Ao discretizar o condensador torna-se possível avaliar o estado do fluido refrigerante, a distribuição da temperatura, e a queda de pressão ao longo do trocador de calor. Os efeitos das curvaturas da serpentina foram desconsiderados e essa foi dividida em pequenos elementos de comprimento  $dy$ . Por sua vez, cada microcanal foi considerado como um elemento  $dx$ , conforme mostrado na Figura 4.1. Portanto, cada volume de

controle é composto por uma parte de um microcanal e um conjunto de aletas acima e abaixo, com exceção do primeiro e último passes, que apresentam o conjunto de aletas em apenas um dos lados.

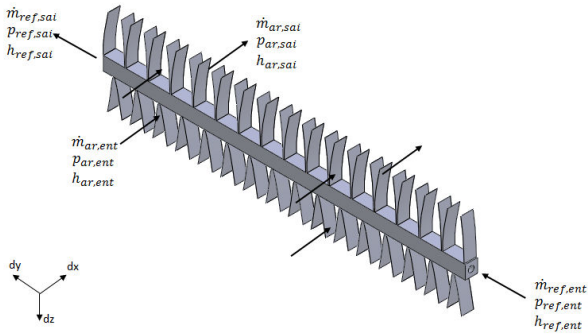


Figura 4.1 – Volume de controle

O modelo foi dividido em dois submodelos, um para cálculo da transferência de calor, chamado de submodelo térmico e outro para cálculo da queda de pressão, chamado de submodelo hidrodinâmico.

#### 4.1.1 Submodelo térmico

O submodelo térmico foi desenvolvido para estimar a transferência de calor do condensador. Tal modelo baseia-se em balanços de massa e energia em cada volume de controle. Para tanto, foram consideradas algumas hipóteses simplificativas:

1. Sistema em regime permanente;
2. Escoamento do ar unidimensional;
3. Distribuição uniforme do ar;
4. Escoamento do fluido refrigerante plenamente desenvolvido, unilateral e sem dissipação viscosa;
5. Distribuição uniforme do refrigerante nos microcanais;



6. Microcanais e aletas com seção transversal constante;
7. Aletas uniformemente distribuídas;
8. Variação de energia cinética e potencial desprezíveis;
9. Temperatura da estrutura constante no volume de controle;
10. Condução na parede do tubo desprezada.

No condensador, o fluido refrigerante passa por três diferentes processos: (i) desuperaquecimento do vapor; (ii) condensação, e por fim, (iii) subresfriamento do líquido. No primeiro e último processos há transferência de calor sensível, enquanto que na condensação, a troca de calor é latente. Dessa forma, um balanço de energia do refrigerante no volume de controle, considerando as simplificações feitas para o modelo, é descrito pelas equações 4.1 e 4.2, que representam a troca de calor latente e sensível, respectivamente,

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,ent} - h_{ref,sai}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{ref,sen} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p,ref} \cdot (T_{ref,ent} - T_{ref,sai}) \quad (4.2)$$

em que,  $\dot{m}_{ref}$ ,  $c_{p,ref}$ ,  $T_{ref,ent}$ ,  $T_{ref,sai}$ ,  $h_{ref,ent}$ ,  $h_{ref,sai}$  são, respectivamente, a vazão mássica, calor específico, temperaturas de entrada e saída e entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante.

De modo análogo, a conservação de energia do lado do ar é dada pela equação 4.3:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{ar,ent} - h_{ar,sai}) \quad (4.3)$$

no qual,  $h_{ar,ent}$  e  $h_{ar,sai}$  são as entalpias de ar na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente, e  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar.

Os estados dos fluidos na saída dos volumes de controle não são conhecidos. Portanto, o método da efetividade NUT é utilizado para resolver o modelo

de transferência de calor. A efetividade do trocador de calor, definida na equação 4.4, é a razão entre transferência de calor real e a máxima transferência de calor possível.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4.4)$$

A transferência de calor,  $\dot{Q}_{max}$  representa a máxima transferência de calor de um trocador de contra corrente poderia alcançar, caso esse tivesse o comprimento infinito (Incropera *et al.*, 2007). Tal grandeza é calculada pelo produto da diferença de temperatura do ar e do refrigerante na entrada do condensador e a menor taxa de capacidade térmica dos fluidos do sistema (Equação 4.5).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{ref,ent} - T_{ar,ent}) \quad (4.5)$$

A transferência de calor real do condensador pode ser calculada substituindo a equação 4.4 na equação 4.5, resultando na equação 4.6.

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{ref,ent} - T_{ar,ent}) \quad (4.6)$$

A efetividade do trocador de calor é função do número de unidade de transferência (NUT), da razão entre as taxas de capacidades térmicas dos fluidos ( $C_r$ ) e o tipo de escoamento, que, neste caso, é cruzado e de passe único. Para as regiões de superaquecimento e subresfriamento, a efetividade pode ser calculada pelas equações 4.7 ou 4.8, em que a primeira é utilizada no caso de  $C_{min}$  não-misturado e  $C_{max}$  misturado, enquanto a segunda corresponde ao caso de  $C_{min}$  misturado e  $C_{max}$  não-misturado. A utilização da primeira ou segunda depende das vazões mássicas envolvidas no processo.

$$\epsilon = \frac{1}{C_r} \cdot \left[ 1 - e^{-C_r \cdot (1 - e^{-NUT})} \right] \quad (4.7)$$

$$\epsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} \cdot (1 - e^{-C_r \cdot NUT})} \quad (4.8)$$

Para a região de condensação, a efetividade pode ser dada pela equação 4.9:

$$\epsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (4.9)$$

O  $NUT$  é o número de unidades de transferência e é definido pela Equação 4.10:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.10)$$

A condutância global de transferência de calor ( $UA$ ) é o inverso da soma das resistências térmicas condutivas e convectivas dos fluidos, como mostrado na equação 4.11, já desprezando o efeito condutivo da parede do trocador e considerando as superfícies do trocador limpas, sem resistência térmica.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + \frac{1}{h_{int}A_{int}}} \quad (4.11)$$

Os coeficientes de convecção do lado externo e interno,  $\bar{h}_{ext}$  e  $\bar{h}_{int}$ , respectivamente, são calculados a partir de correlações da literatura. Para o escoamento interno, o coeficiente de convecção depende do estado do fluido. O escoamento monofásico, vapor ou líquido, pode apresentar três padrões: (i) laminar; (ii) transição; ou (iii) turbulento. Para Reynolds menor que 2300, o escoamento é considerado laminar, entre 2300 e 4000 é a transição e acima de 4000 é considerado turbulento. Para essas fases, o coeficiente de transferência de calor é obtido a partir do número de Nusselt (equação 4.12), que pode ser estimado por meio de correlações empíricas.

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (4.12)$$

Para o escoamento monofásico, foi utilizada a correlação de Gnielinski, mostrada na equação 4.13, válida para escoamentos em transição e turbulentos.

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.13)$$

Para o escoamento laminar, considerando plenamente desenvolvido, o número de Nusselt é constante em tubos com seção transversal constante, e igual a 3,66 quando a seção transversal do microcanal for circular, e 3,39 quando a seção for retangular.

Na condensação em microcanais é importante caracterizar o padrão de escoamento, pois esse está associado à queda de pressão e transferência de calor interna. Durante a mudança de fase, há diversos padrões de escoamento. Tais padrões dependem da fração de vazio, da geometria do microcanal, da velocidade de escoamento, do título e das propriedades do fluido. É interessante notar que durante o processo de condensação o padrão de escoamento muda no decorrer do trocador, e, além disso, há uma dificuldade de identificar onde acontece a transição de um padrão para outro. Em seu trabalho, Garimella *et al.* (2005) avaliaram o escoamento durante a condensação de fluido refrigerante R134a em canais circulares e não-circulares com diâmetro hidráulico variando entre 0,4 e 4,91 mm. Os autores mapearam os padrões de escoamento, com o auxílio de uma câmera de vídeo. A Figura 4.2 mostra os padrões de escoamento fotografados durante a condensação. Segundo os autores, com a diminuição do diâmetro hidráulico, a influência da força gravitacional é menor e maior será a tensão de superfície, ocasionando a eliminação do regime ondulado e restando o anular, pistolado e borbulhado.

Assim como Garimella *et al.* (2005), Kim *et al.* (2012) investigaram a condensação do fluido dielétrico FC-72 em microcanais retangulares. Utilizou-se técnicas de vídeo e fotomicrografias de alta velocidade para observar os padrões de escoamento em dez microcanais com 1 mm de diâmetro hidráulico e 29,9 cm de comprimento. A Figura 4.3 mostra o escoamento de FC-72 a um fluxo de massa de  $68 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em três microcanais. O fluido é resfriado a partir do escoamento de água a 6 e 5 g/s. Os autores verificaram a existência de cinco padrões de escoamento: anular, dividido em suave e ondulado, transição, agitado e borbulhado.

A literatura não é vasta em trabalhos relacionados com condensação em microcanais. Os estudos encontrados são normalmente para escoamento bifásicos de ar-água ou nitrogênio-água, considerados escoamentos adiabáticos. Alguns autores extrapolam as correlações de modelos bifásicos adiabáticos















































|   |   | FLOW REGIMES  |   |   |           |
|---|---|---|---|---|-----------|
|   |   | Annular   | Wavy  | Intermittent  | Dispersed |
| Flow Patterns   |  |  |  |  |           |
|   | Mist Flow   | Discrete Wave (0)   | Slug Flow   | Bubbly Flow   |           |
|   |  |  |  |  |           |
|   | Annular Ring  | Discrete Wave (1)   | Slug Flow   | Bubbly Flow   |           |
|   |  |  |  |  |           |
| Wave Ring   | Discrete Wave (2)   | Plug Flow   | Bubbly Flow   |   |           |
|  |  |  |   |   |           |
| Wave Packet   | Disperse Wave (3)   | Plug Flow   |   |   |           |
|  | Note: Numbers above denote intensity of secondary waves                           |   |   |   |           |
| Annular Film  |   |   |   |   |           |

Figura 4.2 – Escoamento de R134a durante a condensação. Fonte: Garimella *et al.* (2005)

|                             |   | Annular   |   | Transition  | Slug  | Bubbly |
|-----------------------------|---|---|---|---|---|--------|
|                             |   | Smooth  | Wavy  |   |   |        |
| $\dot{m}_w = 6 \text{ g/s}$ |    |    |    |    |    |        |
|                             |    |    |    |    |    |        |
|                             |    |    |    |    |    |        |
|                             | $z = 0 \text{ cm}$  | $z = 0.635 \text{ cm}$  | $z = 2.86 \text{ cm}$   | $z = 8.89 \text{ cm}$   | $z = 20.32 \text{ cm}$  |        |
| $\dot{m}_w = 5 \text{ g/s}$ |  |  |  |  |  |        |
|                             |  |  |  |  |  |        |
|                             |  |  |  |  |  |        |
|                             | $z = 0 \text{ cm}$  | $z = 0.762 \text{ cm}$  | $z = 3.49 \text{ cm}$   | $z = 9.53 \text{ cm}$   | $z = 22.70 \text{ cm}$  |        |


Flow direction 

Figura 4.3 – Foto do escoamento de FC-72 durante a condensação em microcanais. Fonte: Kim *et al.* (2012)

para a condensação.

O diâmetro do canal de escoamento afeta a queda de pressão e a transferência de calor de forma que não são descritos nos modelos desenvolvidos para os escoamentos em macrocanais. Força de gravidade, cisalhamento e ten-

são superficial influenciam de maneiras diferentes dependendo do diâmetro do canal, a primeira tendo pouca influência em microcanais e sendo a última a dominante. Nos escoamentos em pequenos canais, tensão superficial e forças viscosas são dominantes em relação às gravitacionais. Isto implica que os número adimensionais como Froude, Bond e Galileo, que levam em consideração forças gravitacionais, não devem ser considerados nas correlações em mini/microcanais (Kim e Mudawar, 2013).

No modelo desenvolvido, utilizou-se a correlação de Kim e Mudawar (2013) para o coeficiente de transferência de calor interno ( $\bar{h}_{int}$ ), descrito pelas equações 4.14 e 4.15. Essa correlação prevê o escoamento em microcanais como dois padrões, anular e agitado/borbulhado.

$$\bar{h}_{int} = \frac{k_l}{D_h} \cdot 0,048 \cdot Re_l^{0,69} \cdot Pr_l^{0,34} \cdot \frac{\phi_v}{X_{tt}} \quad (4.14)$$

$$\bar{h}_{int} = \frac{k_l}{D_h} \cdot \left[ \left( 0,048 \cdot Re_l^{0,69} \cdot Pr_l^{0,34} \cdot \frac{\phi_v}{X_{tt}} \right)^2 + \left( 3,2 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{1}{Re_l^{0,38}} \cdot Su_{va}^{1,39} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (4.15)$$

Os índices  $l$  e  $v$  representam líquido saturado e vapor saturado, respectivamente,  $k_l$  a condutividade térmica,  $D_h$  o diâmetro hidráulico do microcanal,  $Re_l$  e  $Pr_l$  são os números de Reynolds e Prandtl,  $\phi_v$  é o multiplicador bifásico, dado pela equação 4.16,  $Su_{va}$  é o número de Suratman para o escoamento apenas do vapor, equação 4.17 e  $X_{tt}$  é o parâmetro de Lockhart-Martinelli para as duas fases turbulentas, mostrado na equação 4.18.

$$\phi_v^2 = 1 + C \cdot X + X^2 \quad (4.16)$$

$$Su_{va} = \frac{\rho_v \cdot \sigma \cdot D}{\mu_v^2} \quad (4.17)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \cdot \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (4.18)$$

O parâmetro  $X$  é descrito pela razão entre as quedas de pressão diferenciais das fases, mostrado na equação 4.19. Os valores de  $C$ , mostrados na

Tabela 4.1, dependem do tipo de escoamento de cada fase. A variável  $x$  representa o título do fluido e  $\mu_l$ ,  $\mu_v$ ,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  as viscosidades e densidades da fase líquida e vapor, respectivamente.

$$X^2 = \frac{(dP/dy)_l}{(dP/dy)_v} \quad (4.19)$$

Tabela 4.1 – Valores do parâmetro C

| Líquido    | Vapor      | C  |
|------------|------------|--|
| Turbulento | Turbulento | $0,39 \cdot Re_{la}^{0,03} \cdot Su_{va}^{0,1} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v}^{0,35}$               |
| Turbulento | Laminar    | $8,7 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{la}^{0,17} \cdot Su_{va}^{0,50} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v}^{0,14}$ |
| Laminar    | Turbulento | $15 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{la}^{0,59} \cdot Su_{va}^{0,19} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v}^{0,36}$  |
| Laminar    | Laminar    | $3,5 \cdot 10^{-5} \cdot Re_{la}^{0,44} \cdot Su_{va}^{0,48} \cdot \frac{\rho_l}{\rho_v}^{0,48}$ |

A queda de pressão é reduzida a queda de pressão referente ao atrito para cada fase, líquido e vapor, mostrado nas equações 4.20 e 4.21, respectivamente,

$$-\left(\frac{dP}{dy}\right)_l = \frac{2 \cdot f_l \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{D_h \cdot \rho_l} \quad (4.20)$$

$$-\left(\frac{dP}{dy}\right)_v = \frac{2 \cdot f_v \cdot G^2 \cdot x^2}{D_h \cdot \rho_v} \quad (4.21)$$

em que  $G$  é o fluxo de massa do fluido refrigerante e  $f_l$  e  $f_v$  sendo os fatores de atrito do fluido no estado líquido e vapor, respectivamente. Para os estados de transição e turbulento, tais fatores são dados pelas equações 4.22, quando  $2000 \leq Re_f$  e  $Re_f < 20000$  e 4.23, quando  $Re_f > 20000$ .

$$f_f = 0,079 \cdot Re_f^{-0,25} \quad (4.22)$$

$$f_f = 0,0046 \cdot Re_f^{-0,2} \quad (4.23)$$

Nas equações acima, o subíndice  $f$  apresenta o fluido, podendo ser líquido ou vapor.

