



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA A
DETERMINAÇÃO DO INVENTÁRIO EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO CARREGADOS COM OS FLUIDOS R-134a e
HFO-1234yf

GLEBERSON MARQUES HUMIA

Belo Horizonte, 3 de agosto de 2017

GLEBERSON MARQUES HUMIA

**ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA A
DETERMINAÇÃO DO INVENTÁRIO EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO CARREGADOS COM OS FLUIDOS R-134a e
HFO-1234yf**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: **Energia e Sustentabilidade**

Orientador: *Prof. Dr. Luiz Machado*

Co-orientador: *Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury*

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG

2017



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA A
DETERMINAÇÃO DO INVENTÁRIO EM SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO CARREGADOS COM OS FLUIDOS R-134A E
HFO-1234YF"**

GLEBERSON MARQUES HUMIA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 03 de agosto de 2017.

Por:

Prof. Luiz Machado

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Rudolf Huebner

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Raphael Nunes de Oliveira

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Prof. Gherhardt Ribatski

Universidade de São Paulo

AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente a Deus que proporcionou em minha vida esta grande oportunidade. Um momento singular de ampliar as fronteiras do conhecimento e compartilhar a ciência como instrumento de mudança por um mundo melhor.

Agradeço a minha amada esposa Elizângela, sempre solícita e fiel companheira, me incentivando mesmo quando isto representava intenso sacrifício e renúncia. Aos meus amados filhos Anna Clara e Guilherme, que, muitas vezes, abrindo mão da presença do pai, souberam compreender e me deram força através de seus verdadeiros sorrisos e abraços acolhedores.

Aos meus pais e avós (in memoriam), que me deram vida, me acolheram, me criaram, me proveram de sabedoria e caráter, me fizeram filho, irmão, homem, marido e pai.

Este trabalho também não seria possível sem a ajuda e orientação dos dois grandes mestres que tive a felicidade e o prazer de conviver nesta caminhada: Prof. Dr. Luiz Machado e Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury. Obrigado por todo o apoio, paciência e dedicação com que me guiaram nesta jornada.

Agradeço ao meu fiel e paciente colega de pesquisa Leandro C. O. Pereira, por todo o auxílio durante os testes realizados neste trabalho. Também aos colegas Rafael F. S. Almeida, Rafael Taborda e Juan J. G. Pabon, pelo apoio e desprendimento em ajudar dentro do mais nobre espírito colaborativo.

A todos os colegas do Centro de Tecnologia e Mobilidade (CTM) da Escola de Engenharia da UFMG, representados na figura do professor Dr. Ramon Molina, ao Departamento de Engenharia Eletrônica da Escola de Engenharia da UFMG, representados na figura dos professores Dr. Lenin Martins Ferreira Morais e Dr. Porfírio Cabaleiro Cortizo, e também ao professor Dr. Antônio Augusto Torres Maia, pelo suporte técnico e colaboração na realização dos experimentos.

Aos Engenheiros Felipe Coura e Geraldino S. Gomes, meus chefes, pelo apoio e compreensão.

Aos professores Dr. Gherhardt Ribatski, Dr. Raphael Nunes de Oliveira e Dr. Rudolf Hubner, por terem aceitado fazer parte da banca examinadora de defesa deste mestrado.

A todos, meus sinceros e calorosos agradecimentos.

“Tudo flui”, dizia Heráclito. Tudo está em movimento, e nada é para sempre. Por isso não podemos “banhar-nos duas vezes no mesmo rio”. Pois, quando mergulho no rio pela segunda vez, já não sou o mesmo, assim como o rio.

(Jostein Gaarder in O Mundo de Sofia)

RESUMO

O presente trabalho é um estudo teórico/experimental sobre o inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R-134a e HFO-1234yf. Embora o R-134a seja um hidrofluorcarboneto (HFC) livre de cloro, ou seja, com potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a zero, o seu potencial de aquecimento global (GWP) é de 1430, valor considerado alto. Já o fluido HFO-1234yf pertence a uma nova família de refrigerantes, os hidrofluorolefinas (HFO), com propriedades termodinâmicas próximas às do R-134a. Da mesma forma, ele apresenta um ODP igual a zero, porém, com um GWP reduzido, igual a 4, sendo considerado um substituto do R-134a para novas aplicações e com potencial para substituí-lo nos climatizadores automotivos dos carros atuais. Neste trabalho, a revisão bibliográfica abordou diversos temas referentes aos escoamentos monofásico e bifásico no interior de tubulações, como padrões de escoamento, fração de vazio e correlações empregadas na sua determinação, cálculo do coeficiente de transferência de calor e métodos para estimativa da perda de pressão. Resultados experimentais foram obtidos utilizando os fluidos R-134a e HFO-1234yf, com velocidades mássicas de 300kg/s-m^2 e 400kg/s-m^2 , temperaturas de ebulição de 25°C e 30°C e uma ampla faixa de títulos na seção de testes do banco experimental. Estes resultados foram analisados e comparados com um modelo de simulação utilizando oito diferentes correlações para determinação da fração de vazio. Os melhores resultados para previsão da massa foram obtidos pelas correlações de Hughmark (1962) e Zivi (1964), usando as correlações de Gnielinski (1976) e Shah (2013) para a determinação dos coeficientes de transferência de calor das regiões monofásica e bifásica do condensador, respectivamente. Nessa situação, o modelo alcançou um índice de acerto de aproximadamente 78% na previsão da massa total de fluido.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas de refrigeração; Inventário; Fração de vazio; R-134a; HFO-1234yf; Modelo de simulação.

ABSTRACT

The present work is a theoretical/experimental study on the inventory in refrigeration systems loaded with the fluids R-134a and HFO-1234yf. The first is a chlorine-free hydrofluorocarbon (HFC) with ozone depletion potential (ODP) equal to zero, but with a global warming potential (GWP) of 1430, which is considered a high value. The HFO-1234yf belongs to a new family of refrigerants, the hydrofluorolefins (HFO), with thermodynamic properties are similar to the R-134a. In the same way, it presents an ODP equal to zero, but a very low GWP equal to 4, considered a substitute of the R-134a for new applications and with the potential to replace it in the automotive air conditioners of the current cars. In this work, the bibliographical review addressed several issues involving one-phase and two-phase flow within pipes, such as flow patterns, void fraction and correlations used in its determination, calculation of heat transfer coefficient and methods for estimating pressure loss. Experimental results were obtained using the fluids R-134a and HFO-1234yf, with mass velocity of 300 kg/s-m² and 400 kg/s-m², boiling temperatures of 25°C and 30°C and a large range of quality at the test section of the experimental apparatus. These results were analyzed and compared with the results obtained by a simulation model using eight different correlations for determination of the void fraction. The best results for mass prediction were obtained by the correlations of Hughmark (1962) and Zivi (1964), using the Gnielinski (1976) and Shah (2013) correlations for the determination of the heat transfer coefficients at the one-phase and two-phase regions of the condenser respectively. In this situation, the model has presented of approximately 78% accuracy for mass prediction.

KEY WORDS: Refrigeration Systems; Inventory; Void Fraction; R-134a; HFO-1234yf; Simulation model.

NOMENCLATURA

Letras Latinas

<i>a</i>	Parâmetro da correlação de Premoli	
<i>A</i>	Área da seção transversal	[m ²]
<i>b</i>	Parâmetro da correlação de Premoli	
<i>C</i>	Regime de escoamento do modelo de fases separadas	
<i>C_p</i>	Calor específico à pressão constante	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
<i>C_o</i>	Parâmetro da correlação de Rouhani	
<i>C_v</i>	Calor específico à volume constante	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
<i>d</i>	Diâmetro	[m]
<i>E</i>	Erro	
<i>f</i>	Fator de atrito	
<i>F</i>	Frequência	[Hz]
<i>Fr</i>	Número de Froude	
<i>g</i>	Aceleração da gravidade	[m s ⁻²]
<i>G</i>	Velocidade mássica	[kg s ⁻¹ m ⁻²]
<i>h</i>	Entalpia	[kJ kg ⁻¹]
<i>h_c</i>	Coefficiente de transferência de calor	[W m ⁻² K ⁻¹]
<i>J_a</i>	Número de Jacob	
<i>J_g</i>	Velocidade de vapor	
<i>K</i>	Condutividade térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
<i>K_H</i>	Fator da correlação de Hughmark	
<i>l</i>	Comprimento	[m]
<i>m</i>	Massa	[kg]