No escoamento laminar, o fator de atrito é calculado pela equações 4.24 e 4.25 obtidas em Shah e Sekulic (2003), sendo a primeira para o escoamento em microcanais de seção transversal circulares e a segunda para seções retangulares.

$$f_f = \frac{16}{Re_f} \quad (4.24)$$

$$f_f = \frac{15,5}{Re_f} \quad (4.25)$$

O padrão anular e o o agitado/borbulhado são definidos para os casos apresentados na equação 4.26, em que são divididos a partir de número de Weber modificado definido por Soliman (1986), equações 4.27 e 4.28,

$$\begin{cases} \text{Anular,} & We_{mod} > 7 \cdot X_{tt}^{0,2} \\ \text{Agitado/borbulhado,} & We_{mod} < 7 \cdot X_{tt}^{0,2} \end{cases} \quad (4.26)$$

$$We_{mod} = 2,45 \cdot \frac{Re_v^{0,64}}{Su_{va}^{0,3} \cdot (1 + 1,09 \cdot X_{tt}^{0,039})^{0,4}} \quad (4.27)$$

para  $Re_l$  menor ou igual a 1250.

$$We_{mod} = 0,85 \cdot \frac{X_{tt}^{0,157} \cdot Re_v^{0,79}}{Su_{va}^{0,3} \cdot (1 + 1,09 \cdot X_{tt}^{0,039})^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^2 \cdot \left(\frac{\nu_v}{\nu_l}\right)^{0,084}} \quad (4.28)$$

para  $Re_l$  maior que 1250.

As faixas de validade da correlação de Kim e Mudawar (2013) para o coeficiente de convecção interno são apresentadas na Tabela 4.2.

Por sua vez, o coeficiente de convecção externo pode ser derivado da equação 4.29, que define o fator adimensional  $j$  de Colburn. Tal fator pode ser calculado pela equação 3.14 para os microcanais #1 a #8 e pela equação 3.15 para o microcanal #10

$$\eta_0 \dot{h}_{ext} = j \cdot \rho_{ar} \cdot v_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot Pr_{ar}^{-2/3} \quad (4.29)$$



Tabela 4.2 – Validade da correlação de Kim e Mudawar (2013)

|   |   |
|---|---|
| Fluido refrigerante                     | mistura de água com Ar/CO <sub>2</sub> /N <sub>2</sub> ,<br>mistura de etanol com N <sub>2</sub> , R12,<br>R22, R134a, R236ea, R245fa,<br>R404A, R410A, R407C, propano,<br>metano, amônia, CO <sub>2</sub> e água |
| Diâmetro hidráulico                     | 0,0695 - 6,22 mm  |
| Fluxo de massa                          | 4 - 8528 kg/m <sup>2</sup> s  |
| Número de Reynolds para fase líquida    | 0 - 79202   |
| Número de Reynolds para fase vapor      | 0 - 253810  |
| Título                                  | 0 - 1   |
| Pressão reduzida ( $P_{crit}/P_{sat}$ ) | 0,0052 - 0,91   |

#### 4.1.2 Submodelo hidrodinâmico

O modelo hidrodinâmico foi dividido em dois modelos de queda de pressão: (i) para o fluido refrigerante; e (ii) para o ar. A queda de pressão do lado do refrigerante não é significativa em condensadores convencionais, entretanto, para trocadores do tipo microcanais, a queda de pressão pode ser um fator relevante, pois pode variar consideravelmente a temperatura de saturação e reduzir a vazão mássica do sistema.

A queda de pressão total sobre um fluido é dado pela soma dos efeitos de expansão e contração na entrada e saída do fluido no condensador; de quantidade de movimento, devido à mudança de densidade do fluido; de atrito com a superfície do condensador; e de gravidade, caso haja uma diferença de altura entre a entrada e a saída. No presente trabalho, os efeitos da entrada e saída e os de gravidade foram desconsiderados tanto para o lado do ar como para o lado do refrigerante.

De maneira semelhante ao submodelo térmico, o cálculo da queda depende da fase do fluido refrigerante: (i) monofásico ( vapor superaquecido ou líquido comprimido); e (ii) bifásico. Para o escoamento monofásico, a queda de pressão associada aos efeitos de atrito é dada pela equação 4.30.

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot \Delta L}{D_h \cdot \rho} \quad (4.30)$$

O fator de atrito de Fanning,  $f$ , varia com o tipo de escoamento: laminar, transição ou turbulento. No escoamento laminar, o fator de atrito é calculado pela equações 4.31 para microcanais de seção circular e 4.32 para seções retangulares.

$$f = \frac{16}{Re_D} \quad (4.31)$$

$$f = \frac{15,5}{Re_D} \quad (4.32)$$

Nos regimes de transição e turbulência, utilizou-se as correlações de Bhatti e Shah (1987), mostrada nas equações 4.33 e 4.34, respectivamente.

$$f = 0,0054 + 2,3 \cdot 10^{-8} \cdot Re_D^{\frac{3}{2}} \quad (4.33)$$

$$f = 0,00128 + 0,1143 \cdot Re_D^{\frac{-1}{3,2154}} \quad (4.34)$$

Durante a condensação, a queda de pressão consiste na força de atrito e desaceleração. Entretanto, observou-se que a queda de pressão por desaceleração pode ser desprezada e a equação que estima a queda de pressão pode ser simplificada a forças de atrito. Para calcular esta componente, deve-se determinar o fator de atrito de Fanning, como foi feito no escoamento monofásico, ou determinar multiplicadores bifásicos. Muitos autores desenvolveram correlações para determinar esses multiplicadores. Tais correlações fazem uso das equações 4.35, 4.36, 4.37:

$$\left( \frac{dP_{BF}}{dy} \right) = \left( \frac{dP}{dy} \right)_l \cdot \phi_l^2 \quad (4.35)$$

$$\left( \frac{dP_{BF}}{dy} \right) = \left( \frac{dP}{dy} \right)_v \cdot \phi_v^2 \quad (4.36)$$

$$\left( \frac{dP_{BF}}{dy} \right) = \left( \frac{dP}{dy} \right)_{la} \cdot \phi_{la}^2 \quad (4.37)$$

em que  $\phi_l$ ,  $\phi_v$  e  $\phi_{la}$  são multiplicadores bifásicos. Utilizou-se a equação 4.36 para desenvolver os cálculos, em que  $\phi_v$  é dado pela equação 4.16. O parâmetro  $C$  foi estimado pela correlação desenvolvida por Zhang *et al.* (2010b), conforme mostra a equação 4.38,

$$C = 21. \left( 1 - \exp \frac{-142}{N_{conf}} \right) \quad (4.38)$$

no qual  $N_{conf}$  é a constante não dimensional de Laplace, expresso pela equação 4.39,

$$N_{conf} = \frac{\left( \frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5}}{D_h} \quad (4.39)$$

sendo  $\sigma$  a tensão superficial e  $g$  a gravidade.

Com relação à queda de pressão do lado do ar, o fator de atrito foi calculado a partir da equação 3.17 para os microcanais #1 a #8 e para o microcanal #10 com a equação 3.18.

## 4.2 Plataforma de simulação do refrigerador

O desempenho de novos componentes, i.e. condensadores, integrados a um refrigerador doméstico podem ser avaliados experimentalmente ou numericamente. Os ensaios experimentais são processos geralmente mais demorados e custosos, por isso, com o intuito de otimizar o desenho de um condensador microcanal integrado a um refrigerador doméstico, utilizou-se um modelo matemático, que simula o comportamento e desempenho do refrigerador submetida às condições impostas. Este modelo, desenvolvido por Gonçalves *et al.* (2008) e aperfeiçoado por Hermes *et al.* (2009), simula o comportamento do refrigerador, prevendo parâmetros como pressão, temperatura e vazão mássica de fluido refrigerante, além da potência consumida e da capacidade de refrigeração, a partir de dados do produto testado experimentalmente, i.e. curva dos ventiladores, isolamento do gabinete, desempenho do compressor e trocadores de calor, etc.

O modelo é dividido em submodelos que interagem entre si, sendo esses o modelo do compressor, trocador de calor interno (tubo capilar - linha

de sucção), evaporador, condensador e dos compartimentos refrigerados. Os modelos simulam o comportamento termo-hidráulico de cada componente, baseados em princípios da conservação da massa, energia e quantidade de movimento linear, além de usar algumas correlações empíricas.

No presente trabalho, esse modelo foi utilizado para prever o comportamento de um refrigerador específico. Para tanto, dados geométricos do tubo-capilar e da linha de sucção, assim como dados de desempenho do compressor, trocadores de calor e gabinete foram incluídos na plataforma de simulação. Os dados do compressor foram obtidos a partir de ensaios em calorímetro de ciclo quente, realizados e fornecidos pelo fabricante. Por sua vez, o desempenho do evaporador é previsto por correlações empíricas obtidas da literatura e o comportamento do gabinete é obtido por meio de ensaios de fluxo de calor reverso, descritos posteriormente.

O modelo matemático do condensador microcanal desenvolvido no presente trabalho substitui o modelo original do condensador utilizado por Gonçalves *et al.* (2008). Com isso, a plataforma de simulação se torna apta à otimização geométrica do condensador microcanal com foco na redução do consumo energético do refrigerador. Ensaios experimentais de consumo de energia também foram realizados com o objetivo de validar os resultados da plataforma de simulação. A seguir, descreve-se de forma sucinta os submodelos de cada componente.

#### 4.2.1 Submodelo do compressor

O fluido refrigerante, no estado de vapor superaquecido a baixa pressão, entra no compressor pela válvula de sucção na câmara de compressão, onde é comprimido e depois liberado pela válvula de descarga, retornando ao circuito de refrigeração como vapor superaquecido, a alta temperatura e pressão. A partir do princípio da conservação de energia, a entalpia na descarga pode ser calculada conforme mostrado na equação 4.40.

$$h_2 = \frac{(\dot{m}.h_1) + \dot{W}_k - \dot{Q}_k}{\dot{m}} \quad (4.40)$$

Por sua vez, a vazão mássica  $\dot{m}$  de fluido refrigerante no compressor é dada pela equação 4.41.

$$\dot{m} = \eta_v \cdot V_k \cdot \frac{N_k}{v_1} \quad (4.41)$$

no qual  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica,  $V_k$  é a cilindrada do compressor e  $N_k$  é a velocidade do pistão. A potência de compressão e a eficiência volumétrica foram ajustados a partir de dados experimentais fornecidos pelo fabricante, podendo ser calculados pelas equações 4.42, 4.43 e 4.44, respectivamente.

$$\dot{W}_k = 208,2 + \left[ P_1 \cdot v_1 \cdot \dot{m} \cdot \frac{z}{z-1} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right) \right] \cdot \left( 1,49 - \frac{95382}{P_1} - \frac{433844}{P_2} \right) \quad (4.42)$$

$$\eta_v = 0,8389 - 0,01271 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{1,045}} \quad (4.43)$$

$$z = \frac{\ln \left( \frac{P_1}{P_2} \right)}{\ln \left( \frac{\nu_{2s}}{\nu_1} \right)} \quad (4.44)$$

A transferência de calor no compressor é calculada pela equação 4.45, em que  $UA_K$  é a condutância térmica global do compressor, relacionada com a diferença de temperatura entre a descarga do fluido refrigerante e o ar ambiente.

$$\dot{Q}_k = UA_k \cdot (T_2 - T_{ar}) \quad (4.45)$$

#### 4.2.2 Submodelo do trocador tubo capilar-linha de sucção

Os sistemas de refrigeração domésticos utilizam um trocador de calor interno formado pelo tubo capilar e a linha de sucção com a principal finalidade de aumentar a capacidade de refrigeração do sistema. Em trocadores do tipo concêntrico, o tubo capilar é posicionado dentro da linha de sucção. Por sua

vez, em trocadores de calor do tipo paralelo, o tubo capilar é soldado ou fixado à linha de sucção, ambos formando um trocador de calor de contra corrente. O calor é transferido do tubo capilar para a linha de sucção durante a expansão do fluido refrigerante, diminuindo o título na entrada do evaporador e aumentando a temperatura na saída da linha de sucção, o que pode prevenir eventuais golpes de líquido na entrada do compressor.

O processo no trocador de calor interno ocorre sem queda de calor para o ambiente externo e não consome nem produz trabalho, logo, a entalpia de saída do tubo capilar a partir do balanço de energia do componente é dado pela equação 4.46:

$$h_4 = h_3 - h_1 + h_5 \quad (4.46)$$

A entalpia na saída da linha de sucção,  $h_1$ , é dada pela temperatura e pressão neste ponto, sendo a pressão a de evaporação e a temperatura podendo ser calculada pela efetividade do trocador de calor, conforme equação 4.47:

$$T_1 = T_5 + \epsilon.(T_3 - T_5) \quad (4.47)$$

### 4.2.3 Submodelo do condensador

O modelo do condensador utilizado foi descrito na seção 4.1, para condensadores do tipo microcanal. No entanto, devido à alta restrição geométrica da correlação levantada com os condensadores #1 a #8 (densidade de aletas e largura fixas para todas as amostras), optou-se por utilizar correlações para  $j$  e  $f$  da literatura. Essas foram validadas com a amostra #10. É importante mencionar ainda que a faixa de validade destas correlações para o número de Reynolds não abrange as vazões de ar típicas da refrigeração doméstica, já que esse tipo de condensador é usualmente utilizado na aplicação automotiva, que experimenta vazões de ar muito elevadas.

Além do modelo desenvolvido para os condensadores microcanais, foi elaborado um modelo para o condensador arame-sobre-tubo de convecção forçada, apresentado no apêndice A, originalmente utilizado no refrigerador em estudo. Esse modelo foi posteriormente validado com um ensaio experi-

mental de consumo de energia do refrigerador com o condensador original instalado.

#### 4.2.4 Submodelo do evaporador

O modelo desenvolvido para prever o comportamento do evaporador do tipo tubo-aleta *no-frost* é, de maneira similar ao condensador, dividido em duas regiões distintas: bifásico (saturação) e monofásico (superaquecimento). O modelo é discretizado e utiliza o método da efetividade NUT para obter a transferência total de calor e o estado de saída do ar e do fluido refrigerante.

A condutância global de transferência de calor, expressa pela equação 4.48, é calculado a partir de correlações empíricas para os coeficientes de transferência de calor do fluido externo e interno.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\bar{h}_{int} \cdot A_{int}} + \frac{1}{\eta_0 \cdot \bar{h}_{ext} \cdot A_{ext}} \quad (4.48)$$

Como mostrado nas seções anteriores, o coeficiente de transferência de calor externo,  $\bar{h}_{ext}$  é função do fator  $j$  de Colburn, para esse trocador, tal fator foi calculado pela correlação de Barbosa *et al.* (2009), conforme a equação 4.49,

$$j = 0,6976 \cdot Re_{Dh}^{-0,4842} \cdot F_a^{-0,3426} \quad (4.49)$$

em que o  $F_a$  é o fator de aletamento, dado pela razão entre a área total de transferência de calor e a área da serpentina.

Assim como no modelo do condensador, a queda de pressão do lado do ar é calculada a partir da equação 4.50,

$$\Delta P = \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot \Delta L}{D_h \cdot \rho} \quad (4.50)$$

em que o fator de atrito,  $f$ , para tal trocador, é estimado pela correlação de Barbosa *et al.* (2009), conforme a equação 4.51,

$$f = 1,491 \cdot Re^{-0,2948} \cdot F_a^{-0,7671} \cdot \left( \frac{N_{tl}}{2} \right)^{-0,4436} \quad (4.51)$$

sendo  $N_{tl}$  o número de tubos do trocador na direção longitudinal do fluxo de ar.

#### 4.2.5 Submodelo dos fluxos de ar

Para determinar a transferência de calor e a queda de pressão dos trocadores de calor, deve-se estimar a vazão volumétrica de operação dos ventiladores acoplados aos sistemas de evaporação e condensação. O ponto de operação do sistema corresponde à interseção entre a curva do ventilador e a curva de impedância do sistema. Ambas curvas são obtidas através de ensaios em um túnel de vento para ventiladores (descrito posteriormente na seção 3.3.4). Portanto, a determinação da vazão de operação dos sistemas de fluxo de ar no evaporador e no condensador foi obtida por meio do levantamento de três curvas para cada sistema: (i) curva característica do ventilador; (ii) curva de impedância do sistema sem o trocador; (iii) queda de pressão no trocador. A impedância total do sistema é a soma aritmética da impedância sem o trocador e a queda de pressão no trocador, para uma mesma vazão volumétrica. Logo, a queda de pressão que o ventilador deve suprir pode ser calculada pela equação 4.52.

$$\Delta P_{vent} = \Delta P_{evap} + \Delta P_{comp} \quad (4.52)$$

As Figuras 4.4 e 4.5 mostram as curvas obtidas no túnel de vento para os sistemas usando os condensadores #7/#8 e #10, respectivamente. Vale ressaltar que os condensadores #7 e #8 são idênticos externamente, por isso, apresentam a mesma queda de pressão do lado do ar. Pode-se observar que a menor queda de pressão da amostra #10 resulta em uma vazão volumétrica mais alta ( $\sim 50 \text{ m}^3/\text{h}$ ) quando comparada com a vazão volumétrica para os condensadores #7/#8 ( $\sim 35 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

De maneira similar, a Figura 4.6 apresenta o ponto de operação do sistema de fluxo de ar frio, ou seja, do evaporador. A vazão de ar total,  $m_{total}$ , que passa pelo evaporador é dividida entre o congelador,  $m_{cg}$ , e o resfriador,  $m_{resf}$ . O circuito de ar é mostrado na Figura 4.7. A razão de fluxo de ar distribuído aos compartimentos é determinada pelo posicionamento de um



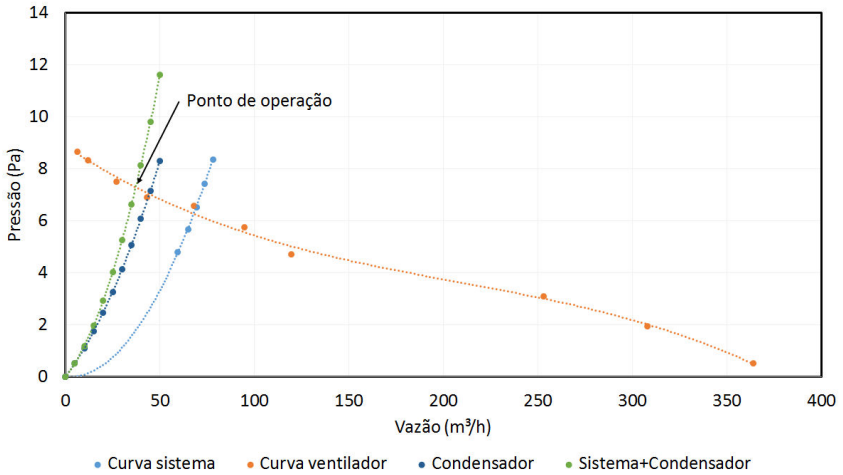


Figura 4.4 – Ponto de operação do sistema de fluxo de ar quente com condensador microcanal #7/#8

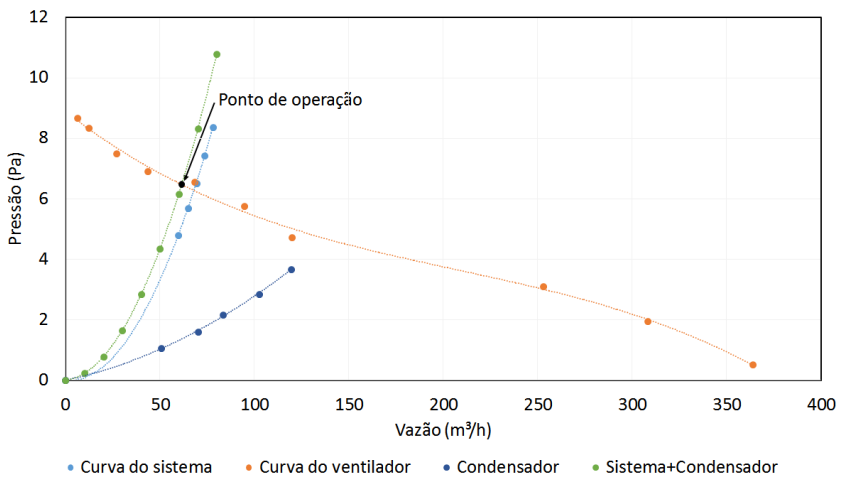


Figura 4.5 – Ponto de operação do sistema de fluxo de ar quente com condensador microcanal #10

*damper* termostático. Depois de circular pelo congelador e resfriador, a mistura de ar retorna ao evaporador. Assim, pode-se determinar a temperatura do ar na entrada do evaporador a partir da equação 4.53

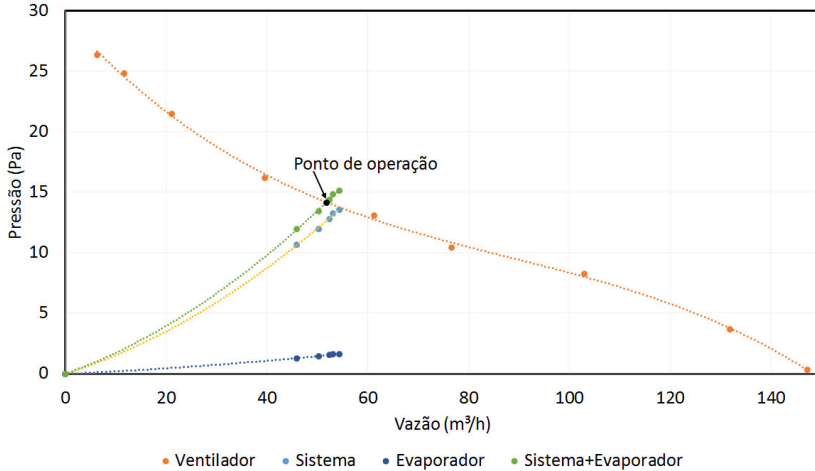


Figura 4.6 – Ponto de operação do sistema de fluxo de ar frio com evaporador

$$T_m = r.T_{cg} + (1 - r).T_{resf} \quad (4.53)$$

sendo  $r$  a razão entre a vazão que escoar para o congelador e a vazão total.

A temperatura do ar na sucção do ventilador é dada pela balanço de energia do escoamento do ar no evaporador, conforme mostrado na equação 4.54.

$$T_1 = T_m - \frac{\dot{Q}_{evap}}{C_{ar}} \quad (4.54)$$

#### 4.2.6 Submodelo do gabinete

O isolamento proporcionado pelo gabinete de um refrigerador doméstico depende de diversos fatores, sendo os principais: (i) o material isolante (normalmente poliuretano); (ii) o agente expensor; (iii) a densidade do isolante,

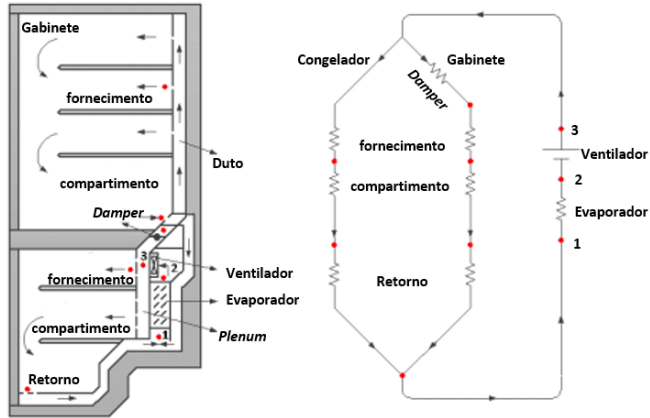


Figura 4.7 – Circuito de ar nos compartimentos adaptado de Knabben *et al.* (2014)

que depende das condições ambientais e da pressão de injeção; (iv) a espessura das paredes, entre outros. Todas essas variáveis afetam a troca de calor do ambiente com os compartimentos, denominada de carga térmica. A carga térmica pode ser estimada a partir das condutâncias globais de troca de calor do congelador e do resfriador,  $UA_{cg}$  e  $UA_{resf}$ , respectivamente, e das potências adicionais de componentes internos,  $W_{com}$ , i.e. ventilador. A equação 4.55 mostra o cálculo de carga térmica total.

$$\dot{Q}_{total} = UA_{cg} \cdot (T_{amb} - T_{cg}) + UA_{resf} \cdot (T_{amb} - T_{resf}) + \dot{W}_{com} \quad (4.55)$$

As duas primeiras partes do lado direito da equação, são as taxas de transferência de calor dos compartimentos, congelador e resfriador, respectivamente. As condutâncias globais foram determinadas a partir de testes de fluxo de calor reverso.

Os resultados dos ensaios são apresentados na Tabela 4.3. Os parâmetros  $UA_{cg}$  e  $UA_{resf}$  foram obtidos por meio do método dos mínimos quadrados, dando origem, respectivamente, aos valores: 0,86 W/K e 2,37 W/K.

Tabela 4.3 – Resultados dos testes de fluxo de calor reverso

|                                | Teste 1 | Teste 2 | Teste 3 |
|--------------------------------|---------|---------|---------|
| Temperatura ambiente [°C]      | 17,93   | 17,95   | 17,99   |
| Temperatura do gabinete [°C]   | 37,08   | 37      | 42,16   |
| Temperatura do congelador [°C] | 49,18   | 53,68   | 53,51   |
| Potência do ventilador [W]     | 13,66   | 13,70   | 13,70   |
| Resistência do gabinete [W]    | 19,02   | 14,15   | 28,75   |
| Resistência do congelador [W]  | 39,46   | 48,01   | 48,34   |

#### 4.2.7 Consumo de energia

A fração de funcionamento do refrigerador, definida pela razão entre o tempo que o compressor fica ligado e o tempo total de um ciclo, pode ser estimada pela razão entre a carga térmica total imposta ao refrigerador, obtida pelo teste de fluxo de calor reverso, e a capacidade de refrigeração, obtida pelo modelo do evaporador, como mostrado na equação 4.56.

$$FF = \frac{\dot{Q}_{total}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (4.56)$$

Assim, o consumo de energia pode ser estimado pela equação 4.57, que define o produto entre a fração de funcionamento e a integração de todas as potências consumidas no refrigerador, incluindo o compressor, os ventiladores e a placa eletrônica.

$$CE = \frac{0,72}{T_{plig} + T_{pdes}} \cdot \int_0^{T_{plig} + T_{pdes}} \sum W \cdot dt \simeq 0,72 \cdot (W_k + W_{vent,evap} + W_{vent,cond} + \frac{W_{placa}}{0,72}) \cdot FF \quad (4.57)$$

em que  $W_k$ ,  $W_{vent,evap}$ ,  $W_{vent,cond}$ ,  $W_{placa}$  são as potências do compressor, ventilador do evaporador, ventilador do condensador e da placa de controle do refrigerador, respectivamente.

## 5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados dos experimentos realizados no túnel de vento e no refrigerador doméstico. Tais resultados foram utilizados para a validação do modelo numérico do condensador e da plataforma de simulação do sistema. Após validados, os modelos foram capazes de analisar a influência de fatores geométricos sobre o desempenho do condensador e do sistema de refrigeração.

### 5.1 Túnel de vento

No túnel de vento, descrito na seção 3.2, além das amostras de condensadores microcanal, #1 a #10, foram testadas cinco amostras adicionais de diferentes tecnologias de condensadores de convecção forçada utilizados na refrigeração doméstica. Todos os condensadores foram testados dentro da faixa de vazão volumétrica de ar de 50 a 140 m<sup>3</sup>/h, típicas dessa aplicação. O objetivo dos testes foi avaliar a condutância global de transferência de calor e queda de pressão do lado do ar. Os resultados foram utilizados para validar o modelo matemático do condensador.

#### 5.1.1 Capacidade de transferência de calor

A capacidade de transferência de calor do condensador testado no túnel de vento é calculada pelo lado do ar e pelo lado da água, de acordo com as equações 5.1 e 5.2, respectivamente. Uma vez que todo calor é transferido da água para o ar, as capacidades devem ser idênticas. Perdas de calor ou erros de medição podem gerar discrepâncias que, segundo a norma ASHRAE 51 (1999), não devem exceder  $\pm 10\%$ .

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{agua,ent} - T_{agua,sai}) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot \dot{V}_{ar} \cdot (T_{ar,sai} - T_{ar,ent}) \quad (5.2)$$

### 5.1.1.1 Condutância global de transferência de calor

A análise de qualquer trocador de calor envolve a determinação da condutância global de transferência de calor, que é definida em termos da resistência térmica total para a transferência de calor entre os dois fluidos envolvidos. Tal parâmetro foi determinado utilizando-se o método da efetividade NUT, conforme descrito na seção 3.2.5. A Figura 5.1 mostra a condutância global de transferência de calor em função da vazão de ar, para os trocadores #1 a #8.

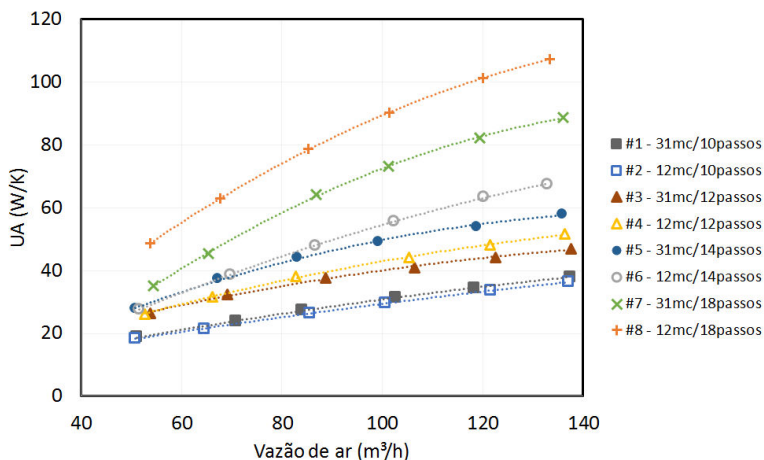


Figura 5.1 – Condutância global de transferência de calor dos trocadores #1 a #8 em função da vazão de ar

Conforme esperado, os trocadores com maior área externa de troca de calor apresentam a condutância global mais elevada, para toda faixa de vazão testada. Além disso, os trocadores #1 a #6, não apresentam diferenças significativas em função do número de microcanais (12 ou 31), ou seja, o coeficiente de convecção interna não exerceu grande influência sobre a condutância global. Entretanto, os condensadores #7 e #8, ambos com 18 passes, apresentam diferenças entre 18% e 28% na condutância global de transferência de calor, indicando que o número de microcanais tem efeito significativo em maiores comprimentos da serpentina, ou seja, a maior queda de pressão pode ter alterado significativamente o regime de escoamento de água, degradando a

condutância global de transferência de calor no caso do trocador com menor diâmetro hidráulico (31 microcanais).

Diferentes tecnologias de condensadores de convecção forçada, tipicamente utilizadas na refrigeração doméstica, também foram avaliadas no túnel de vento. A Figura 5.2 mostra os condensadores utilizados na comparação, sendo esses: (i) microcanais com e sem distribuidor; (ii) tubo aleta; (iii) *wing*; (iv) arame-sobre-tubo; (v) espiral; e (vi) *wave*. A Figura 5.3 mostra a condutância global de transferência de calor, para todos os condensadores, em função da vazão volumétrica de ar.

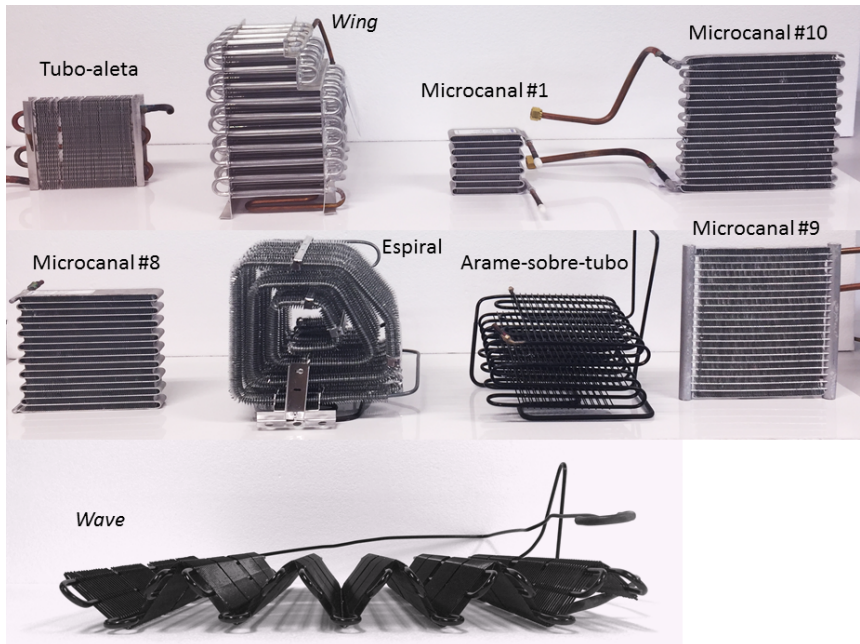


Figura 5.2 – Condensadores utilizados para comparação de desempenho

O condensador microcanal #8, com 18 passes e 12 microcanais, apresentou a maior condutância global de transferência de calor entre todas as amostras testadas, com diferenças acima de 100% quando comparado com qualquer outra tecnologia. Por sua vez, o condensador arame-sobre-tubo, utilizado originalmente no refrigerador doméstico deste estudo, apresentou a menor con-

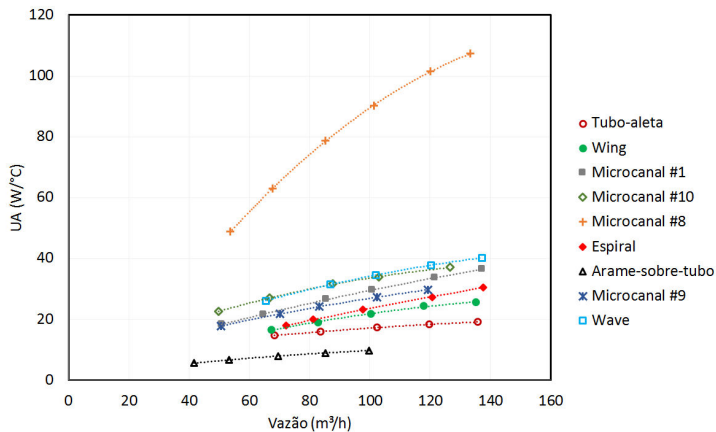


Figura 5.3 – Condutância global de transferência de calor de diversos condensadores em função da vazão de ar

condutância global de transferência de calor. Nota-se ainda que os condensadores microcanais, apesar do volume e área reduzidos, apresentaram resultados bastante satisfatórios em comparação às outras tecnologias de condensadores tipicamente utilizadas na refrigeração doméstica.