MI	Média das indicações	
\dot{m}	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
n	Rotação	[rpm]
Nu	Número de Nusselt	
p_n	Parâmetro da equação da curva de saturação $P \times h$	
P	Pressão	[Pa, bar]
Pr	Número de Prandtl	
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ s ⁻¹]
\dot{q}	Fluxo de calor	[W m ⁻²]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
r	Raio	[m]
R	Resistência elétrica	[Ω]
R_c	Resistência térmica condutiva	[W ⁻¹ m K]
R_{cf}	Resistência térmica convectiva do fluido externo	[W ⁻¹ m K]
R_{cq}	Resistência térmica convectiva do fluido interno	[W ⁻¹ m K]
Re	Número de Reynolds	
R_{if}	Fator de incrustação externo	[W ⁻¹ m K]
R_{iq}	Fator de incrustação interno	[W ⁻¹ m K]
RM	Resultado da medição	
RT	Resistência térmica total	[W ⁻¹ m K]
T	Temperatura	[°C, K]
T_{dc}	Tendência	
$u(x)$	Incerteza padrão de medição da grandeza x	
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W m ⁻² K ⁻¹]
v	Volume específico do fluido	[m ³ kg ⁻¹]
y	Parâmetro da correlação de Premoli	

V_{cc}	Tensão	[v]
V	Volume	[m ³]
VVC	Valor verdadeiro convencional	
x	Título	
We	Número de Weber	
z	Comprimento	[m]
Z	Parâmetro da correlação de Shah	
Z_H	Fator da correlação de Hughmark	

Letras Gregas

α	Fração de vazio	
γ	Coeficiente de deslizamento	
Δh	Variação de entalpia	[kJ kg ⁻¹]
ΔP	Variação de Pressão	[kPa]
ΔT	Variação de Temperatura	[°C]
ΔT_m	Diferença da Temperatura média logarítmica	[°C]
Δz	Variação do comprimento	[m]
η	Rendimento	
μ	Viscosidade dinâmica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ρ	Massa específica	[kg m ⁻³]
σ	Tensão superficial	[N m ⁻¹]
ϕ	Multiplificador bifásico referente ao líquido escoando	
χ	Parâmetro de Martinelli	

Subscritos

a	Água
atm	Atmosférica

<i>c</i>	Relativo ao fluido frio
<i>cond</i>	Condensador
<i>crit</i>	Relativo ao ponto crítico da substância
<i>e</i>	Externo
<i>eb</i>	Ebulição
<i>evap</i>	Relativo a evaporação
<i>f</i>	Relativo ao fluido frio
<i>h</i>	Relativo ao fluido quente
<i>hom</i>	Homogêneo
<i>H</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Interno
<i>l</i>	Relativo à fase líquida
<i>lv</i>	Relativo à mistura líquido / vapor
<i>máx</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>n</i>	Enésima parte
<i>q</i>	Relativo ao fluido quente
<i>pré</i>	Pré-aquecedor
<i>res</i>	Relativo a resistência elétrica
<i>sat</i>	Saturação
<i>sup</i>	Superfície
<i>T</i>	Total
<i>v</i>	Relativo à fase vapor

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Bancada de testes do Laboratório de Refrigeração.	6
Figura 2.1 – Padrões de escoamento horizontal.....	9
Figura 2.2 – Escoamento bifásico esquemático.....	10
Figura 2.3 – Trocadores de calor de tubos concêntricos:.....	16
Figura 2.4 – Trocadores de calor em escoamentos cruzados:.....	16
Figura 2.5 – Trocador de calor casco e tubos	16
Figura 2.6 – Núcleos de trocadores de calor compactos.....	17
Figura 2.7 – Coeficiente de transferência de calor – Analogia das resistências	19
Figura 2.8 – Balanço de energia	20
Figura 2.9 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor contracorrente.	21
Figura 2.10 – Regimes de transferência de calor de acordo com a correlação de Shah (2013).	23
Figura 2.11 – Breve histórico dos fluidos refrigerantes.....	31
Figura 2.12 – Fluidos refrigerantes alternativos.	31
Figura 2.13 – R-134a versus R-1234yf – Pressão de vapor versus temperatura.	33
Figura 3.1 – Diagrama esquemático do banco de ensaios	35
Figura 3.2 – Bancada de testes.....	36
Figura 3.3 – Bomba de Engrenagens acoplada ao motor de passos	37
Figura 3.4 – Conversor de frequência.....	38
Figura 3.5 – Montagem do Pré-aquecedor.....	39
Figura 3.6 – Pré-aquecedor montado e instalado.....	39
Figura 3.7 – Rendimento do pré-aquecedor.....	40
Figura 3.8 – Seção de Teste	41
Figura 3.9 – Visor do fluido.....	41
Figura 3.10 – Condensador do circuito principal.....	42
Figura 3.11 – Acumulador.	44
Figura 3.12 – Circuito de Refrigeração.....	45
Figura 3.13 – Medidor de Vazão	47
Figura 3.14 – Transmissor de pressão manométrica.....	48
Figura 3.15 – Termopar: saída do condensador.....	49
Figura 3.16 – Placas de aquisição de dados.....	49
Figura 3.17 – Interface de dados: Programação LabView.....	50

Figura 3.18 – Balança digital de precisão MARTE AC10K	50
Figura 4.1 – Diagrama de blocos do modelo de simulação	53
Figura 4.2 – Esquema simplificado do banco de testes.	54
Figura 4.3 – Diagrama P x h – Ciclo termodinâmico do banco de testes	55
Figura 4.4 – Diagrama P x h – Pré-aquecedor	57
Figura 4.5 – Perfil das temperaturas no condensador	59
Figura 4.6 – Comportamento do ponto de operação em resposta às variações de parâmetros dos testes experimentais	65
Figura 5.1 – Inventário: Representação dos resultados experimentais para o R-134a.	69
Figura 5.2 – Inventário: Representação dos resultados experimentais para o R-1234yf.....	70
Figura 5.3 – Potência em função do título na saída do pré-aquecedor – R-134a.	72
Figura 5.4 – Potência em função do título na saída do pré-aquecedor – R-1234yf.....	73
Figura 5.5 – Pressões de operação em função do título – R-134a.	74
Figura 5.6 – Pressões de operação em função do título – R-1234yf.....	75
Figura 5.7 – Comparação dos resultados experimentais entre o R-1234yf e o R-134a.....	76
Figura 6.1 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 20^{\circ}\text{C}$	78
Figura 6.2 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$	79
Figura 6.3 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 30^{\circ}\text{C}$	80
Figura 6.4 – HFO-1234yf: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$	81
Figura 6.5 – R-134a: Modelo de transferência de calor: resultados para $T = 20^{\circ}\text{C}$	83
Figura 6.6 – R-134a: Modelo transferência de calor: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$	84
Figura 6.7 – R-134a: Modelo transferência de calor: resultados para $T = 30^{\circ}\text{C}$	85
Figura 6.8 – HFO-1234yf: Modelo de transferência de calor: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$	86
Figura B.1 – Calibração do Medidor de Vazão	119
Figura B.2 – Calibração do Medidor de Vazão: margem de erro.....	120
Figura B.3 – Medidor de Vazão: Especificação técnica.	120
Figura C.1 – Bomba hidráulica para calibração de manômetros	121
Figura C.2 – Calibração dos transmissores de pressão	121
Figura C.3 – Calibração dos manômetros de Bourdon	122
Figura C.4 – Transmissor de pressão manométrica: Especificação técnica.	122
Figura D.1 – Calibração dos termopares.....	123
Figura E.1 – Calibração da balança: Média das indicações obtidas com $n=3$	124
Figura E.2 – Calibração da balança: curva de tendência	125
Figura F.1 – Calibração da potência fornecida à resistência do pré-aquecedor.....	126