Conforme mencionado anteriormente, a tecnologia microcanal permite a remoção de altas taxas de transferência de calor por volume de trocador ocupado. A Figura 5.4 apresenta a relação entre a condutância global e o volume do trocador, em função da vazão volumétrica de ar. Nota-se que todos os condensadores microcanais se destacam pela alta densidade de calor trocado.

#### 5.1.1.2 Perda de pressão

A queda de pressão do lado do ar é obtida da medição da pressão estática na entrada e saída do ar no trocador de calor. A Figura 5.5 mostra os resultados para os condensadores #1 a #8. Conforme esperado, a queda de pressão é uma função quadrática da vazão volumétrica de ar. Além disso, à medida que a área de face do condensador é reduzida, para uma vazão volumétrica constante, a velocidade do ar aumenta e, conseqüentemente, a queda de pressão aumenta. Nos casos #1 a #4, o aumento na queda de pressão é tão significativo que



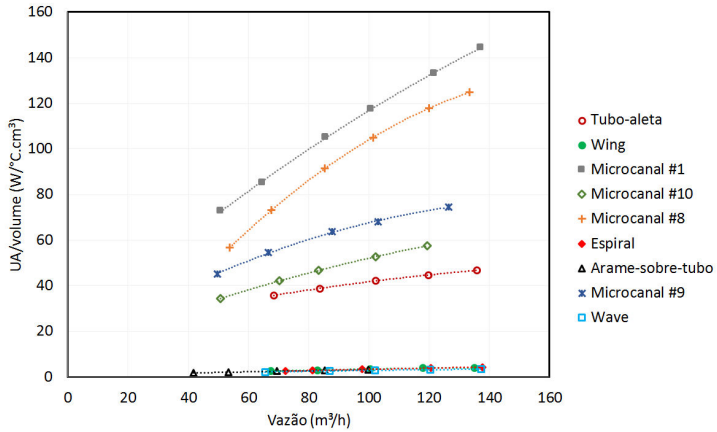


Figura 5.4 – Relação entre a condutância global e o volume do trocador em função da vazão volumétrica de ar

torna impeditiva a utilização desses trocadores em aplicação de refrigeração doméstica.

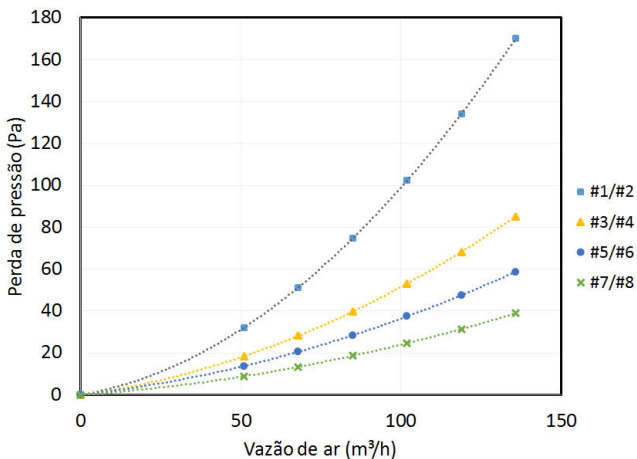


Figura 5.5 – Perda de pressão do lado do ar nos trocadores de #1 a #8

A Figura 5.6 mostra a queda de pressão em função da vazão volumétrica para amostras de condensadores microcanais e de outras tecnologias, mostra-

das previamente na Figura 5.2. Para uma melhor comparação entre os trocadores, não foi plotada a queda de pressão do microcanal #1, já que esta chega a ser 30 vezes maior em altas vazões. Pode-se notar que as quedas de pressão do condensador #8 e do tubo-aleta são bastante superiores às demais amostras testadas. Além de possuírem áreas de face mais reduzidas, ambos trocadores possuem alta densidade de aletas, diminuindo consideravelmente a área mínima de passagem e aumentando a queda de pressão.

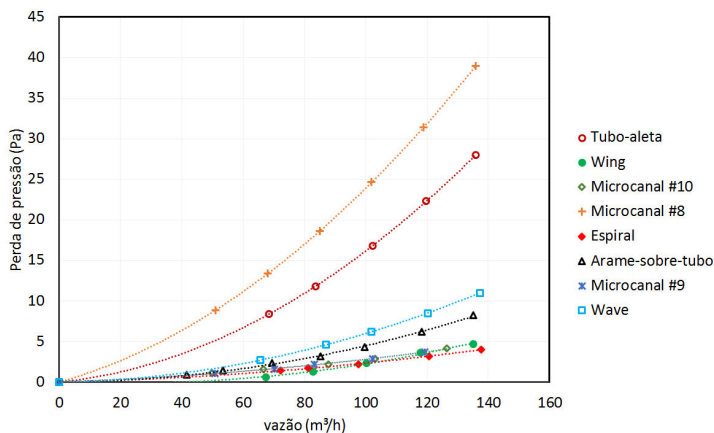


Figura 5.6 – Perda de pressão do lado do ar em diversos condensadores em função da vazão de ar

## 5.2 Modelo numérico do condensador

O modelo numérico do condensador, descrito na seção 4.1, foi validado a partir dos testes realizados em túnel de vento com os condensadores de #1 a #8. O modelo foi dividido em dois sub-modelos: (i) sub-modelo térmico; e (ii) sub-modelo hidrodinâmico. O primeiro calcula a transferência de calor do trocador, que é função da condutância global de transferência de calor (UA) e da diferença de temperatura entre os fluidos. Por sua vez, o segundo é capaz de prever a queda de pressão do lado do ar. Para validação do modelo, comparou-se a condutância global de transferência de calor e a queda de pressão calculados pelo modelo numérico com os resultados dos testes em túnel de

vento. A Figura 5.7 mostra uma comparação entre os valores da condutância global de transferência de calor obtidos experimentalmente com as previsões do modelo. Nota-se que 85% dos casos estão dentro de uma faixa menor que  $\pm 15\%$  de erro.

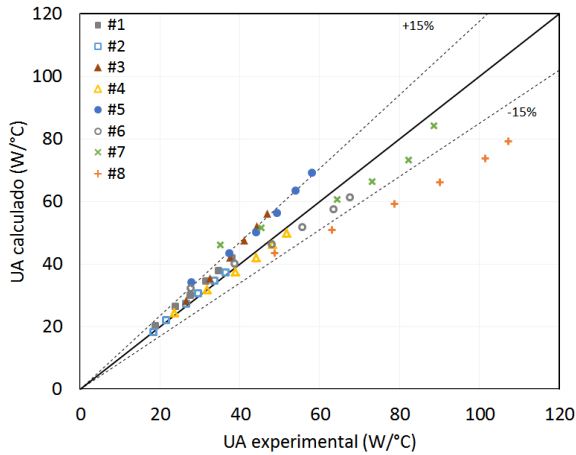


Figura 5.7 – Condutância global de transferência calor previsto pelo modelo vs. experimental

A Figura 5.8 compara a queda de pressão medida experimentalmente com os valores previstos pelo modelo numérico. Observa-se que 90% dos dados estão dentro de uma faixa de erro de  $\pm 20\%$ .

É importante lembrar que os condensadores de #1 a #8 possuem a mesma profundidade e mesma densidade de aletas. Portanto, as correlações empíricas para o fator  $j$  de Colburn e o fator  $f$  de Fanning, levantadas com base nos resultados do túnel de vento e utilizadas no modelo numérico, são válidas apenas para condensadores com a mesma profundidade e densidade de aletas das amostras #1 a #8.

Com o intuito de ampliar a faixa de validade, utilizou-se o modelo numérico para prever o desempenho do condensador microcanal #10, que possui características geométricas diferentes das amostras #1 a #8. Conforme previsto, com o uso das correlações propostas neste trabalho, os resultados não foram satisfatórios. Assim, optou-se por utilizar correlações da literatura, descritas

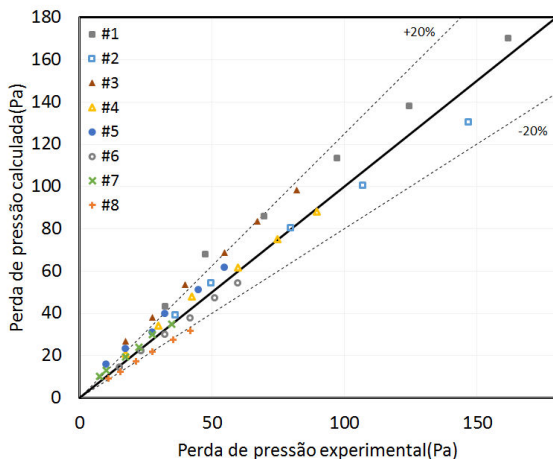


Figura 5.8 – Perda de pressão calculada pelo modelo vs. experimental

pelas equações 3.15 e 3.18. As Figuras 5.9 e 5.10 apresentam a comparação entre os resultados previstos pelo modelo e os resultados experimentais para a condutância global de transferência de calor e queda de pressão, respectivamente. A condutância global foi prevista com erros inferiores a  $\pm 10\%$  e a queda de pressão, com erros menores que  $\pm 25\%$ .

### 5.3 Refrigerador doméstico

Os condensadores microcanais também foram avaliados diretamente na aplicação, ou seja, amostras de condensadores foram instaladas em um refrigerador doméstico com o intuito de avaliar sua performance e validar a plataforma de simulação do sistema. Para tanto, as amostras foram selecionadas de acordo com requisitos de condutância global de transferência de calor e queda de pressão do lado do ar. Esta última tornou-se bastante relevante, uma vez que o sistema de fluxo de ar original do refrigerador não foi modificado, ou seja, a curva de impedância do sistema e a curva característica do ventilador não foram alteradas. A Figura 5.11 mostra o ponto de operação do sistema de fluxo de ar quente para os diferentes condensadores microcanais testados no túnel de vento e para o condensador original, arame-sobre-tubo. Nota-se que,

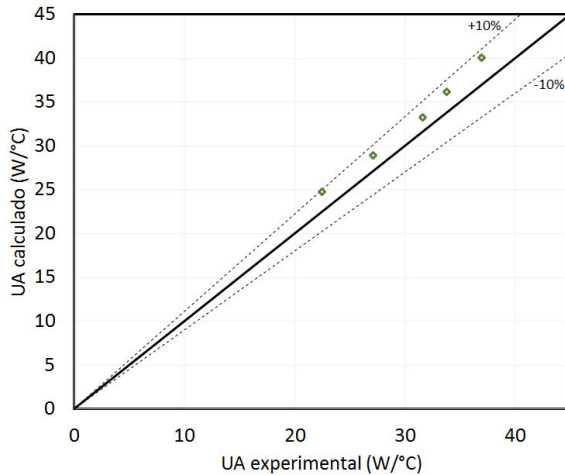


Figura 5.9 – Condutância global de transferência calor previsto pelo modelo vs. experimental para o condensador #10

devido à excessiva queda de pressão das amostras #1 a #4 a vazão volumétrica de ar se torna muito baixa e o ventilador tende a trabalhar em um ponto mais instável da curva. Portanto, optou-se por ensaiar no refrigerador as amostras de condensadores #7, #8, #9 e #10, além, obviamente, do condensador original arame-sobre-tubo. A vazão volumétrica de operação do condensador arame-sobre-tubo e das amostras #9 e #10 é de aproximadamente  $60 \text{ m}^3/\text{h}$ . Com o uso dos condensadores microcanais, a vazão volumétrica teve uma redução de 38% para os condensadores #7 e #8.

Para todos os trocadores, realizou-se testes de *pull down* e consumo de energia em regime transiente, descritos no capítulo ???. Os resultados são apresentados nas seções subsequentes.

### 5.3.1 *Pull down*

Neste trabalho, o principal parâmetro avaliado no teste de *pull down* foi o tempo necessário para os compartimentos atingirem as temperaturas de referência,  $-18^\circ\text{C}$  no congelador e  $5^\circ\text{C}$  no resfriador, já que essa é uma medida indireta da capacidade de refrigeração do sistema.

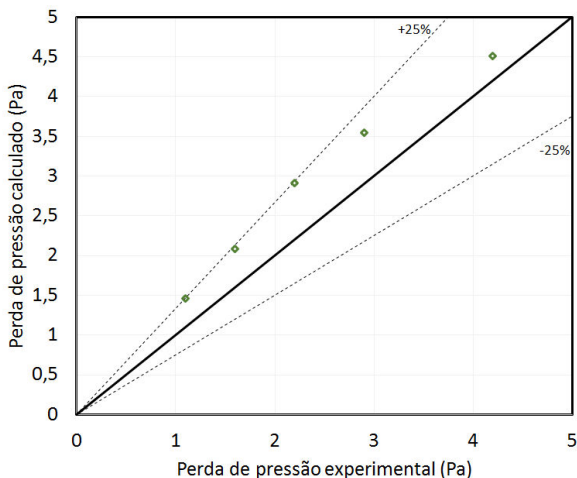


Figura 5.10 – Perda de pressão calculada pelo modelo vs. experimental para o condensador #10

A Figura 5.12 mostra a evolução das temperaturas dos compartimentos do congelador e resfriador ao longo do tempo, para todas as amostras testadas. Os tempos decorridos para atingir as temperaturas de referência são mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Resultados do teste de *pull down*

|                | AsT | #7  | #8  | #9  | #10 |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Congelador (h) | 5,3 | 5,8 | 5,4 | 5,0 | 5,4 |
| Resfriador (h) | 7,3 | 9,7 | 7,5 | 6,6 | 7,4 |

Em geral, observou-se que a introdução do condensador microcanal teve efeito pouco significativo no desempenho do refrigerador durante o teste de *pull down*. A amostra #9, que se refere ao condensador microcanal com distribuidor, apresentou uma redução em torno de 11% no tempo de *pull down* para o congelador, possivelmente devido à maior carga de refrigerante exigida por essa configuração. Por sua vez, a amostra #7 apresentou um aumento do tempo de *pull down* no resfriador de 30%, quando comparado ao condensador arame-sobre-tubo. Os resultados dos ensaios de consumo de energia, apresen-

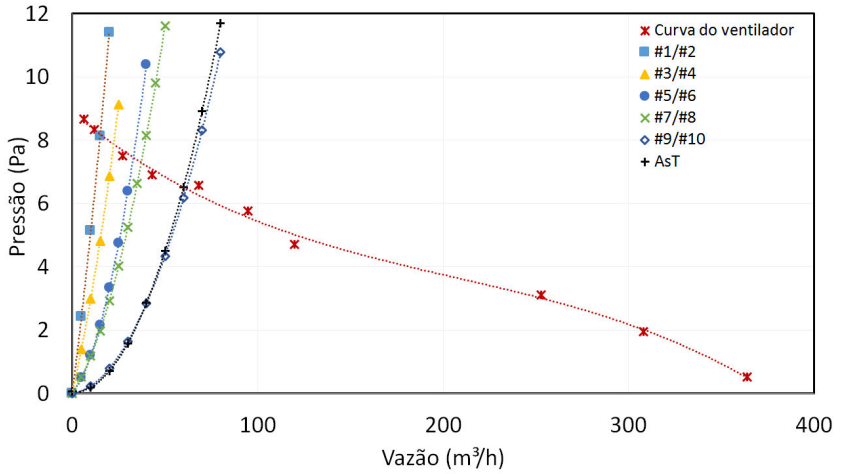
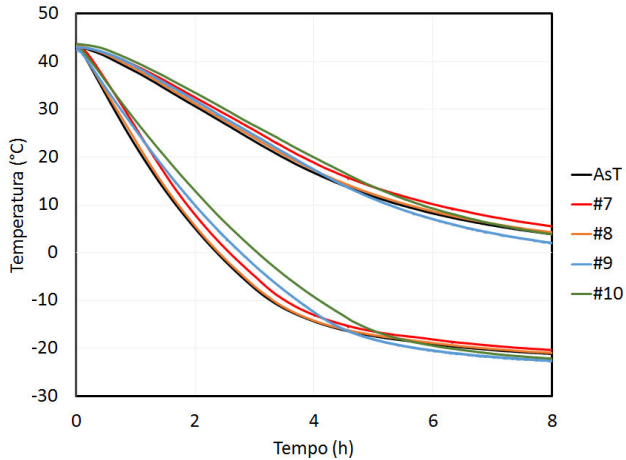


Figura 5.11 – Vazão de operação do sistema de fluxo de ar quente

Figura 5.12 – Evolução das temperaturas durante o ensaio de *pull down*

tados a seguir, ajudarão a esclarecer os resultados reportados nesta seção.