Figura F.2 – Potência elétrica real x Potência ajustada no pré-aquecedor.....	127
Figura F.3 – Procedimento de calibração da potência elétrica.	127
Figura F.4 – Valor da resistência em função da potência elétrica	128
Figura F.5 – Calibração: diferencial de temperatura - termopar entrada/saída do pré-aquecedor.....	129
Figura F.6 – Rendimento do pré-aquecedor	130
Figura F.7– Tempo de estabilização	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Fatores de Hughmark – $KH \times ZH$	13
Tabela 2.2 – Comprimentos equivalentes de acessórios de tubulação	26
Tabela 2.3 – Modelo de fases separadas – variável C	27
Tabela 2.4 – Comparação das propriedades do R-134a e R-1234yf.....	33
Tabela 3.1 – Medição do volume interno do pré-aquecedor.	40
Tabela 3.2 – Medição do volume interno do condensador.	43
Tabela 3.3 – Características dimensionais da bancada de testes.	46
Tabela 4.1 – Quadro resumo: Grandezas físicas versus incertezas	66
Tabela 5.1 – Massa específica dos fluidos R134-a e R-1234yf.....	76
Tabela 6.1 – Erros médios das massas previstas pelo modelo para diferentes valores de T_{eb} e G	87
Tabela 6.2 – Modelo de Transf. de Calor - Melhores resultados por correlação.....	99
Tabela 6.3 – Modelo de Transf. de Calor - Melhores resultados efetivos por correlação.	99
Tabela A.1 – Resultados experimentais: R-134a.....	110
Tabela A.2 – Resultados experimentais: R-1234yf	112
Tabela A.3 – Resultados do Modelo de Simulação Linear: R-134a.....	113
Tabela A.4 – Resultados do Modelo de Simulação Linear: HFO-1234yf.....	115
Tabela A.5 – Resultados do Modelo de Transferência de Calor: R134a.....	116
Tabela A.6 – Resultados do Modelo de Transferência de Calor: R-1234yf.....	118
Tabela E.1 – Valores da tendência apresentada pela balança.....	125

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	ii
RESUMO.....	iv
ABSTRACT.....	v
NOMENCLATURA.....	vi
LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiii
SUMÁRIO	1
1. INTRODUÇÃO.....	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
2.1 Introdução.....	8
2.2 Escoamento bifásico.....	8
2.3 Fração de vazão.....	9
2.3.1 Modelo Homogêneo.....	10
2.3.2 Correlação de Zivi.....	11
2.3.3 Correlação de Domansky & Didion (Parâmetro de Martinelli).....	11
2.3.4 Correlação de Premoli.....	12
2.3.5 Correlação de Hughmark	13
2.3.6 Correlação de Rouhani modificada por Steiner	13
2.3.7 Correlação de Yu Xu & Xiande Fang.....	14
2.3.8 Modelo de Kanizawa e Ribatski	14
2.4 Coeficiente de transferência de calor em trocadores de calor.....	15
2.4.1 Classificações dos trocadores de calor.....	15
2.4.2 Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico	18
2.4.3 Equacionamento de trocadores de calor: escoamento paralelo.....	19
2.4.4 Balanço de energia.....	20
2.4.5 Método da DTML para análise dos trocadores de calor	21
2.5 Coeficiente de transferência de calor para o processo de condensação	22
2.6 Perda de pressão em escoamento monofásico.....	24
2.6.1 Trechos retos	25
2.6.2 Curvas	25
2.7 Perda de pressão em escoamento bifásico.....	26

2.7.1	Trechos retos	26
2.7.2	Curvas	28
2.8	Breve histórico dos fluidos refrigerantes	29
2.8.1	R-134a.....	32
2.8.2	HFO-1234yf.....	32
2.9	Conclusão.....	34
3.	DISPOSITIVO EXPERIMENTAL.....	35
3.1	Introdução.....	35
3.2	Bancada de testes	35
3.3	Circuito principal.....	36
3.4	Micro bomba	37
3.5	Pré-aquecedor.....	38
3.6	Seção de testes.....	41
3.7	Condensador.....	42
3.8	Acumulador.....	43
3.9	Circuito de refrigeração.....	44
3.10	Resumo das características dimensionais da bancada de testes	45
3.11	Instrumentação	47
3.11.1	Vazão	47
3.11.2	Pressão	48
3.11.3	Temperatura	48
3.11.4	Sistema de aquisição de dados	49
3.11.5	Balança digital	50
3.12	Conclusão	51
4.	METODOLOGIA.....	52
4.1	Introdução.....	52
4.2	Modelo Matemático	52
4.2.1	Parâmetros de entrada e saída do modelo.....	52
4.2.2	Ciclo termodinâmico.....	54
4.2.3	Parametrização de dados.....	55
4.2.4	Cálculo da massa nas regiões monofásicas.....	56
4.2.5	Cálculo da massa na micro bomba.....	56
4.2.6	Cálculo da massa no pré-aquecedor: região monofásica	56
4.2.7	Cálculo da massa no pré-aquecedor: região bifásica	57

4.2.8	Cálculo da massa na seção de testes	58
4.2.9	Cálculo da massa no condensador: região monofásica.....	59
4.2.10	Cálculo da massa no condensador: região bifásica.....	60
4.3	Fixação dos pontos de operação no banco de testes.....	62
4.4	Dinâmica do comportamento das principais variáveis de entrada e saída	63
4.4.1	Vazão de fluido refrigerante	64
4.4.2	Potência no pré-aquecedor	64
4.4.3	Temperatura de condensação e ebulição.....	64
4.4.4	Massa	64
4.5	Incertezas de Medição	66
4.5.1	Grandezas envolvidas e suas incertezas.....	66
4.6	Conclusão	67
5.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	68
5.1	Introdução.....	68
5.2	Apresentação dos Resultados	68
5.3	Análise dos resultados experimentais: inventário	69
5.4	Análise dos resultados experimentais: potência no pré-aquecedor.....	72
5.5	Análise dos resultados experimentais: pressões de operação.....	73
5.6	Análise comparativa dos inventários.....	75
5.7	Conclusão	76
6.	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO DE SIMULAÇÃO.....	77
6.1	Introdução.....	77
6.2	Apresentação dos resultados: Modelo Linear	77
6.3	Apresentação dos Resultados: Modelo de Transferência de Calor	82
6.4	Análise geral dos resultados do modelo de simulação	87
6.5	Comparação entre o Modelo Linear e o Modelo de Transferência de Calor	88
6.6	Comparação entre as correlações de fração de vazão	90
6.7	Análise das incertezas do modelo versus a incerteza de medição.....	94
6.8	Conclusão	100
7.	CONCLUSÕES	101
7.1	Conclusões	101
7.2	Aplicação do modelo para o retrofit do R-134a em climatizadores veiculares	103
7.3	Recomendações para trabalhos futuros	104
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105

APÊNDICE A.....	110
Resultados experimentais para o fluido R-134a.....	110
Resultados experimentais para o fluido R-1234yf.....	112
Resultados do Modelo de Simulação Linear.....	113
Resultados do Modelo de Transferência de Calor.....	116
APÊNDICE B.....	119
Procedimento de calibração do medidor de vazão.....	119
APÊNDICE C.....	121
Procedimento de calibração dos transmissores de pressão e manômetros.....	121
APÊNDICE D.....	123
Procedimento de calibração dos termopares.....	123
APÊNDICE E.....	124
Procedimento de calibração da balança.....	124
APÊNDICE F.....	126
Procedimento de calibração da potência no pré-aquecedor.....	126
APÊNDICE G.....	131
Procedimento experimental.....	131

1. INTRODUÇÃO

Em sistemas de refrigeração, a quantidade de massa de fluido frigorífico carregada em uma máquina, para determinados pontos de operação, é denominada de inventário. Essa massa está diretamente relacionada à performance do equipamento, existindo então uma quantidade ótima de fluido que irá gerar um menor consumo de energia, como citado e discutido por Revellin (2009). A utilização de uma carga de fluido maior ou menor em relação ao valor ideal, pode comprometer seriamente o funcionamento do compressor. Muitas vezes recomenda-se um determinado grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador, a fim de se garantir que não haverá aspiração de líquido pelo compressor, o que poderia acabar lhe danificando-o seriamente. Para evitar isso, frequentemente os instaladores optam por impor um superaquecimento acima do especificado, ou seja, carregam a máquina com uma carga de fluido abaixo do valor de projeto. Todavia, se esse valor é demasiadamente baixo, o superaquecimento fica excessivo, fazendo o compressor trabalhar em altas temperaturas e, com isso, reduzindo consideravelmente o seu tempo de vida útil.

Além das questões técnicas e operacionais, também há de se considerar as questões ambientais, uma vez que determinando-se a quantidade ideal de fluido refrigerante dentro de um sistema de refrigeração, evita-se o uso em excesso dos fluidos HCFC's e HFC's, contribuindo-se para a diminuição do efeito estufa e degradação do meio ambiente.

Como citado e discutido por Porto (2010), para se determinar a massa de fluido necessária em uma máquina de refrigeração, é comum a utilização de métodos empíricos, nos quais as estimativas são realizadas com base na geometria do equipamento e, posteriormente, ajustes são realizados até que se obtenham as temperaturas desejadas. A dificuldade desta prática está ligada diretamente ao tempo dispensado para obtenção do regime permanente do equipamento.

Outra solução para achar a massa de refrigerante ideal de um sistema é por meio de modelos matemáticos capazes de determinar essa massa com base na geometria da máquina e no ponto de operação desejado. A capacidade de simular analiticamente os efeitos da massa de refrigerante sobre o sistema cria melhores condições de determinar a carga de fluido mais adequada, ainda como parte dos estudos de configuração do sistema inicial, e não depois de um determinado projeto ter sido selecionado e executado, conforme mencionado por Rice (1987). Assim, modelos matemáticos são importantes ferramentas de projeto.

A grande dificuldade na análise do inventário de carga é a predição adequada da massa de refrigerante nas condições de escoamento bifásico, presentes no condensador e no evaporador. Isso se deve basicamente a duas incertezas geradas em meio ao escoamento bifásico: o grau de deslizamento de vapor para líquido em cada seção transversal e a variação do título do refrigerante com o comprimento através da região bifásica, conforme citado e discutido por Rice (1987). Um parâmetro de fundamental importância no estudo do escoamento bifásico é a fração de vazio, com importantes aplicações nos estudos acerca da queda de pressão em sistemas, do coeficiente de troca de calor e da massa de fluido frigorífico. Para sua determinação, diversas correlações têm sido propostas e estudadas ao longo do tempo pela comunidade científica.

O objetivo fundamental deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo de simulação com base em diversas correlações de fração de vazio presentes na literatura, de forma a se obter a massa de fluido refrigerante em diversas condições de operação de um sistema. Para validação do modelo, testes experimentais foram realizados com o intuito de medir o valor real da massa de fluido refrigerante. Nos testes, foi utilizada uma bancada experimental atualmente montada no laboratório do Grupo de Refrigeração da Escola de Engenharia da UFMG, conforme a Figura 1.1.



Figura 1.1 – Bancada de testes do Laboratório de Refrigeração.

A bancada é basicamente composta por uma micro bomba, um sistema de pré-aquecimento por meio de uma resistência elétrica para o fluido refrigerante, uma seção de testes para estudo da fração de vazio e perda de carga e um condensador contendo dois tubos concêntricos, com passagem do fluido refrigerante no tubo interno e de água gelada no tubo envelope. A água gelada é obtida por um circuito de refrigeração auxiliar.

Nos testes foram utilizados dois tipos de fluidos refrigerantes, o R-134a e o HFO-1234yf (também designado por R-1234yf). O primeiro é um conhecido refrigerante, que é utilizado numa grande variedade de aplicações, permitindo trabalhar, em geral, com pressões mais baixas do que com o restante dos HFCs. É um produto muito eficiente do ponto de vista energético para temperaturas acima de 0°C. O R-134a não danifica a camada de ozônio, pois apresenta potencial de destruição de ozônio (ODP) igual a zero. Porém, ele apresenta potencial de aquecimento global (GWP) de 1430, considerado médio.

O HFO-1234yf é um refrigerante moderno, constituindo a 4ª geração de gases refrigerantes fluorados, os HFOs, com grau zero de ODP e um GWP muito baixo. Foi desenvolvido para cumprir a Diretiva Europeia F-Gas para a eliminação progressiva dos refrigerantes com um alto potencial de aquecimento global. O fluido HFO-1234yf torna-se então um natural substituto do R-134a, amplamente utilizado nos equipamentos de ar condicionado de veículos automotores. Por se tratar de um fluido ainda pouco usado, outro importante objetivo deste trabalho será o de avaliar o desempenho das correlações de fração de vazio aplicadas ao R-1234yf. Assim, a seleção de correlações e o desenvolvimento de técnicas mais apuradas para a predição de massa de refrigerante em sistema de refrigeração, pode vir a ser uma importante ferramenta de projeto para novos equipamentos, além de potencializar a técnica de retrofit do R-134a usado nos climatizadores automotivos dos carros atuais, uma vez que conforme publicação da IHS Automotive (2015), a vida útil dos veículos tem aumentado nos últimos anos.

Além desta introdução e de uma conclusão apresentada no final deste manuscrito, o trabalho é composto de mais cinco capítulos. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre fenômenos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento em escoamentos bifásico e monofásico. O Capítulo 3 discorre sobre o dispositivo experimental usado nesta pesquisa, bem como nele são apresentadas as incertezas esperadas para as medições da massa de refrigerante dentro do banco de testes. No Capítulo 4, é apresentada a metodologia usada através do detalhamento da elaboração do modelo desenvolvido, bem como do procedimento experimental realizado. Por fim, os Capítulos 5 e 6 exploram os resultados obtidos experimentalmente e através do modelo de simulação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Para a realização dos testes experimentais deste trabalho e o levantamento do inventário em sistemas de refrigeração é necessário um estudo sobre os fenômenos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento em escoamentos bifásico e monofásico. Neste capítulo serão então abordados temas como os padrões de escoamentos, fração de vazio, coeficiente de transferência de calor e perda de carga.

2.2 Escoamento bifásico

O estudo do escoamento bifásico é de grande relevância para equipamentos como condensadores e evaporadores, uma vez que nos tubos desses trocadores de calor estão escoando duas fases do fluido frigorífico: gás e líquido.

O escoamento pode apresentar várias geometrias, que são denominados padrões de escoamento conforme a Figura 2.1, como pode ser visto em Whalley (1996). As transferências de calor em fluidos bifásicos dependem da configuração de escoamentos, ou seja, da estrutura geométrica das fases vapor e líquido do escoamento.

No escoamento do tipo Tampão (plug flow), bolhas menores se juntam e formam bolhas maiores. No escoamento Estratificado (stratified flow), a interface líquido-vapor é suave e as fases estão bem separadas, mas apenas em velocidades muito baixas. Quando o escoamento é Ondulado (wavy flow), a velocidade do vapor é relativamente maior, formando ondas que viajam na direção do fluxo. Para o tipo Pistonado (slug flow), a amplitude das ondas é tão grande que elas encostam na superfície superior do tubo. No escoamento em Bolhas (bubbly flow), as bolhas de gás escoam para a parte superior do tubo, enquanto, no escoamento Anular (annular flow), a fase líquida é representada por um filme anular nas paredes do tubo e por pequenas gotas distribuídas no centro do tubo.

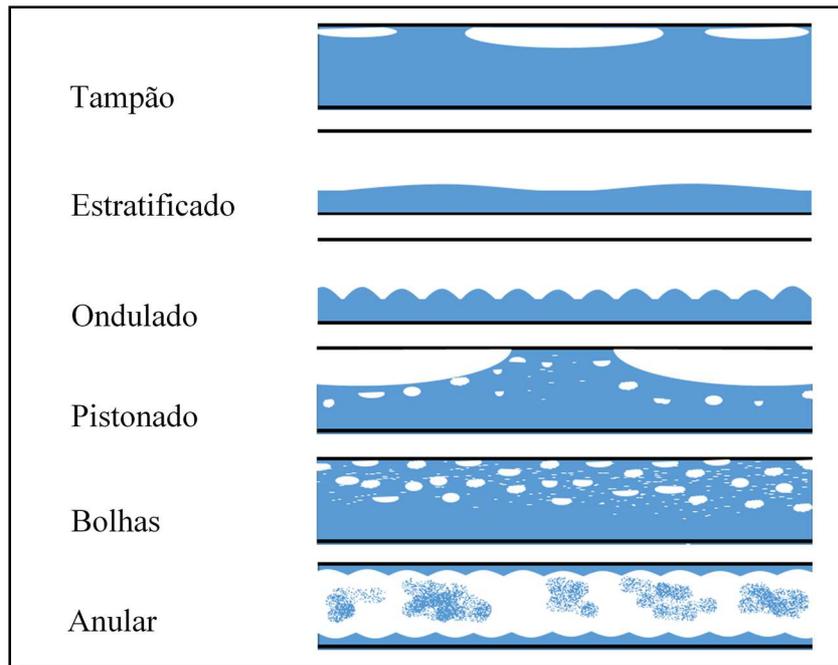


Figura 2.1 – Padrões de escoamento horizontal

Fonte: Adaptado de Whalley, 1996

2.3 Fração de vazio

Na Figura 2.2 é apresentado, de forma esquemática, um escoamento bifásico (líquido-vapor). A fração de vazio é um parâmetro adimensional definido como a razão entre a área da seção reta de vapor e área total de um fluido em escoamento bifásico.

$$\alpha = \frac{A_v}{A_v + A_l} = \frac{A_v}{A} \quad (2.1)$$

A_v , A_l e A , são respectivamente a área da seção transversal ocupada pelo vapor, área da seção transversal ocupada pelo líquido e área da seção transversal ocupada pelo escoamento total. Este parâmetro encontra aplicações importantes para determinações da queda de pressão, do coeficiente de troca de calor e da massa de fluido frigorífico (Xu, 2014). A determinação da fração de vazio é bastante difícil em trocadores de calor tubulares devido a complexidade dos escoamentos bifásicos, como explicado por Koury (1998).