### 5.3.2 Consumo de energia

O desempenho dos condensadores microcanais instalados no refrigerador também foi avaliado através de ensaios de consumo de energia, que quantificam o consumo energético do refrigerador em condições padrões estabelecidas pela norma ISO 15502. Tal ensaio foi realizado em regime cíclico, de acordo com a lógica de controle original do refrigerador.

A Tabela 5.2 apresenta os resultados dos testes de consumo para os cinco condensadores testados, assim como a carga de refrigerante otimizada para o sistema, o volume interno do condensador, a condutância global de transferência de calor e as vazões volumétricas de ar através dos condensadores obtidas no respectivo ponto de operação.

Tabela 5.2 – Teste de consumo de energia

|   | AsT  | #7   | #8   | #9   | #10  |
|---|------|------|------|------|------|
| Consumo de energia (kWh/mês)                | 75,9 | 77,2 | 75,3 | 71,6 | 71,4 |
| Carga de refrigerante (g)                   | 58,0 | 51,2 | 57,4 | 65,9 | 57,0 |
| Volume interno (cm <sup>3</sup> )           | 49,8 | 30,1 | 43,8 | 82,1 | 28,5 |
| UA (W/°C)                                   | 7,1  | 15,9 | 29,7 | 20,0 | 25,8 |
| Vazão volumétrica de ar (m <sup>3</sup> /h) | 60,0 | 37,2 | 37,2 | 61,5 | 61,5 |

O consumo de energia do refrigerador com os condensadores #9 e #10 apresentou um decréscimo de aproximadamente 7% em comparação ao condensador arame-sobre-tubo. Em contrapartida, não houve alterações significativas no consumo de energia com o condensador #8, e o condensador #7 apresentou um acréscimo de 1,7%, apesar da maior condutância térmica global de ambas amostras. Nota-se ainda que a vazão volumétrica de ar dos condensadores #7 e #8 foi reduzida em aproximadamente 38%, devido à excessiva queda de pressão proporcionada pela alta densidade de aletas das amostras. Neste contexto, é importante mencionar que a redução da vazão volumétrica de ar também diminui a convecção externa através do compressor, diminuindo sua eficiência volumétrica. A diminuição da eficiência volumétrica reduz a vazão mássica de refrigerante, que, por sua vez, degrada a capacidade de refrigeração e aumenta o consumo de energia. Observou-se ainda que a redução da vazão mássica de refrigerante do condensador #7 pode ter sido mais forte-



mente impactada pela queda de pressão interna, uma vez que o diâmetro hidráulico dos microcanais desta amostra é 0,64mm, muito mais reduzido que das amostras #8, #9 e #10 (1,2 mm).

Conforme já comentado no capítulo 1, a carga de fluido refrigerante do sistema é diretamente proporcional ao volume interno e à capacidade de transferência de calor dos trocadores. Sendo assim, a cada nova instalação de um condensador microcanal, uma nova carga foi estabelecida através de um teste de determinação de carga de fluido refrigerante (Hermes, 2006). A carga de refrigerante otimizada e o volume interno para cada condensador também são mostrados na Tabela 5.2. Conforme esperado, o condensador #9, que possui o maior volume interno devido à presença dos distribuidores, apresentou a maior carga de fluido refrigerante. Os outros condensadores microcanais, apesar de possuírem volume interno menor que o condensador arame-sobretubo, apresentaram carga de fluido refrigerante similar, provavelmente devido à maior taxa de transferência de calor. Uma exceção foi o condensador #7 que, mesmo possuindo volume interno similar ao condensador #10, apresentou uma carga otimizada 11% inferior a este. Fato que se deve à redução da vazão mássica proporcionada pela alta queda de pressão interna.

Sabe-se que a eficiência de um ciclo de refrigeração é avaliada a partir do coeficiente de performance, que é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor, conforme mostra a equação 5.3.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_k} \quad (5.3)$$

Um balanço de energia global no sistema de refrigeração fornece:

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_k - \dot{Q}_{cond} = 0 \quad (5.4)$$

Combinando as equações 5.3 e 5.4, tem-se:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap}} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{evap}} - 1} \quad (5.5)$$

O coeficiente de performance reversível de um refrigerador pode ser determinado pela substituição da razão das taxas de transferência de calor no condensador e evaporador pela razão das temperaturas absolutas dos trocadores de calor (reservatórios), conforme mostra a equação 5.6

$$COP = \frac{1}{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} - 1} \quad (5.6)$$

Portanto, teoricamente, quanto mais eficiente é o condensador na remoção de calor, menor a temperatura de condensação e maior o coeficiente de performance, reduzindo o consumo de energia.

A Tabela 5.3 apresenta os valores médios das principais variáveis relacionadas aos condensadores medidas durante o tempo de compressor ligado nos ensaios de consumo de energia em regime cíclico.

Tabela 5.3 – Dados do escoamento do refrigerante no condensador

|                             | AsT  | #7   | #8   | #9   | #10   |
|-----------------------------|------|------|------|------|-------|
| Temp. descarga compressor   | 57,5 | 61,8 | 59,0 | 55,2 | 54,6  |
| Temperatura de entrada (°C) | 46,3 | 50,6 | 47,7 | 40,2 | 41    |
| Temperatura de saída (°C)   | 44,8 | 40,2 | 41,0 | 38,6 | 37,32 |
| Sub-resfriamento (°C)       | 3,7  | 3,2  | 3,0  | 3,4  | 2,6   |
| Pressão de entrada (bar)    | 7,2  | 6,8  | 6,4  | 6,2  | 6,0   |
| Pressão de saída (bar)      | 6,6  | 5,8  | 5,9  | 5,6  | 5,3   |
| Queda de pressão (bar)      | 0,6  | 1,0  | 0,5  | 0,6  | 0,7   |
| Vazão mássica (kg/h)        | 2,33 | 2,27 | 2,36 | 2,5  | 2,45  |

As Figuras 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16 apresentam as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, em dois ciclos completos do teste de consumo de energia, do condensador arame-sobre-tubo e dos condensadores #7, #8, #9 e #10, respectivamente.

Observa-se que uma redução significativa nas temperaturas de entrada e saída dos condensadores #9 e #10 em comparação ao condensador arame-sobre-tubo e aos condensadores #7 e #8. Nota-se ainda que a temperatura de descarga do compressor também foi significativamente reduzida para as amostras #9 e #10, corroborando com os resultados de consumo de energia.

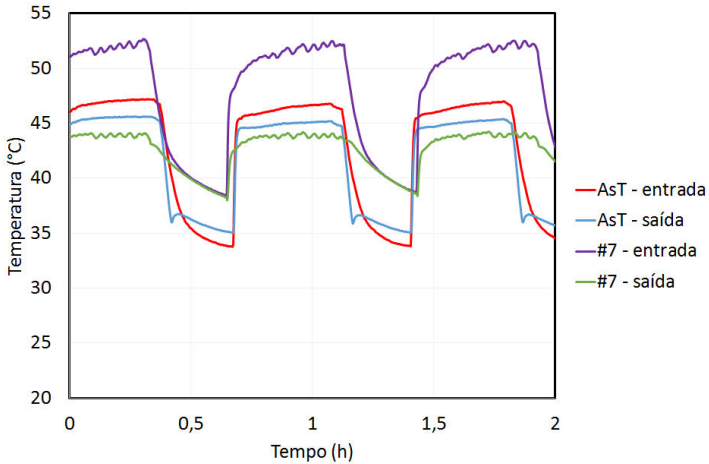


Figura 5.13 – Comparação entre as temperaturas na entrada e saída do condensador #7 e o arame-sobre-tubo

Dentre todas as amostras testadas, o condensador #7 apresentou a maior temperatura de descarga do compressor e maior temperatura de entrada no condensador. Isso se deve à queda de pressão interna causada pelo diâmetro hidráulico de microcanais muito reduzido (0,64mm), que acarreta em uma diminuição da vazão mássica do sistema e, conseqüentemente, redução do coeficiente de performance.

## 5.4 Plataforma de simulação do sistema de refrigeração

### 5.4.1 Validação experimental

A plataforma de simulação do sistema de refrigeração foi utilizada para (i) avaliar o comportamento do sistema que utiliza um condensador microcanal e (ii) otimizar os fatores geométricos desse componente visando a redução do consumo de energia do refrigerador. Como apresentado anteriormente, a plataforma é dividida em submodelos, um para cada componente do sistema de refrigeração. Numa primeira etapa, o submodelo do condensador foi substituído pelo modelo desenvolvido para o condensador arame-sobre-tubo (ver

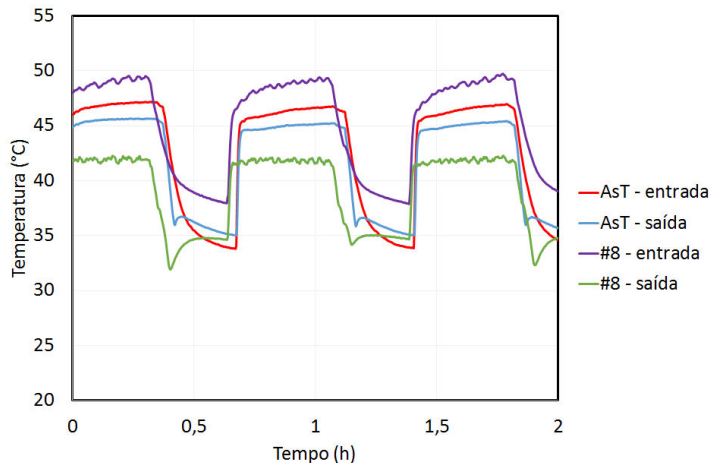


Figura 5.14 – Comparação entre a temperatura na entrada e saída do condensador #8 e o arame-sobre-tubo

Apêndice A), originalmente utilizado no refrigerador, com o intuito de validar a plataforma de simulação, comparando seus resultados com os resultados do teste de consumo de energia. A tabela 5.4 apresenta os resultados experimentais e os resultados do modelo para o consumo de energia, a fração de funcionamento e a potência do compressor.

Tabela 5.4 – Validação da plataforma de simulação para o condensador arame-sobre-tubo

|                | Experimental | Numérico | %   |
|----------------|--------------|----------|-----|
| $CE$ (kWh/mês) | 75,9         | 73,9     | 2,6 |
| $FF$ (-)       | 0,63         | 0,62     | 2,3 |
| $W_k$ (W)      | 135,0        | 142,1    | 5,3 |

Observa-se que o consumo de energia,  $CE$ , e a fração de funcionamento do compressor,  $FF$ , apresentaram uma discordância menor que 3%, enquanto que a potência do compressor,  $W_k$ , obteve um erro de aproximadamente 5%, adequados para a validação do modelo.

Uma vez validada a plataforma de simulação, numa segunda etapa, o sub-modelo do condensador foi substituído pelo modelo do condensador micro-

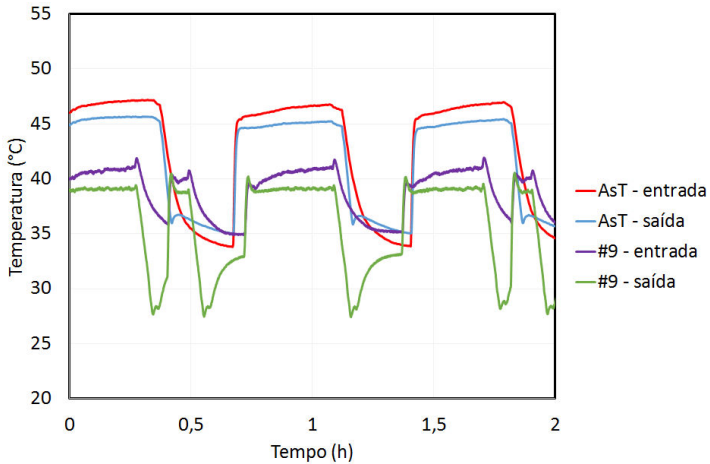


Figura 5.15 – Comparação entre a temperatura na entrada e saída do condensador #9 e o arame-sobre-tubo

canal desenvolvido para os condensadores #1 a #8. A tabela 5.5 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e numéricos do consumo de energia, fração de funcionamento e potência do compressor, para os condensadores #7 e #8.

Tabela 5.5 – Validação da plataforma de simulação para os condensadores #7 e #8

|                | #7    |       |     | #8    |       |     |
|----------------|-------|-------|-----|-------|-------|-----|
|                | Exp   | Num   | %   | Exp   | Num   | %   |
| $CE$ (kWh/mês) | 77,3  | 74,8  | 3,3 | 75,3  | 74,4  | 1,1 |
| $FF$ (-)       | 0,65  | 0,62  | 5,4 | 0,62  | 0,62  | 0,8 |
| $W_k$ (W)      | 138,0 | 142,8 | 3,5 | 135,0 | 142,5 | 5,5 |

Nota-se que, em geral, o modelo apresentou boa concordância com os resultados experimentais. Os erros apresentados para o condensador #7 são mais significativos devido à baixa sensibilidade do modelo em capturar a queda de pressão interna, que se mostrou significativa experimentalmente.

Como o modelo dos condensadores microcanais #1 a #8 é bastante restrito, uma vez que é válido somente para uma determinada densidade de aleta e lar-

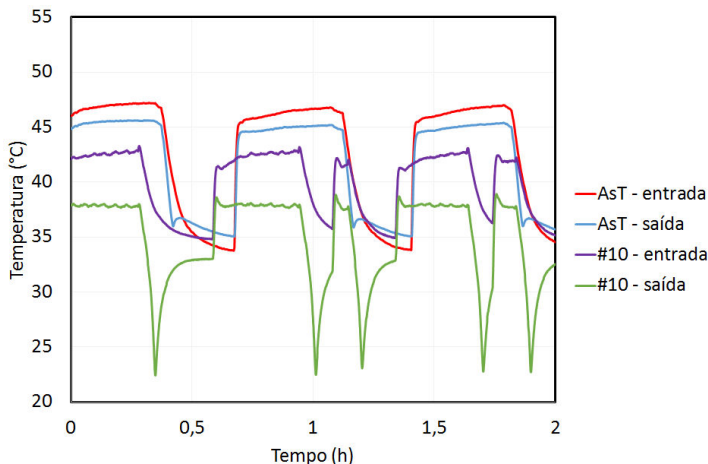


Figura 5.16 – Comparação entre a temperatura na entrada e saída do condensador #10 e o arame-sobre-tubo

gura, numa terceira etapa, optou-se por implementar o modelo desenvolvido para o condensador #10, que utiliza correlações da literatura para calcular a queda de pressão do lado do ar e o coeficiente de transferência de calor externo,  $h_{ext}$ . A Tabela 5.6 apresenta os resultados experimentais e numéricos do condensador #10. Observa-se que o consumo de energia e a potência do compressor apresentaram uma discordância menor que 1%, adequado para validação do modelo.

Tabela 5.6 – Validação da plataforma de simulação para condensador #10

|                | Experimental | Numérico | %   |
|----------------|--------------|----------|-----|
| $CE$ (kWh/mês) | 71,4         | 70,8     | 0,9 |
| $FF$ (-)       | 0,57         | 0,60     | 4,6 |
| $W_k$ (W)      | 139,0        | 139,4    | 0,3 |

#### 5.4.2 Otimização

Após a validação experimental, o modelo desenvolvido para o condensador #10 foi utilizado junto a plataforma de simulação para uma otimização

dos fatores geométricos do condensador microcanal visando a minimização do consumo de energia do refrigerador em estudo. Basicamente, três parâmetros foram variados: (i) densidade de aletas, (ii) largura da serpentina, e (iii) quantidade de passes da serpentina. Todos os outros parâmetros geométricos foram mantidos constantes. A Tabela 5.7 apresenta a faixa de variação dos parâmetros.

Tabela 5.7 – Parâmetro simulados na plataforma de simulação

|   |                                   |
|---|-----------------------------------|
| Diâmetro hidráulico [mm]                  | 1,2                               |
| Número de passes                          | 16; 18; 20                        |
| Distância entre passes [mm]               | 10                                |
| Comprimento do condensador [mm]           | 200                               |
| Largura da serpentina [mm]                | 0,012 ~ 0,102, variando de 5 em 5 |
| Espessura do passe [mm]                   | 2                                 |
| Altura da aleta [mm]                      | 8                                 |
| Comprimento da aleta [mm]                 | 180                               |
| Espessura da aleta [mm]                   | 0,1                               |
| Densidade de aleta por metro              | 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700 |
| Largura do <i>louver</i> [mm]             | 6                                 |
| Distância entre <i>louver</i> [mm]        | 1                                 |
| Ângulo de inclinação do <i>louver</i> [°] | 25                                |

A Tabela 5.8 apresenta os resultados de consumo de energia para todas as configurações simuladas.

O aumento da densidade de aletas do condensador provoca um aumento da área total de transferência de calor. Em contrapartida, a queda de pressão do lado do ar se eleva, causando uma diminuição da vazão volumétrica. Ou seja, há uma densidade de aletas ótima que minimiza o consumo de energia. Esse *trade-off* ocorre de maneira similar na variação da largura do condensador. Um condensador de largura maior possui uma maior área de transferência de calor, porém a queda de pressão do lado do ar também aumenta, diminuindo a vazão volumétrica de ar. Analogamente, há uma largura ótima que minimiza o consumo de energia. Portanto, pode-se afirmar que existem uma densidade de aletas e largura ótimas que minimizam o consumo de energia. Esse comportamento pode ser claramente visualizado na Tabela 5.8.

Em relação ao número de passes, nota-se claramente que, para geometrias idênticas, o aumento do número de passes diminui o consumo de energia, uma vez que há um aumento da área total de transferência de calor sem onerar o sistema de fluxo de ar. Neste trabalho, limitou-se o número de passes em 20 devido ao espaço disponível no nicho do compressor.

A Figura 5.17 mostra o comportamento da vazão volumétrica de ar e da área de transferência de calor em função da variação da densidade de aletas, para uma largura igual a 32mm e 20 passes da serpentina. Conforme já discutido, as tendências inversas de ambas curvas indicam a presença de um ponto de mínimo consumo de energia. De maneira similar, a Figura 5.18 mostra o comportamento da vazão volumétrica de ar e da área de transferência de calor em função da variação da largura do condensador, para uma densidade de aletas igual a 400 por metro e 20 passes da serpentina.



Tabela 5.8 – Resultados de consumo de energia de todas as configurações simuladas

| largura<br>(mm) | 16 passos                 |      |      |      |      |      | 18 passos                 |      |      |      |      |      | 20 passos                 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------|---------------------------|------|------|------|------|------|---------------------------|------|------|------|------|------|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|                 | Densidade de aletas (-/m) |      |      |      |      |      | Densidade de aletas (-/m) |      |      |      |      |      | Densidade de aletas (-/m) |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|                 | 100                       | 200  | 300  | 400  | 500  | 600  | 700                       | 100  | 200  | 300  | 400  | 500  | 600                       | 700  | 100  | 200  | 300  | 400  | 500  | 600  | 700  |      |      |
| 12              | -                         | -    | -    | 75,9 | 73,3 | 71,9 | 71,4                      | -    | -    | -    | 75,1 | 72,6 | 71,3                      | 70,8 | -    | -    | 78,7 | 74,4 | 72,1 | 70,9 | 70,3 |      |      |
| 17              | -                         | -    | -    | 74,6 | 71,7 | 70,4 | 70,1                      | 70,7 | -    | -    | -    | 73,8 | 71,1                      | 68,8 | 69,4 | 70,8 | -    | -    | 73,2 | 70,5 | 69,3 | 68,9 | 69,2 |
| 22              | -                         | 76,7 | 71,6 | 69,8 | 69,4 | 69,9 | 71,7                      | -    | 75,8 | 70,9 | 69,2 | 68,6 | 69,2                      | 69,9 | -    | 75,0 | 70,4 | 68,8 | 68,3 | 68,5 | 69,8 |      |      |
| 27              | -                         | 73,6 | 69,9 | 69,0 | 69,4 | 70,7 | 73,8                      | -    | 72,9 | 69,3 | 68,4 | 69,0 | 69,7                      | 70,6 | -    | 72,2 | 68,9 | 67,9 | 68,0 | 68,9 | 71,2 |      |      |
| 32              | -                         | 71,6 | 69,0 | 68,7 | 69,9 | 72,1 | 76,6                      | -    | 71,0 | 68,4 | 68,1 | 69,4 | 70,9                      | 72,4 | -    | 70,4 | 68,0 | 67,6 | 68,3 | 69,9 | 73,4 |      |      |
| 37              | -                         | 70,3 | 68,4 | 68,8 | 70,8 | 74,0 | 80,2                      | -    | 69,7 | 67,9 | 68,1 | 69,7 | 73,6                      | 74,8 | -    | 69,2 | 67,5 | 67,5 | 68,9 | 71,3 | 76,0 |      |      |
| 42              | -                         | 69,3 | 68,2 | 69,2 | 72,0 | 76,3 | 84,3                      | -    | 68,8 | 67,7 | 68,4 | 70,8 | 75,8                      | 77,8 | -    | 68,4 | 67,2 | 67,8 | 69,3 | 73,1 | -    |      |      |
| 47              | -                         | 68,7 | 68,2 | 69,9 | 73,6 | 79,1 | -                         | -    | 68,2 | 67,6 | 68,9 | 72,1 | 78,5                      | -    | -    | 67,8 | 67,1 | 68,2 | 69,8 | 75,1 | -    |      |      |
| 52              | -                         | 68,3 | 68,4 | 70,7 | -    | -    | -                         | -    | 67,8 | 67,7 | 69,7 | 73,7 | 79,5                      | -    | -    | 67,4 | 67,2 | 68,8 | 70,9 | 77,4 | -    |      |      |
| 57              | -                         | 68,0 | 68,7 | 71,8 | -    | -    | -                         | -    | 67,5 | 67,9 | 70,5 | -    | -                         | -    | -    | 67,1 | 67,3 | 69,5 | 73,0 | -    | -    |      |      |
| 62              | -                         | 67,8 | 69,1 | 73,7 | -    | -    | -                         | -    | 72,5 | 67,3 | 68,3 | 71,5 | -                         | -    | -    | 72,0 | 66,9 | 67,6 | 70,4 | 75,2 | -    |      |      |
| 67              | 72,5                      | 67,7 | 69,7 | 75,6 | -    | -    | -                         | -    | 71,8 | 67,2 | 68,7 | 72,7 | -                         | -    | -    | 71,2 | 66,8 | 68,0 | -    | 79,2 | -    |      |      |
| 72              | 71,7                      | 67,7 | 70,3 | 76,4 | -    | -    | -                         | -    | 71,0 | 67,2 | 69,0 | 73,9 | -                         | -    | -    | 70,5 | 66,7 | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 77              | 71,0                      | 67,7 | 70,9 | 77,1 | -    | -    | -                         | -    | 70,4 | 67,1 | -    | -    | -                         | -    | -    | 69,9 | 66,7 | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 82              | 70,5                      | 67,8 | 71,6 | 78,7 | -    | -    | -                         | -    | 69,9 | 67,2 | -    | -    | -                         | -    | -    | 69,4 | 66,7 | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 87              | 70,0                      | 67,9 | 73,0 | -    | -    | -    | -                         | -    | 69,4 | 67,3 | -    | -    | -                         | -    | -    | 69,0 | 66,7 | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 92              | 69,6                      | 68,1 | 74,3 | -    | -    | -    | -                         | -    | 69,0 | 67,4 | -    | -    | -                         | -    | -    | 68,6 | 66,8 | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 97              | 69,3                      | 68,3 | 75,6 | -    | -    | -    | -                         | -    | 68,7 | 67,5 | -    | -    | -                         | -    | -    | 68,3 | -    | -    | -    | -    | -    |      |      |
| 102             | 69,0                      | 68,5 | 76,7 | -    | -    | -    | -                         | -    | 68,4 | -    | -    | -    | -                         | -    | -    | 68,0 | -    | -    | -    | -    | -    |      |      |

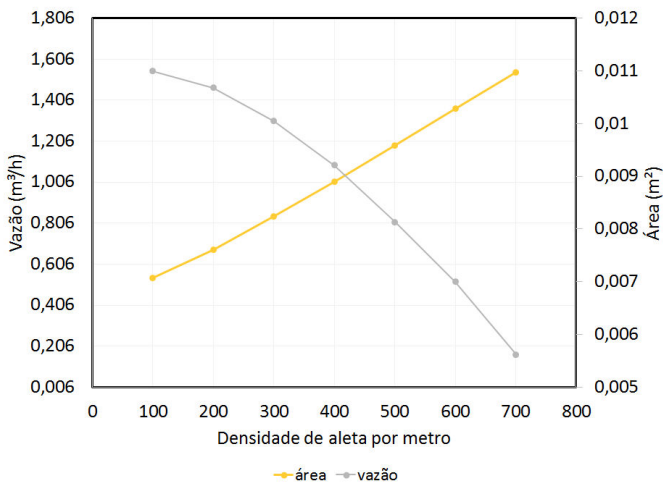


Figura 5.17 – Ponto ótimo para um condensador com 32 mm de largura

A Figura 5.19 mostra os resultados de consumo de energia para os condensadores com 20 passes da serpentina. É possível observar que há um ponto local de mínimo consumo de energia para cada densidade de aletas, assim como o ponto global de mínimo consumo de energia. É importante mencionar também que quando a densidade de aletas é muito reduzida (100 aletas por metro), o condensador tende a uma largura excessiva, como forma de compensar a área de troca de calor. As análises se restringiram à largura máxima de 102mm. Os resultados são similares para os condensadores com 16 e 18 passes da serpentina.

A Figura 5.20 apresenta o consumo de energia mínimo para cada densidade de aletas em função da largura da serpentina. O condensador com densidade de aletas de 200 por metro, 20 passes da serpentina e 77mm de largura, apresentou o menor consumo de energia (66,7 kWh/mês), 13% inferior ao consumo de energia obtido com o condensador arame-sobre-tubo, originalmente utilizado no refrigerador em estudo. A Tabela 5.9 apresenta todas as dimensões do condensador otimizado.

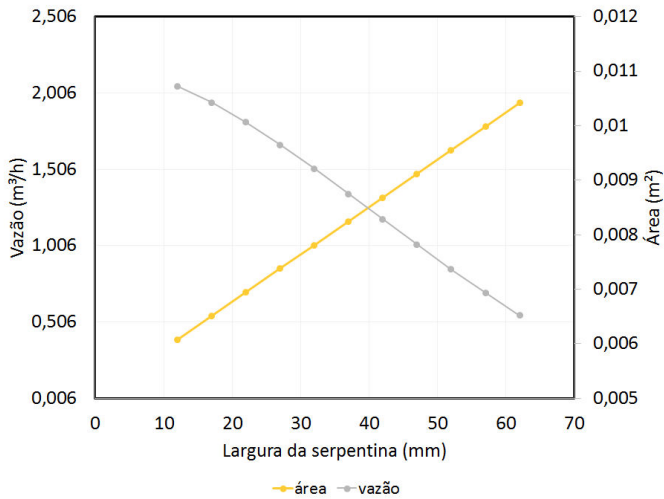


Figura 5.18 – Ponto ótimo para um condensador com densidade de aletas igual a 400 por metro

Tabela 5.9 – Dimensões do condensador otimizado

|                                 |       |
|---------------------------------|-------|
| Diâmetro hidráulico [mm]        | 1,2   |
| Número de microcanais [-]       | 46    |
| Número de passes                | 20    |
| Altura do condensador [mm]      | 200   |
| Comprimento do condensador [mm] | 170   |
| Espessura do passe [mm]         | 2     |
| Largura do condensador [mm]     | 77    |
| Distância entre passes [mm]     | 9,5   |
| Altura da aleta [mm]            | 8     |
| Comprimento da aleta [mm]       | 101,6 |
| Espessura da aleta [mm]         | 0,1   |
| Densidade de aletas [aletas/m]  | 200   |

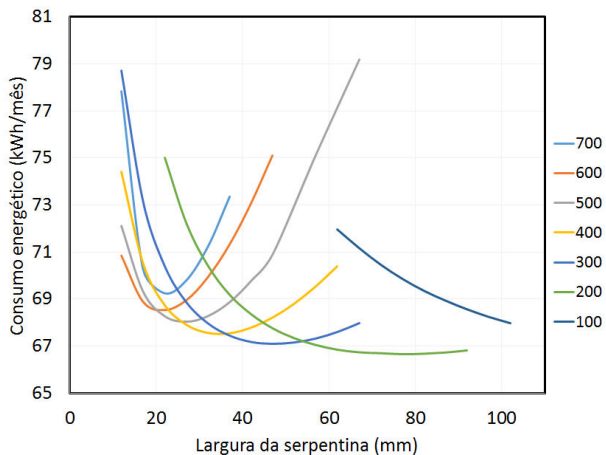


Figura 5.19 – Consumo de energia para o condensador com 20 passes

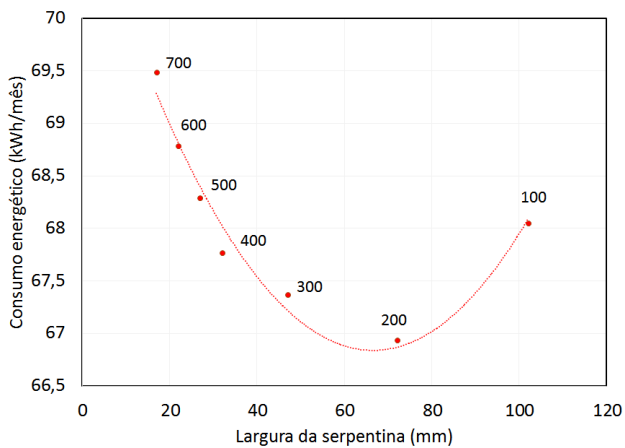


Figura 5.20 – Otimização do condensador

## 6 CONCLUSÕES

O presente trabalho propôs estudar o impacto da utilização de condensadores microcanais em um modelo específico de refrigerador doméstico, utilizando-se técnicas numéricas e experimentais. Para tanto, um modelo matemático foi desenvolvido para prever a taxa de transferência de calor e a perda de pressão de condensadores microcanais do tipo serpentina. Tal modelo foi incorporado à plataforma de simulação de refrigeradores domésticos (Gonçalves *et al.*, 2008), viabilizando assim a avaliação do impacto da geometria do condensador sobre o consumo de energia do refrigerador. Ensaios experimentais em um túnel de vento foram realizados para caracterizar o desempenho termo-hidráulico dos condensadores microcanais e validar o modelo desenvolvido. Ensaios com o refrigerador em câmara climatizada permitiram validar a plataforma de simulação de refrigeradores domésticos. Uma configuração do condensador otimizada que minimiza o consumo de energia foi proposta.

### Trabalho experimental

A primeira parte do trabalho experimental consistiu na caracterização termo-hidráulica de 10 amostras de condensadores microcanais em um túnel de vento. As amostras foram selecionadas com base nas restrições dimensionais para alocação do condensador no refrigerador doméstico e na disponibilidade de configurações dos fabricantes. Na segunda parte, ensaios de *pull down* e consumo de energia foram conduzidos em um refrigerador Brastemp, modelo BRO80AK, em que o condensador original arame-sobre-tubo foi substituído por condensadores microcanais. Os resultados da primeira e segunda parte foram utilizados para validação de um modelo matemático e da plataforma de simulação de refrigeradores, respectivamente.

O trabalho experimental adicionou dados significativos à literatura pois quantificou o desempenho de condensadores microcanais compatíveis à aplicação na refrigeração doméstica, em que realizou as seguintes observações principais:

- Os condensadores microcanais apresentaram condutâncias globais de transferência de calor muito elevadas quando comparadas com tecnolo-

gias convencionais para condensadores de convecção forçada;

- A alta taxa de transferência de calor por volume ocupado apresentada pela tecnologia microcanal viabiliza a diminuição significativa do tamanho do condensador, possibilitando a sua utilização pela indústria com custos reduzidos;
- A elevada perda de pressão do lado do ar das amostras de condensadores microcanais com alta densidade de aletas ou pequena área de face tornou a utilização destes impeditiva na refrigeração doméstica. A alta densidade de aletas usualmente encontrada nos condensadores microcanais atuais é decorrente da extensiva utilização destes na indústria automotiva, que possuem um robusto sistema de fluxo de ar, com altas vazões volumétricas através do condensador;
- Ensaios de determinação de carga ótima foram conduzidos para cada condensador microcanal instalado no refrigerador doméstico. No geral, apesar de possuírem volumes internos menores, não houve uma redução significativa da carga de fluido refrigerante com o uso da tecnologia microcanal. Em contrapartida, o condensador microcanal com distribuidores verticais requereu uma quantidade mais elevada de fluido refrigerante, o que indica uma maior atenção no dimensionamento destes;
- Nos ensaios de *pull down*, o condensador #9, que possui distribuidores verticais e a maior carga de fluido refrigerante dentre todas as amostras, apresentou uma redução de 11% no tempo decorrido para atingir as temperaturas de referência dos compartimentos, enquanto que o condensador #7, com a menor carga de fluido refrigerante, sofreu um aumento de 28% no tempo decorrido para o resfriador atingir a temperatura de referência;
- Os condensadores microcanais #9 e #10 apresentaram uma redução de 7% no consumo de energia, quando comparados ao condensador original arame-sobre-tubo. Por sua vez, o condensador #7 apresentou uma degradação de 1,4% no consumo de energia. Apesar da elevada condutância global de transferência de calor deste condensador, o aumento

do consumo pode ser explicado pela elevada perda de pressão interna, causada pelo pequeno diâmetro hidráulico dos microcanais.