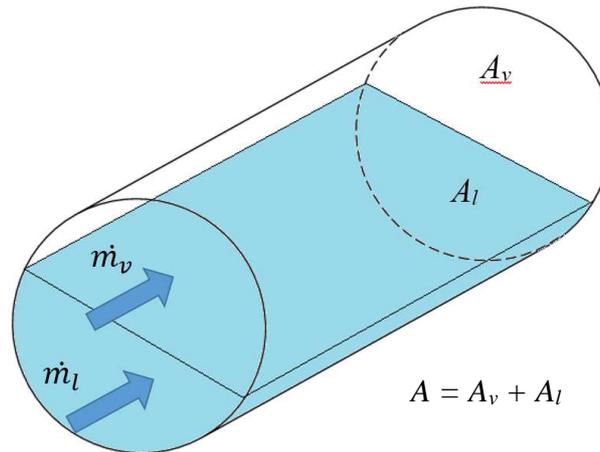


Figura 2.2 – Escoamento bifásico esquemático

Devido à importância da fração de vazio, diversas correlações foram desenvolvidas para calcular seu valor. Hermes (2001) avaliou diversas correlações para cálculo da fração de vazio, classificando-as entre os modelos homogêneos e baseados na taxa de deslizamento, como as correlações de Zivi (1964), Smith (1969) e Rigot (1973), e nos modelos baseados no parâmetro de Lockhart-Martinelli, como as correlações de Domanski & Didion (1983), e aqueles baseados no fluxo de massa, como as correlações de Hughmark (1962), Premoli et al. (1971) e Rouhani (1992).

No presente trabalho, as seguintes correlações de fração de vazio foram analisadas: Modelo Homogêneo, correlação de Hughmark (1962), correlação de Zivi (1964), correlação de Premoli (1971), correlação de Domansky & Didion (1983), Correlação de Rouhani modificada por Steiner (1992), Correlação de Yu Xu & Xiande Fang (2014) e Modelo de Kanizawa e Ribatski (2016). A seguir, essas correlações são discutidas.

2.3.1 Modelo Homogêneo

A Eq. 2.2 é a expressão do modelo homogêneo para o cálculo da fração de vazio.

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.2)$$

Collier (1972) considera que o modelo homogêneo determina o escoamento bifásico como um escoamento de uma única fase, no qual o vapor e o líquido possuem as mesmas velocidades lineares ($u_v/u_l = 1$). Este modelo assume que as fases de líquido e vapor estão em equilíbrio térmico e cinético,

de modo que o coeficiente de deslizamento (razão entre as velocidades da fase vapor e da fase líquida) é igual a 1. Em geral, o modelo homogêneo só funciona bem em regiões próximas ao ponto crítico, para as quais as fases líquido e vapor apresentam massas específicas com valores muito próximos (Rice, 1987).

2.3.2 Correlação de Zivi

Zivi (1964) propôs um coeficiente de deslizamento γ para escoamentos anulares, baseado no princípio de mínima entropia, que assume a energia cinética total do fluxo como sendo mínima. Em seu trabalho, Zivi considerou um padrão de escoamento anular sem líquido disperso e em regime permanente. Ele formulou uma taxa de dissipação de energia em função da fração de vazio, determinando o valor da fração de vazio que minimizava essa dissipação. Discutiu também os efeitos da tensão de cisalhamento na parede e da dispersão de líquido sobre a fração de vazio e concluiu que o atrito na parede reduz a fração de vazio e aumenta o deslizamento entre as fases. Além disso, seus estudos concluem que a fração de vazio e a pressão serão fortemente afetadas pela quantidade de líquido arrastado na fase vapor e pela distribuição da velocidade das partículas líquidas arrastadas. A Eq. 2.3 mostra a forma desta correlação. Nessa expressão, x é o título do vapor e ρ_l e ρ_v são as massas específicas das fases de líquido e vapor.

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \gamma \right]^{-1} \quad \text{sendo,} \quad \gamma = (\rho_l / \rho_v)^{1/3} \quad (2.3)$$

2.3.3 Correlação de Domansky & Didion (Parâmetro de Martinelli)

Lockhart & Martinelli (1949) realizaram experimentos em escoamentos bifásicos (ar e água) turbulentos e adiabáticos em tubos horizontais, introduzindo o parâmetro χ (Parâmetro de Martinelli), conforme Eq. 2.4, com μ_l e μ_v sendo as viscosidades dinâmicas das fases líquida e vapor.

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1} \quad (2.4)$$

Sua proposição é baseada na consideração de que a queda de pressão estática para a fase líquida deve ser igual à queda de pressão estática para a fase de vapor independentemente do padrão de escoamento, o que é uma suposição válida na ausência de um gradiente de pressão radial. Além disso, considera-se

que o padrão de escoamento não muda ao longo do comprimento do tubo. Assim, eles obtiveram uma curva para fração de vazio na forma de ábaco que, posteriormente, foi aproximada por Domanski & Didion (1983) pela Eq. 2.5.

$$\alpha = (1 + \chi^{0,8})^{-0,378}; \quad \chi \leq 10; \quad (2.5a)$$

$$\alpha = 0,823 - 157 \ln \chi; \quad \chi > 10 \quad (2.5b)$$

2.3.4 Correlação de Premoli

A primeira correlação de fração de vazio dependente do fluxo foi criada por Premoli et al. (1971). Trata-se de uma correlação de natureza empírica, desenvolvida por meio de testes em várias condições experimentais envolvendo a velocidade da mistura, suas propriedades físicas e as configurações dos canais, de forma a minimizar os erros associados à estimativa da densidade do líquido. Tal modelo foi analisado nas condições de escoamento bifásico ascendente, em canais adiabáticos verticais. A correlação fornece o coeficiente de deslizamento, que pode ser usado da mesma forma que o modelo homogêneo ou a correlação de Zivi (1964). A Eq. 2.6 descreve a correlação.

$$\gamma = 1 + a[y(1 + yb)^{-1} - yb]^{0,5} \quad (2.6)$$

Onde:

$$y = \left(\frac{x}{1 - x} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \quad (2.7)$$

$$a = 1,578 Re_l^{-0,19} (\rho_l / \rho_v)^{0,22}; \quad (2.8)$$

$$b = 0,0273 We_l Re_l^{-0,51} (\rho_l / \rho_v)^{-0,08} \quad (2.9)$$

O número de Reynolds na fase líquida é dado pela Eq. 2.10, enquanto o número de Weber na fase líquida é dado pela Eq. 2.11, sendo σ a tensão superficial do fluido.

$$Re_l = \frac{(1 - x)GD_{int}}{\mu_l} \quad (2.10)$$

$$We_l = \frac{G^2 D_{int}}{\sigma \rho_l} \quad (2.11)$$

2.3.5 Correlação de Hughmark

Hughmark (1962) desenvolveu uma correlação empírica, assumindo o escoamento como uma suspensão de bolhas no líquido, com concentração máxima no centro do tubo e decréscimo nas direções radiais, sendo nula nas paredes e não existindo movimento radial relativo entre as bolhas e o líquido. Os resultados de Hughmark foram obtidos para escoamento vertical, ascendente, próximo à pressão atmosférica, com o intuito de prever a fração de líquido em tubos de refinarias de petróleo. Porém, segundo o autor, seu método funciona igualmente para escoamento horizontal com pressões mais elevadas.

O valor da fração de vazio é calculado por meio de um fator K_H , baseado na velocidade mássica, que, multiplicado pelo valor da fração de vazio calculado pelo modelo homogêneo, fornece o valor da fração de vazio desejada. As Eqs. (2.12) e (2.13) e a Tab. 2.1 permitem achar essa fração de vazio, sendo “ G ” a velocidade mássica do fluido, “ g ” a aceleração da gravidade e “ d ” o diâmetro interno do tubo onde o fluido escoar. O processo é iterativo, uma vez que a determinação da fração de vazio possui como parâmetro de entrada a própria fração de vazio obtida anteriormente. Como valor inicial, pode ser usada a própria fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo.

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \gamma \right]^{-1} \cdot K_H \quad (2.12)$$

$$Z = \left[G \cdot d (\mu_l + \alpha (\mu_v - \mu_l))^{-1} \right]^{1/6} \left\{ (g \cdot D)^{-1} \left[Gx (\rho_v a_{hom} (1 - \alpha_{hom}))^{-1} \right]^2 \right\}^{1/8} \quad (2.13)$$

Tabela 2.1 – Fatores de Hughmark – $K_H \times Z_H$

Z_H	1,3	1,5	2	3	4	5	6	8	10	15	20	40	70	130
K_H	0,185	0,225	0,325	0,49	0,605	0,675	0,72	0,767	0,78	0,808	0,83	0,88	0,93	0,98

Fonte: Rice, 1987

2.3.6 Correlação de Rouhani modificada por Steiner

Rouhani & Axelsson (1970) propuseram uma correlação para a fração de vazio para escoamentos em tubos verticais com água nas condições de ebulição local e de não-equilíbrio termodinâmico, baseada no modelo do deslizamento e levando-se em consideração os efeitos da velocidade mássica, tensão superficial e empuxo. Steiner (1993) apud Xu et al. (2014) ajustou o parâmetro C_o da correlação,

possibilitando que ela fosse usada para escoamentos em tubos horizontais. As Eqs. (2.14) e (2.15) mostram a correlação de Rouhani modificada por Steiner (1993).

$$\alpha = x\rho_v^{-1} [C_o(x\rho_v^{-1} + (1-x)\rho_l^{-1}) + 1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}(G\rho_l^{-0,25})^{-1}]^{-1} \quad (2.14)$$

$$C_o = 1 + 0,12(1-x) \quad (2.15)$$

2.3.7 Correlação de Yu Xu & Xiande Fang

Yu Xu & Xiande Fang (2014) realizaram um estudo com 41 correlações de fração de vazio diferentes a partir de 1574 pontos de dados experimentais disponíveis na literatura. Seu estudo envolveu a utilização de cinco fluidos refrigerantes diferentes (R11, R12, R22, R134a e R410A), com velocidades mássicas variando de 40 a 1000 kg/s-m² e diâmetros hidráulicos da tubulação variando de 0,5 a 10 mm. Propuseram então uma nova correlação conforme a Eq. 2.16.

$$\alpha = \left[1 + (1 + 2Fr_l^{-0,2} \alpha_h^{3,5}) \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \quad (2.16)$$

Nessa correlação, Fr_l representa o número de Froude da fase líquida, dado pela Eq. 2.17, enquanto α_h é a fração de vazio calculada pelo modelo homogêneo.

$$Fr_l = \frac{G^2}{g \cdot d \cdot \rho_l^2} \quad (2.17)$$

2.3.8 Modelo de Kanizawa e Ribatski

Kanizawa e Ribatski (2016) desenvolveram um método semi-empírico para o cálculo da fração de vazio baseado no princípio da mínima geração de entropia. Seu desenvolvimento levou em consideração o ajuste de parâmetros através de uma análise de regressão a partir de um banco de dados constituído por 1442 resultados experimentais que cobrem velocidades mássicas variando de 70 a 800 kg/s-m² e de 37 a 4500 kg/s-m², com tubos de diâmetros internos de 0,5 a 13,8 mm e 6 a 89 mm para escoamentos ascendentes horizontais e verticais. A correlação para escoamentos horizontais está apresentada pela Eq. 2.18, com o número de Froude Fr da mistura bifásica sendo definido pela Eq. 2.19.

$$\alpha = \left[1 + 1,021 Fr^{-0,092} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0,368} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\left(\frac{1}{3}\right)} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{\left(\frac{2}{3}\right)} \right]^{-1} \quad (2.18)$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{g \cdot d \cdot (\rho_l - \rho_v)^2} \quad (2.19)$$

2.4 Coeficiente de transferência de calor em trocadores de calor

Um trocador de calor pode ser definido como sendo um dispositivo utilizado para a realização da troca térmica entre dois ou mais fluidos a temperaturas diferentes. A transferência térmica em trocadores de calor pode ocorrer principalmente através da mistura ou do contato entre os fluidos, com armazenagem intermediária e também através de uma parede que separa o fluido quente e o frio, conforme citado em Mattjie (2013).

Conforme discutido por Çengel e Ghajar (2012), a transferência de calor em um trocador geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os dois fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor U , que representa a contribuição de todos estes efeitos sobre a transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local de um trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura no local, que varia ao longo do trocador de calor.

2.4.1 Classificações dos trocadores de calor

Basicamente, os trocadores de calor são classificados segundo o processo de transferência de calor, grau de compactação da superfície, tipo de construção e da disposição das correntes dos fluidos (Incropera e DeWitt, 1998).

Quanto aos processos de transferência de calor, os trocadores de calor podem ser àqueles de contato indireto, quando os fluidos permanecem separados e o calor é transferido continuamente através de uma parede, pela qual se realiza a transferência de calor com ambos os fluidos se deslocando simultaneamente, ou de contato direto, onde os fluidos quente e frio têm contato direto. Além da transferência de calor, o processo envolve também a transferência de massa. Geralmente um dos fluidos é gás e o outro é vapor ou líquido sob baixa pressão.

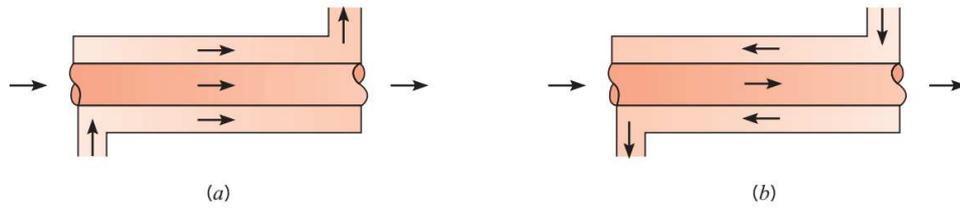


Figura 2.3 – Trocadores de calor de tubos concêntricos:

(a) Escoamento paralelo, (b) Escoamento contracorrente.

Fonte: Incropera, 2011, p706

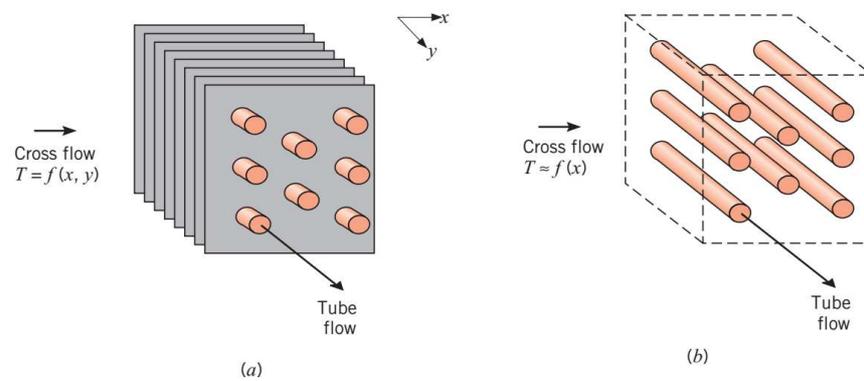


Figura 2.4 – Trocadores de calor em escoamentos cruzados:

(a) Aletado com fluidos não misturados, (b) não aletado com um fluido misturado e outro não misturado

Fonte: Incropera, 2011, p706

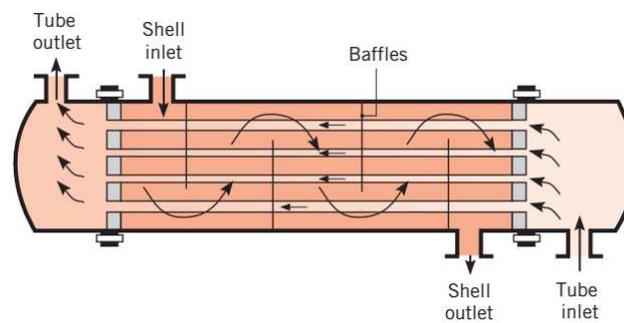


Figura 2.5 – Trocador de calor casco e tubos

Fonte: Incropera, 2011, p707

De acordo com o seu grau de compactação, os trocadores com área superficial de transferência de calor por unidade de volume muito grande (maior ou igual a 700) são classificados como trocadores compactos, empregados para obter um dado desempenho de transferência de calor obedecendo as limitações de massa e volume. Conforme Incropera e DeWitt (1998), esses trocadores de calor são equipamentos que possuem densas matrizes de tubos ou placas aletadas e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, sendo, portanto, caracterizados por um pequeno coeficiente de transferência de calor.