### Modelos numéricos

O modelo matemático desenvolvido foi capaz de prever a transferência de calor e perda de pressão de condensadores do tipo microcanal. O modelo, que discretiza o condensador em pequenos volumes de controle utilizando uma malha bidimensional, baseia-se no método da efetividade NUT para estimar a taxa de transferência de calor e na equação de Kays e London (1984) para prever a perda de pressão do lado do ar. O modelo numérico foi validado contra dados experimentais obtidos em túnel de vento.

Uma plataforma de simulação de refrigeradores domésticos, desenvolvida por Gonçalves *et al.* (2008), foi utilizada para estudar os efeitos da aplicação de condensadores microcanais em refrigeradores domésticos e otimizar os fatores geométricos do condensador microcanal visando a minimização do consumo de energia do refrigerador em estudo. A plataforma de simulação foi validada com dados experimentais obtidos em testes de consumo de energia. A seguir, são listadas as principais observações referentes aos modelos matemáticos:

- Com relação às amostras de condensadores #1 a #8, as correlações empíricas da literatura não apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Portanto, desenvolveu-se correlações semi-empíricas para os fatores  $j$  de Colburn e  $f$  de atrito a partir dos resultados experimentais. As correlações desenvolvidas têm validade bastante restrita, uma vez que as amostras possuíam densidade de aletas e largura fixas. Observou-se que as previsões do modelo matemático para a taxa de transferência de calor e perda de pressão se mantiveram respectivamente dentro de uma banda de erro de  $\pm 10\%$  e  $\pm 20\%$  em relação aos dados experimentais;
- Uma segunda versão do modelo foi desenvolvida com correlações da literatura, como forma de validar os resultados experimentais do condensador #10. As correlações de Ryu e Lee (2015) e Kim e Bullard

(2002) foram utilizadas para prever o fator  $j$  de Colburn e o fator  $f$  de atrito, respectivamente. As previsões do modelo matemático, apesar de validado contra apenas uma amostra de condensador, apresentou uma banda de erro de  $\pm 6\%$  e  $\pm 20\%$  para a taxa de transferência de calor e perda de pressão, respectivamente;

- A plataforma de simulação do refrigerador foi capaz de prever o consumo de energia com erros máximos da ordem de  $\pm 4\%$ ;
- Análises de sensibilidade com o modelo do refrigerador mostraram que existem uma densidade de aletas e largura ótimas que minimizam o consumo de energia;
- O condensador microcanais com 20 passes, 200 mm de altura, 180mm de comprimento, 77mm de profundidade, 200 aletas por metro e com 46 canais de 1,2 mm de diâmetro, apresentou um consumo de energia 13% inferior ao consumo de energia obtido com o condensador arame-sobre-tubo, originalmente utilizado no refrigerador em estudo.

### **Sugestões para trabalhos futuros**

O presente trabalho apresentou uma contribuição para os estudos de condensadores microcanais, visando continuação do estudo, algumas sugestões são propostas para trabalhos futuros:

- Realizar experimentos com outros protótipos de condensadores microcanais com diversas dimensões de aletas, não apenas densidade, mas também espessura, altura e ângulo do *louver* para melhor validação das correlações;
- Testar condensadores com diferentes largura de serpentina e seção transversal do microcanal;
- Realizar um estudo do escoamento do fluido refrigerante dentro dos microcanais com câmera infravermelha, para poder analisar a distribuição do mesmo;



- Desenvolver um modelo para o condensador microcanal com tubos distribuidores na vertical.



## REFERÊNCIAS

- AGEFE: **Nova etiqueta energética da UE**. Disponível em: <<http://www.newenergylabel.com/index.php/pt/home/>>. Acesso em: 10 Fev. 2017.
- ARORA, R. **Refrigeration and Air Conditioning**. [S.l.]: PHI Learning, 2010.
- ASHRAE Standard 37: **Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment**. [S.l.], 1988.
- ASHRAE Standard 41.2: **Standard methods for laboratory airflow measurement**. [S.l.], 1987.
- ASHRAE Standard 51: **Laboratory methods of testing fans for aerodynamic performance rating**. [S.l.], 1999.
- BARBOSA, J. R.; MELO, C.; HERMES, C. J.; WALTRICH, P. J. A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin ‘no-frost’ evaporators. **Applied Energy**, v. 86, n. 9, p. 1484 – 1491, 2009.
- BHATTI, S. M.; SHAH, R. K. Turbulent and transition convective heat transfer in ducts. **Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**, 1987.
- CAREY, P. V. **Liquid-Vapor Phase Change Phenomena**. [S.l.]: Taylor & Francis, 1992.
- CARRIER. **Microchannel Technology**. [S.l.], 2006.
- CHANG, Y.; WANG, C. C. Air side performance of brazed aluminium heat exchangers. **Journal Enhanced Heat Transfer**, v. 3, p. 15–28, 1996.
- CHANG, Y.-J.; WANG, C.-C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, n. 3, p. 533–544, 1997.
- COLBURN, A. P. A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 7, n. 12, p. 1359 – 1384, 1964.
- DAVENPORT, C. J. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin. **AIChE Symposium Series**, v. 79, p. 19–27, 1983.
- DONG, J.; CHEN, J.; CHEN, Z.; ZHANG, W.; ZHOU, Y. Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 5, p. 1506–1515, 2007.

EN 60335-2-24: **Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-24: Particular requirements for refrigerating appliances, ice-cream appliances and ice makers.** [S.l.], 2010.

ENERGYSTAR. **Overview of 2015 Achievements.** [S.l.], 2015.

EPE. **Balanco Energético Nacional.** Rio de Janeiro, RJ, BR, 2013. 284 p.

EPE. **Nota técnica DEA 10/14: Consumo de Energia no Brasil - Análises Setoriais.** Rio de Janeiro, RJ, BR, 2014. 116 p.

GALVÃO, I. de A. **Avaliação experimental do desempenho de condensadores do tipo microcanal para aplicação em refrigeradores domésticos.** Trabalho de conclusão de curso. 2016.

GARIMELLA, S.; AGARWAL, A.; KILLION, J. D. Condensation Pressure Drop in Circular Microchannels. **Heat Transfer Engineering**, v. 26, p. 37–41, 2005.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channels flow. **International Chemical Engineer**, v. 16, p. 359–368, 1976.

GONÇALVES, J. M.; HERMES, C. J. L.; MELO, C.; KNABBEN, F. T. A simplified steady-state model for predicting the energy consumption of household refrigerators and freezers. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, 2008.

GOSNEY, W. **Principles of Refrigeration.** [S.l.]: Cambridge University Press, 1982.

GRAHAM, D.; KOPKE, H.; WILSON, M. J.; YASHAR, D. A.; CHATO, J. C.; NEWELL, T. A. An investigation of void fraction in the stratified/annular flow regions in smooth, horizontal tubes. **Air Conditioning and Refrigeration Center**, 1999.

HERMES, C. J.; MELO, C.; KNABBEN, F. T.; GONÇALVES, J. M. Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. **Applied Energy**, v. 86, n. 7–8, p. 1311 – 1319, 2009.

HERMES, C. J. L. **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos.** Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HUANG, L.; LEE, M. S.; SALEH, K.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. A computational fluid dynamics and effectiveness-ntu based co-simulation approach for flow mal-distribution analysis in microchannel heat exchanger

headers. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1, p. 447 – 457, 2014. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114000520>>.

IEC 60335-2-24: **Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-24: Particular requirements for refrigerating appliances, ice-cream appliances and ice makers**. [S.l.], 2012.

IIR. **Overview of Regulations Restricting HFC Use Focus on the EU F-Gas Regulation**. [S.l.], 2015a.

IIR. **The Role of Refrigeration in the Global Economy**. [S.l.], 2015b.

INCROPERA, F.; BERGMAN, T.; DEWITT, D.; LAVINE, A. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [S.l.]: Wiley, 2007.

INMETRO: **Etiqueta de eficiência energética**. Disponível em: <[http://www2.inmetro.gov.br/pbe/a\\_etiqueta.php](http://www2.inmetro.gov.br/pbe/a_etiqueta.php)>. Acesso em: 10 Fev. 2017.

ISO 15502: **Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods**. [S.l.], 2005.

JIANG, L.; HRNJAK, P. Refrigerant charge reduction in small commercial refrigeration systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, 2014.

KARATAS, H. **An Experimental Study of Air-Side Heat Transfer and Friction Factor Correlations on Domestic Refrigerator Finned-Tube Evaporator Coils**. 1996.

KAYS, W.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers**. [S.l.]: Krieger Publishing Company, 1984.

KIM, M.-H.; BULLARD, C. W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 3, p. 390 – 400, 2002.

KIM, S. M.; KIM, J.; MUDAWAR, I. Flow condensation in parallel micro-channels - Part 1: Experimental results and assessment of pressure drop correlations. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 4, p. 971–983, 2012.

KIM, S. M.; MUDAWAR, I. Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 56, n. 1-2, p. 238–250, 2013.

KNABBEN, F. T.; MELO, C.; VIEIRA, L. A.; HARTMANN, D. Fluid dynamic characterization of the cold air loop of household refrigerators. **15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering November**, n. 1999, 2014.

LEE, T.-H.; YUN, J.-Y.; LEE, J.-S.; PARK, J.-J.; LEE, K.-S. Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 44, n. 9, p. 1767 – 1776, 2001.

LI, W.; WANG, X. Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 15-16, p. 2955–2962, 2010.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. **Nature**, v. 249, p. 810–812, 1974.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat transfer**. [S.l.]: Cambridge University press, 2009.

PARK, C. Y.; HRNJAK, P. Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 5, p. 822–831, 2008.

POGGI, F.; MACCHI-TEJEDA, H.; LEDUCQ, D.; BONTEMPS, A. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 3, p. 353 – 370, 2008.

REFRIMAQ. **Uma breve história da refrigeração no mundo**. Disponível em: <<http://refrimaq.org/historia-da-refrigeracao/>>. Acesso em: 10. Fev. 2017.

ROUHANI, S.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 13, n. 2, p. 383 – 393, 1970.

RYU, K.; LEE, K.-S. Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 83, p. 604 – 612, 2015.

SHAH, M. M. A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli. **ASHRAE Transactions**, v. 83, n. 1, p. 205–215, 1977.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [S.l.]: John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003. v. 83.

SHAO, L.-I.; YANG, L.; ZHANG, C.-I.; GU, B. Numerical modeling of serpentine microchannel condensers. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1162–1172, 2009.

SIGWALT, R. A. **Análise teórico-experimental de condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada para refrigeradores domésticos**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

SILVA, D. L. da. **Análise teórico-experimental da expansão transcritical de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos**. Dissertação de Mestrado. 2008.

SOLIMAN, H. The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 12, n. 2, p. 277 – 288, 1986.

SUNDEN, B.; SVANTESSON, J. Correlation of j- and f- factors for multilouvered heat transfer surfaces. **Proceedings of the 3rd UK National Heat Transfer Conference**, p. 805–811, 1992.

TIMETOAST. **História do Refrigerador Doméstico**. Disponível em: <<https://www.timetoast.com/timelines/historia-do-refrigerador-domestico>>. Acesso em: 10 Fev. 2017.

YIN, X.-W.; WANG, W.; PATNAIK, V.; ZHOU, J.-S.; HUANG, X.-C. Evaluation of microchannel condenser characteristics by numerical simulation. **International Journal of Refrigeration**, v. 54, p. 126–141, 2015.

ZHANG, H.; LI, J.; LI, H. Numerical simulations of a micro-channel wall-tube condenser for domestic refrigerators. **Tsinghua Science and Technology**, v. 15, n. 4, p. 426–433, 2010a.

ZHANG, W.; HIBIKI, T.; MISHIMA, K. Correlations of two-phase frictional pressure drop and void fraction in mini-channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, n. 1-3, p. 453–465, 2010b.

ZHENG, W.; CHEN, Y.; HUA, N.; ZHONG, T.; GONG, Y. Comparative performance of an automotive air conditioning system using micro-channel condensers with and without liquid-vapor separation. **Energy Procedia**, v. 61, p. 1646–1649, 2014.

ZIVI, S. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. **Transactions ASME, Journal of Heat Transfer**, Series C, p. 86:247–252, 1964.

ZOU, Y.; HRNJAK, P. S. Effects of fluid properties on two-phase flow and refrigerant distribution in the vertical header of a reversible microchannel heat exchanger - Comparing R245fa, R134a, R410A, and R32. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 1, p. 966–976, 2014.



## Apêndice A – MODELO DO CONDENSADOR ARAME-SOBRE-TUBO

O modelo do condensador arame-sobre-tubo foi desenvolvido para validar a plataforma de simulação utilizando o refrigerador doméstico em estudo. Ao implementar o modelo na plataforma, tem-se como objetivo estimar a transferência de calor total e o estado do fluido refrigerante na saída do condensador. O modelo foi desenvolvido de forma similar ao modelo do condensador microcanal, contendo dois submodelos: (i) submodelo térmico; e (ii) submodelo hidrodinâmico. As modificações feitas nesse modelo em relação ao modelo do condensador microcanal serão apresentadas neste apêndice.

Para melhor estimar a transferência de calor total e o estado de saída do fluido refrigerante, o condensador foi discretizado em pequenos volumes de controle. Para simplificação da modelagem, utiliza-se uma malha unidimensional, em que o tubo do condensador foi considerado como um tubo reto.

### A.0.1 Sub-modelo térmico

O sub-modelo térmico foi desenvolvido para estimar a temperatura de saída do refrigerante no condensador. A temperatura é calculada a partir de um balanço de energia no condensador. Para isso, é necessário calcular a transferência de calor para cada volume de controle por meio do método da efetividade NUT.

No escoamento interno, o fluido refrigerante passa por três processos: (i) superaquecimento; (ii) saturado; e (iii) sub-resfriado. O coeficiente de transferência de calor é dado a partir de Nusselt (equação 4.12), para todas as fases. Quando o escoamento é monofásico laminar, o valor de Nusselt é constante igual a 3,66, enquanto que para o escoamento em transição ou turbulento, Nusselt é estimado por meio da correlação de Gnielinski (equação 4.13). Tal equação é função do fator de atrito de Fanning ( $f$ ), que será apresentado no submodelo hidrodinâmico.

No escoamento bifásico usou a correlação de Shah (1977) para estimar o coeficiente de transferência de calor em escoamento anular e a correlação Carey (1992) quando o escoamento é estratificado. O critério de seleção do tipo

de escoamento foi usado o de Nellis e Klein (2009), apresentado na equação A.1 junto com as correlações utilizadas.

$$\begin{cases} Fr_{mod} < 20, \\ \hbar_{anular} = 0,23 \cdot \frac{k_l}{D} \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{P_{sat}/P_{cr}^{0,38}} \\ Fr_{mod} > 20, \\ \hbar_{estratificado} = 0,728 \cdot \left(1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_l} \cdot 2/3\right)^{-3/4} \cdot \left(\frac{k_l^3 \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_{amb}) \cdot D}\right)^{1/4} \end{cases} \quad (A.1)$$

em que  $Fr_{mod}$  é o número de Froude modificado dado pela equação A.2, e  $h'_{lv}$  é a entalpia de vaporização.

$$\begin{cases} Fr_{mod} = \frac{0,025 \cdot Re_l^{1,59}}{Ga^{0,5}} \cdot \left(\frac{1+1,09 \cdot X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}}\right)^{1,5}, & Re_l \leq 1250 \\ Fr_{mod} = \frac{1,26 \cdot Re_l^{1,04}}{Ga^{0,5}} \cdot \left(\frac{1+1,09 \cdot X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}}\right)^{1,5}, & Re_l > 1250 \end{cases} \quad (A.2)$$

No escoamento externo, estimou a condutância térmica do condensador por meio da correlação descrita por Lee *et al.* (2001), expressa pela equação A.3, em que considera o escoamento do ar ao longo dos tubos do condensador, cruzando os arames.

$$\begin{aligned} k_{cond} = 0,063 \cdot Re_{tubo}^{0,37} \cdot C_t \cdot Re_{tubo}^{m_t} \cdot Pr^{0,37} \cdot \frac{k_{ar}}{D_{tubo}} \cdot A_{tubo} + \\ 1,3 \cdot C_c \cdot Re_{arame}^{m_c} \cdot Pr^{0,37} \cdot \frac{k_{ar}}{D_{arame}} \cdot A_{arame} \end{aligned} \quad (A.3)$$

em que  $Re_{tubo}$  e  $Re_{arame}$  são os números de Reynolds calculados com o diâmetro do tubo e o do arame, respectivamente.  $C_t$ ,  $C_c$ ,  $m_t$  e  $m_c$  são constantes da correlação. Os valores das constantes variam de acordo com o número de Reynolds, mostrado na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Valores das constantes da correlação de Lee *et al.* (2001)

|                              |              |             |
|------------------------------|--------------|-------------|
| $Re_{tubo} < 40$             | $C_t = 0,75$ | $m_t = 0,4$ |
| $40 < Re_{tubo} < 1000$      | $C_t = 0,52$ | $m_t = 0,5$ |
| $1000 < Re_{tubo} < 2.10^5$  | $C_t = 0,26$ | $m_t = 0,6$ |
| $Re_{tubo} > 2.10^5$         | $C_t = 0,23$ | $m_t = 0,4$ |
| $Re_{arame} < 40$            | $C_c = 0,75$ | $m_c = 0,4$ |
| $40 < Re_{arame} < 1000$     | $C_c = 0,52$ | $m_c = 0,5$ |
| $1000 < Re_{arame} < 2.10^5$ | $C_c = 0,26$ | $m_c = 0,6$ |
| $Re_{arame} > 2.10^5$        | $C_c = 0,23$ | $m_c = 0,4$ |

Uma vez calculado a condutância total do condensador, essa é dividida pela número de elementos (ndy) da discretização para calcular a condutância global de transferência calor para cada elementos separadamente, dado para equação A.4.

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{K_{cond}/ndy} + \frac{1}{\bar{h}_{int}.A_{int}}} \quad (A.4)$$

#### A.0.2 Sub-modelo hidrodinâmico

Para os cálculos de perda de pressão considerou-se apenas os efeitos de atrito, estimada pela equação 4.30 para o escoamento monofásico e pelas equações 4.35, 4.36 e 4.37 para o bifásico.

No escoamento monofásico laminar o fator de atrito de Fanning ( $f$ ) é dado pela equação 4.31, enquanto que para o escoamento em transição e turbulento, tal fator é calculado pelas correlações de Bhatti-Shah (1987), equações 4.33 e 4.34, respectivamente.

No escoamento bifásico, utiliza-se a correlação de Lockhart-Martinelli, em que os valores do parâmetro  $C$  da equação 4.16 são apresentados na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Valores das constantes da correlação de Lockhart-Martinelli

---

|                                     |          |
|-------------------------------------|----------|
| $Re_l < 2000$ e $Re_v < 2000$       | $C = 5$  |
| $Re_l \geq 2000$ e $Re_l < 2000$    | $C = 10$ |
| $Re_l < 2000$ e $Re_l \geq 2000$    | $C = 12$ |
| $Re_l \geq 2000$ e $Re_l \geq 2000$ | $C = 20$ |

---

## Apêndice B – ANÁLISE DE INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Esta seção apresenta uma análise da incerteza de medição dos experimentos realizados com o trocador de calor em túnel de vento. A análise foi baseada no método utilizado por Silva (2008), em que a incerteza de medição é composta por duas partes: (i) incerteza padrão do sistema de medição ( $u_s$ ); e (ii) incerteza associada aos dados coletados durante o ensaio ( $u_o$ ). As equações empregadas para o cálculo da incerteza combinada ( $u_c$ ) e da incerteza de expandida (U) são apresentadas a seguir:

$$u_c = \sqrt{u_s^2 + u_o^2} \quad (\text{B.1})$$

$$U = k \cdot u_c \quad (\text{B.2})$$

em que o  $k$  é o coeficiente de *Student*, assume-se esse parâmetro igual a 2 para 95% de confiabilidade.

Para medir a incerteza associada aos dados coletados durante o ensaio ( $u_o$ ), deve-se calcular a média dos valores medidos ( $\bar{q}$ ) e o desvio padrão (DP), expressos pelas equações B.3 e B.4, respectivamente.

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{k=1}^n q_k \quad (\text{B.3})$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n - 1}} \quad (\text{B.4})$$

em que  $n$  é o número de amostras.

Algumas variáveis são medidas diretamente pelo sistema como a temperatura, queda de pressão e vazão mássica da água, outras são medidas indiretamente, por exemplo, transferência de calor e vazão volumétrica do ar. A incerteza expandida das grandezas indiretamente medidas é calculada a partir

de incertezas padrão de variáveis com medição direta, mostrada na equação B.5.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \longrightarrow U = k \cdot \sqrt{u_{c1}^2 + u_{c2}^2 + \dots + u_{cn}^2} \quad (\text{B.5})$$

A seguir são apresentadas as incertezas expandidas para as variáveis medidas diretamente e indiretamente.

### B.0.1 Estimativa das incertezas de medição das variáveis medidas

As variáveis medidas foram a temperatura do ar ( $T_{ar}$ ), pressão diferencial dos bocais ( $\Delta P_b$ ), pressão diferencial no trocador ( $\Delta P$ ) e vazão mássica da água ( $\dot{m}_{agua}$ ).

#### B.0.1.1 Sistema de medição de temperaturas

A incerteza da temperatura associada ao sistema de medição é composta pela incerteza de medição dos termopares e dos termo-resistores, que servem de referência para os termopares. Os valores adotados para o cálculo da incerteza de medição do sistema são mostrados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Valores adotados para incerteza de medição do sistema de temperaturas

| Fonte de erro                 | Valor      | $u_{si}$ ( $^{\circ}\text{C}$ ) |
|-------------------------------|------------|---------------------------------|
| Termopar                      | $\pm 0,2$  | 0,1                             |
| Termo resistor                | $\pm 0,15$ | 0,0866                          |
| Incerteza combinada ( $u_s$ ) | -          | 0,13                            |

Tais valores combinado com a incerteza de medição associado aos dados coletados, levando em consideração um nível de confiabilidade de 95% e o mensurando como invariável. A título de ilustração, o cálculo da incerteza de medição relacionadas aos termopares para um dos pontos experimentais são apresentados a seguir:

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} = \frac{0,05}{\sqrt{600}} = 0,002^{\circ}\text{C} \quad (\text{B.6})$$

$$u_s = 0,13 \quad (\text{B.7})$$

$$u_c = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 0,13 \quad (\text{B.8})$$

$$U = k \cdot u_c = \pm 0,26 \quad (\text{B.9})$$

$$T_{ar} = (21,51 \pm 0,26)^\circ\text{C} \quad (\text{B.10})$$

### B.0.1.2 Sistema de medição de queda de pressão no bocal

A queda de pressão nos bocais é medida por transdutores diferenciais cuja incerteza de medição combinada (linearidade, histerese e repetibilidade) dada pelo fabricante é igual a 0,25% em relação ao fundo de escala, considerando  $k_{95\%} = 2$  e assumindo o mensurando como invariável. O cálculo de incerteza de medição para um dos pontos experimentais, medido com o transdutor de pressão diferencial da Dwyer 607-7, com fundo de medição igual a 1245,4 Pa, é apresentado a seguir:

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} = \frac{0,0034}{\sqrt{600}} = 0,000139\text{Pa} \quad (\text{B.11})$$

$$u_s = \frac{1245,4 \cdot 0,0025}{\sqrt{3}} = 1,7975 \quad (\text{B.12})$$

$$u_c = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 1,7975 \quad (\text{B.13})$$

$$U = k \cdot u_c = \pm 3,5950 \quad (\text{B.14})$$

$$\Delta P_b = (31,35 \pm 3,5950)\text{Pa} \quad (\text{B.15})$$

### B.0.1.3 Sistema de medição de queda de pressão no condensador

A queda de pressão no trocador de calor é medida por transdutores diferenciais, modelo 607-4, da marca Dwyer, cuja incerteza de medição combinada (linearidade, histerese e repetibilidade) dada pelo fabricante é igual a 0,25% em relação ao fundo de escala, considerando  $k_{95\%} = 2$  e assumindo o mensurando como invariável. O cálculo de incerteza de medição para um dos pontos experimentais, medido com o transdutor, com fundo de medição igual a 250 Pa, é apresentado a seguir:

$$u_o = \frac{DP}{\sqrt{n}} = \frac{0,02}{\sqrt{600}} = 0,0008165 Pa \quad (\text{B.16})$$

$$u_s = \frac{250 \cdot 0,0025}{\sqrt{3}} = 0,3608 \quad (\text{B.17})$$

$$u_c = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 0,3608 \quad (\text{B.18})$$

$$U = k \cdot u_c = \pm 0,7217 \quad (\text{B.19})$$

$$\Delta P = (22,4 \pm 0,7217) Pa \quad (\text{B.20})$$

### B.0.1.4 Sistema de medição de vazão mássica de água

O transdutor de vazão mássica tipo Coriolis marca SIEMENS, apresenta uma incerteza menor do que 0,1% em relação ao fundo de escala (30 kg/h), de acordo com o fabricante. Considerando  $k_{95\%} = 2$  e o mensurando como variável, um exemplo da sequência de cálculos é mostrada a seguir:

$$u_o = DP = 0,03 = 0,03 kg/h \quad (\text{B.21})$$

$$u_s = \frac{30 \cdot 0,001}{2} = 0,015 \quad (\text{B.22})$$

$$u_c = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 0,03354 \quad (\text{B.23})$$



$$U = k.u_c = \pm 0,06708 \quad (\text{B.24})$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = (70,61 \pm 0,06708) \text{ kg/h} \quad (\text{B.25})$$

## B.0.2 Estimativa das incertezas de medição das variáveis calculadas

A densidade do ar ( $\rho_{ar}$ ), o calor específico ( $c_{p,ar}$ ), a vazão volumétrica do ar ( $\dot{V}_{ar}$ ), as transferências de calor do lado do ar e do lado do refrigerante ( $\dot{Q}_{ar}$  e  $\dot{Q}_{\text{agua}}$ ) foram calculadas por meio de equações matemáticas em função das variáveis medidas.

### B.0.2.1 Incerteza combinada da densidade do ar

A densidade do ar calculada em função da temperatura, em que sua incerteza combinada é expressa pela equação B.26.

$$u_{\rho_{ar}}^2 = \left[ \frac{\partial \rho_{ar}}{\partial T_{ar}} u(T_{ar}) \right]^2 \quad (\text{B.26})$$

Fazendo a integral parcial da densidade em função da temperatura do ar, e substituindo os valores da incerteza combinada de temperatura calculada na seção B.0.1.1, para  $T_{ar}$  igual a 21°C, tem-se os valores obtidos na tabela B.2.

Tabela B.2 – Incerteza combinada do densidade do ar

| $\rho_{ar} = f(T_{ar})$ | $u_{\rho_{ar}} \text{ [kg/m}^3\text{]}$ | $U_{\rho_{ar}} \text{ [kg/m}^3\text{]}$ |
|-------------------------|---|---|
| 1,2                     | $\pm 0,00053$                           | $\pm 0,001$                             |

### B.0.2.2 Incerteza combinada do calor específico do ar

O calor específico à pressão constante foi descrito em função da temperatura. Dessa forma, a incerteza combinada é dada a partir da equação B.27.

$$u_{c_{p,ar}}^2 = \left[ \frac{\partial c_{p,ar}}{\partial T_{ar}} u(T_{ar}) \right]^2 \quad (\text{B.27})$$

Substituindo a incerteza combinada da temperatura calculada na seção B.0.1.1 e empregando uma temperatura de 21°C, tem-se os valores obtidos na tabela B.3.

Tabela B.3 – Incerteza combinada do densidade do ar

| $c_{p,ar} = f(T_{ar})$ | $u_{c_{p,ar}}$ [J/kg.K] | $U_{c_{p,ar}}$ [J/kg.K] |
|------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1004,72                | ±0,01                   | ±0,02                   |

### B.0.2.3 Incerteza combinada da vazão volumétrica do ar

A vazão volumétrica do ar é medida indiretamente pelo sistema, sendo calculada em função das seguintes variáveis: (i) temperatura do ar; (ii) densidade do ar; (iii) diâmetro dos bocais; e (iv) queda de pressão nos bocais. De acordo com a norma ASHRAE 51-1999, a vazão volumétrica de ar pode ser calculada por meio das equações a seguir:

$$\dot{V}_{ar} = 1,414 \cdot C \cdot A_{sb} \cdot Y \cdot \sqrt{\Delta P_b / \rho_{ar}} \quad (B.28)$$

$$Y = 1 - 0,00191 \cdot \frac{\Delta P_b}{\rho_{ar} \cdot T_{ar}} \quad (B.29)$$

$$C = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re}} + \frac{134,6}{Re} \quad (B.30)$$

$$Re = 70900 \cdot D_{sb} \cdot \sqrt{\rho_{ar} \cdot \Delta P_b} \quad (B.31)$$

em que  $A_{sb}$  é a área da seção transversal da saída do bocal,  $\Delta P_b$  a queda de pressão no bocal,  $\rho_{ar}$  a densidade do ar e  $D_{sb}$  o diâmetro na saída do bocal.

Dessa forma, a incerteza combinada é função da derivada parcial de todas as variáveis citadas, como apresentado na equação a seguir:

$$u_{\dot{V}_{ar}}^2 = \left[ \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial T_{ar}} u(T_{ar}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial \Delta P_b} u(\Delta P_b) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial D_{sb}} u(D_{sb}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{V}_{ar}}{\partial \rho_{ar}} u(\rho_{ar}) \right]^2 \quad (\text{B.32})$$

Fazendo as derivadas parciais e empregando as incertezas de medição das variáveis de temperatura (seção B.0.1.1), queda de pressão dos bocais (seção B.0.1.2) e densidade do ar (seção B.0.2.1) calculadas e associando uma incerteza de medição do diâmetro do bocal igual  $\pm 0,05$ , obteve-se os resultados apresentados na tabela B.4, para um  $\Delta P_b$  igual a 31,35 Pa e uma temperatura igual a 21°C.

Tabela B.4 – Incerteza combinada do densidade do ar

|  |  |                |
|--|--|----------------|
| $\dot{V}_{ar} = f(T, \Delta P, D, \rho)$ | $u_{\dot{V}_{ar}} [\text{m}^3/\text{s}]$ | $U_{c_{p,ar}}$ |
| 0,01418                                  | $\pm 0,0008268$                          | $\pm 0,001653$ |

### B.0.3 Incerteza combinada da transferência de calor

Assim como a vazão volumétrica de ar, as transferências de calor do ar e da água são medidos indiretamente pelo sistema, a partir das equações B.33 e B.34, respectivamente.

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p,ar} \cdot (T_{ar,sai} - T_{ar,ent}) \quad (\text{B.33})$$

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{agua,ent} - T_{agua,sai}) \quad (\text{B.34})$$

Dessa forma, as incertezas combinadas das duas variáveis são apresentadas pelas equações B.35 e B.36.

$$\begin{aligned}
 u_{\dot{Q}_{ar}}^2 = & \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial \dot{V}_{ar}} u(\dot{V}_{ar}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial \rho_{ar}} u(\rho_{ar}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial c_{p,ar}} u(c_{p,ar}) \right]^2 \\
 & + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial T_{ar,sai}} u(T_{ar,sai}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial T_{ar,ent}} u(T_{ar,ent}) \right]^2
 \end{aligned} \tag{B.35}$$

$$\begin{aligned}
 u_{\dot{Q}_{agua}}^2 = & \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{agua}}{\partial \dot{m}_{argua}} u(\dot{m}_{argua}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{agua}}{\partial c_{p,agua}} u(c_{p,agua}) \right]^2 \\
 & + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{agua}}{\partial T_{agua,sai}} u(T_{agua,sai}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial \dot{Q}_{ar}}{\partial T_{agua,ent}} u(T_{agua,ent}) \right]^2
 \end{aligned} \tag{B.36}$$

Calculando analiticamente as derivadas parciais, obteve-se os resultados apresentados nas tabelas B.5 e B.6.

Tabela B.5 – Incerteza combinada da transferência de calor do ar

|   |                    |                    |
|---|--------------------|--------------------|
| $\dot{Q}_{ar} = f(\dot{V}, \rho, c_p, T)$ | $u_{\dot{Q}_{ar}}$ | $U_{\dot{Q}_{ar}}$ |
| 232,43                                    | ±29,85             | ±59,70             |

Tabela B.6 – Incerteza combinada da transferência de calor da água

|                                       |                      |                      |
|---------------------------------------|----------------------|----------------------|
| $\dot{Q}_{agua} = f(\dot{m}, c_p, T)$ | $u_{\dot{Q}_{agua}}$ | $U_{\dot{Q}_{agua}}$ |
| 247,34                                | ±31,36               | ±62,73               |