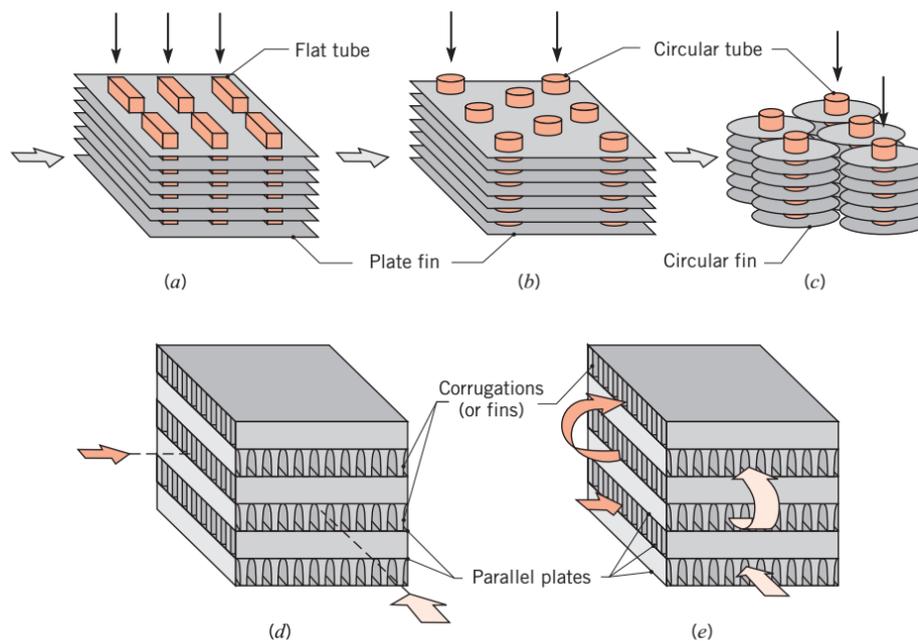


Figura 2.6 – Núcleos de trocadores de calor compactos.

Fonte: Incropera, 2011, p708

Segundo o tipo de construção, os trocadores podem ser de tubos concêntricos (ou bitubular), quando os fluidos quente e frio se movem na mesma direção, com sentidos opostos ou não. Trocadores de calor em escoamento cruzado são aqueles que um fluido esco perpendicularmente ao outro. Geralmente, o fluido quente encontra-se dentro de tubos, e o fluido frio está em escoamento cruzado em relação aos tubos. Outro tipo é o trocador de calor casco e tubo, que possui uma série de tubos dentro de um casco. O casco, geralmente, possui chicanas a fim de orientar o escoamento, causando turbulência no escoamento do fluido, aumentando assim o coeficiente de transferência de calor.

Neste trabalho, o emprego de correlações de transferência de calor envolvendo fluidos escoando em regiões monofásicas e em regiões bifásicas com condensação do fluido serão essenciais para predição da massa de refrigerante no banco de testes. A seguir, correlações com esse enfoque são abordadas.

2.4.2 Coeficiente de transferência de calor em escoamento monofásico

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor em escoamentos monofásicos, uma correlação comum e particularmente útil para muitas aplicações é a correlação de Dittus–Boelter. Esta correlação é aplicável quando o fluido apresenta escoamento turbulento e apenas uma fase, sendo a convecção forçada o único modo de transferência de calor.

$$h = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \cdot \frac{K}{d_h} \quad (2.20)$$

Onde K é a condutividade do líquido, d_h o diâmetro hidráulico, Pr o número de Prandtl e Re o número de Reynolds. O coeficiente n é 0,4 para a situação de aquecimento (parede mais quente que o fluido), e 0,33 para o resfriamento (parede mais fria que o fluido). As propriedades do fluido necessárias para a aplicação desta equação são avaliadas na temperatura do fluido.

Incropera (2007) comenta que a correlação de Dittus-Boelter é de fácil aplicação, produzindo resultados satisfatórios dentro de uma margem de erro de aproximadamente 25%. Entretanto, ele propõe que resultados melhores, com erros abaixo de 10%, podem ser alcançados com a utilização de correlações mais recentes, como a correlação de Gnielinski, apresentada na Eq. 2.21.

$$h = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{(1/2)} \cdot (Pr^{(2/3)} - 1)} \cdot \frac{K}{d_h} \quad (2.21)$$

Na Eq. 2.21, f é o fator de atrito que pode ser obtido do ábaco de Mood ou através da Eq. 2.22 para tubos lisos.

$$f = [0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad \text{com } 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (2.22)$$

2.4.3 Equacionamento de trocadores de calor: escoamento paralelo

Em um escoamento, o coeficiente global de transferência de calor é calculado em função do coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos, da resistência da parede dos tubos e também do fator de incrustação, conforme citado por Incropera (2007).

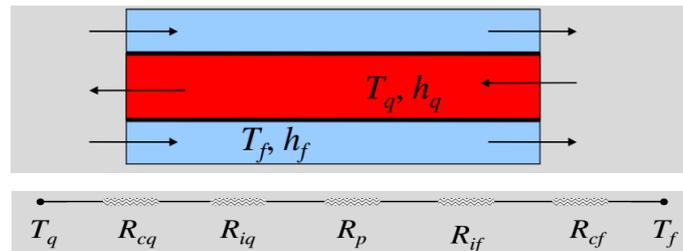


Figura 2.7 – Coeficiente de transferência de calor – Analogia das resistências

Fonte: Adaptado de Whalley, 1996

A resistência total e o fluxo de calor são dados respectivamente pelas equações 2.23 e 2.24:

$$R_T = R_{cq} + R_{iq} + R_p + R_{if} + R_{cf} \quad (2.23)$$

$$q = \frac{(T_q - T_f)}{R_T} \quad (2.24)$$

Sendo R_{cq} e R_{cf} as resistências convectivas do fluido interno e externo, R_{iq} e R_{if} os fatores de incrustação interno e externo, R_c a resistência condutiva do tubo, T_q e T_f as temperaturas do fluido quente e frio respectivamente.

O coeficiente global de transferência é então:

$$UA = \frac{1}{R_T} \quad (2.25)$$

Com A sendo a área total de transferência de calor.

2.4.4 Balanço de energia

Assumindo-se que a transferência de calor dos fluidos do trocador e a vizinhança sejam desprezíveis e que não ocorram mudanças de fase dos fluidos é possível chegar às taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio, respectivamente:

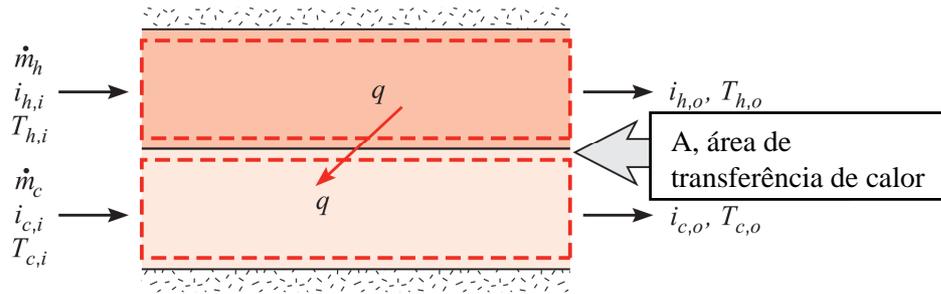


Figura 2.8 – Balanço de energia

Fonte: Incropera, 2011, p711

Assim o balanço de energia nos fluidos quente e frio são respectivamente:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.26)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.27)$$

Onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{m}_h e \dot{m}_c são as vazões mássicas respectivamente para os fluidos quente e frio, $c_{p,h}$ e $c_{p,c}$ são os calores específicos à pressão constante também para os fluidos quente e frio, $T_{h,i}$ e $T_{h,o}$ são as temperaturas de entrada e saída, relativas ao fluido quente bem como $T_{c,i}$ e $T_{c,o}$ respectivamente são as temperaturas de entrada e de saída, relativas ao fluido frio.

Analogamente, por extensão da Lei do Resfriamento de Newton:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (2.28)$$

Sendo $\Delta T_m = DTML$, ou seja, a diferença da temperatura média logarítmica.

Nesse caso, o coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado de forma simplificada por meio da Eq. 2.29:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}\right)} \quad (2.29)$$

Com h_h e h_c sendo os coeficientes de transferência de calor do fluido quente e do fluido frio respectivamente.

2.4.5 Método da DTML para análise dos trocadores de calor

Considerando um sistema contracorrente, geralmente ambos os fluidos sofrem variações de temperaturas não lineares quando plotadas em função do comprimento, conforme a Figura 2.9. Para dedução da diferença de temperatura entre dois fluxos, as hipóteses consideradas por Incropera (2007) foram que o coeficiente total de transmissão de calor seja constante em todo o comprimento da trajetória, que o calor específico é constante em todos os pontos da trajetória, que não existem mudanças de fase parciais no sistema e que as perdas de calor são desprezíveis.

Então, a diferença da temperatura média logarítmica pode ser expressa pela Eq. 2.30

$$\Delta T_{ml} = DTML = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.30)$$

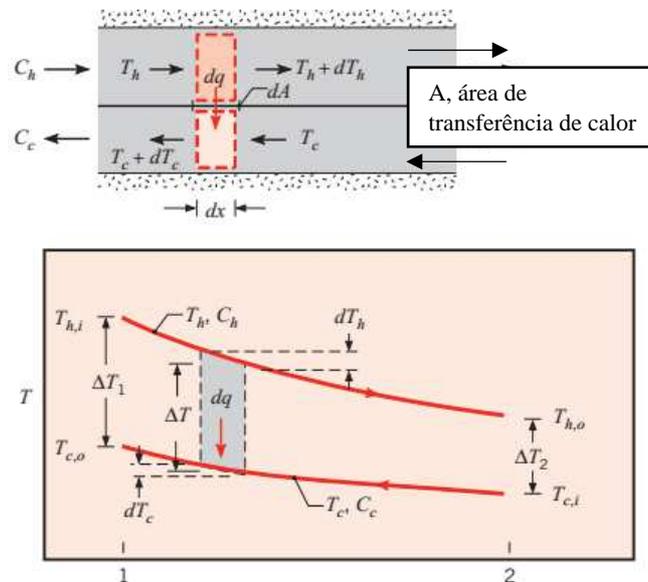


Figura 2.9 – Distribuição de temperatura para um trocador de calor contracorrente.

Fonte: Incropera, 2011, p 714.

2.5 Coeficiente de transferência de calor para o processo de condensação

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor em escoamentos bifásicos, são propostas na literatura algumas correlações para o processo de condensação.

Chato (1962) propôs uma correlação para cálculo do coeficiente médio de transferência de calor por condensação de um fluido no interior de um tubo.

$$h_{cond} = 0,5553 \cdot \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h_{lv} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot d \cdot (T_v - T_{sup})} \quad \text{com} \quad \frac{d_{int} \cdot G}{\mu_v} < 35000 \quad (2.31)$$

Sendo T_v a temperatura do fluido e T_{sup} a temperatura da parede.

Shah (1979) apresentou uma correlação até hoje muito usada para cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação no interior de tubos horizontais, verticais e inclinados.

$$h_{cond} = h_l \cdot \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{\left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}} \right)^{0,38}} \right] \quad (2.32)$$

Onde, h_l é determinado pela Eq. Dittus-Boelter, Eq. 2.20, e P_{crit} é a pressão crítica do fluido refrigerante.

Segundo Shah (2013), embora esta correlação tenha sido amplamente aceita, está limitada a velocidades mássicas mais altas e a pressões moderadas. Em 2009, o autor apresentou então uma versão melhorada que ampliou sua aplicabilidade a baixas taxas de fluxo e pressões perto da pressão crítica, utilizando dados para 22 fluidos em tubos horizontais, verticais e inclinados em uma ampla gama de velocidades mássicas e pressões. A correlação de 2009 tem três regimes de transferência de calor (turbulentos, misturados e laminares) denominados Regimes I, II e III. Embora os limites entre os três regimes fossem claramente demarcados para tubos verticais na correlação de 2009, o limite entre Regimes II e III para tubos horizontais não foi demarcado por falta de dados suficientes. Estes limites foram então estabelecidos pelo autor em 2013 de forma exclusivamente empírica. A metodologia proposta por Shah (2013) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor utiliza as equações 2.33 e 2.34, sendo apresentada a seguir.

$$h_I = h_L \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}}\right) \left(\frac{\mu_l}{14\mu_v}\right)^{(0,0058+0,557Pr)} \quad (2.33)$$

$$h_{Nu} = 1,32Re_L^{-1/3} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)gk_l^3}{\mu_l^2}\right]^{1/3} \quad (2.34)$$

Na Eq. 2.33, h_L é o coeficiente de transferência de calor da fase líquida, calculado por Dittus-Boelter pela Eq. 2.20 ou por Gnielinski (1976) na Eq. 2.21. A equação de Nusselt para condensação em filme laminar em tubos verticais pode ser vista na Eq. 2.34.

Shah (2013) propõe a utilização dessas equações para todas as orientações de tubulações onde no:

$$\text{Regime I:} \quad h = h_I, \quad (2.35)$$

$$\text{Regime II:} \quad h = h_I + h_{Nu} \quad (2.36)$$

$$\text{Regime III:} \quad h = h_{Nu} \quad (2.37)$$

A Figura 2.10 apresenta os regimes de transferência de calor de acordo com a presente correlação: turbulento (Regime I), misturado (Regime II) e laminar (Regime III).

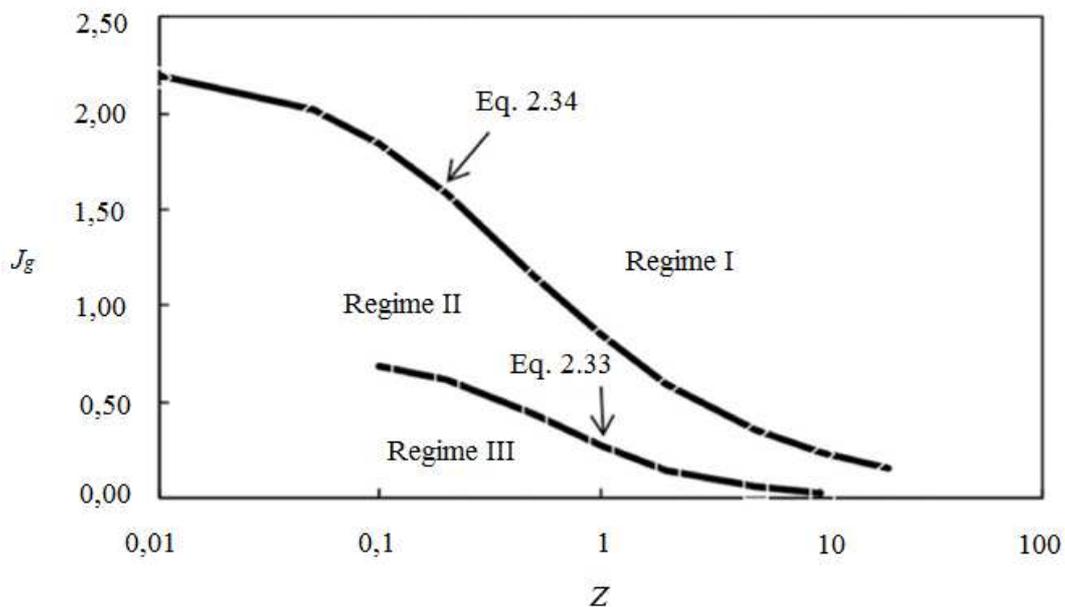


Figura 2.10 – Regimes de transferência de calor de acordo com a correlação de Shah (2013).

Fonte: Adaptado de Shah, 2013, p 3.

O Regime I ocorre quando:

$$J_g \geq 0,98(Z + 0,263)^{-0,62} \quad (2.38a)$$

Para o Regime II tem-se a seguinte condição:

$$J_g < 0,98(Z + 0,263)^{-0,62} \quad (2.38b)$$

Já o Regime III é determinado quando:

$$J_g \leq 0,95(1,254 + 2,27 \cdot Z^{1,249})^{-1} \quad (2.39)$$

Nas equações acima, J_g é a velocidade de vapor adimensional e Z um parâmetro de correlação calculados conforme as equações 2.40 e 2.41 respectivamente.

$$J_g = \frac{xG}{(g \cdot d \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v))^{0,5}} \quad (2.40)$$

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (2.41)$$

Segundo o autor, a correlação proposta considera cinco diferentes padrões de escoamento, sendo eles o estratificado, ondulado, intermitente, anular e névoa. As Eqs. 2.38 e 2.39 definem as transições dos tipos de regimes de transferência de calor, em função dos tipos de padrão de escoamento considerados.

2.6 Perda de pressão em escoamento monofásico

Neste trabalho, o emprego de correlações de perda de pressão em escoamentos monofásicos e regiões bifásicos serão usadas para refinar a predição da quantidade de massa de refrigerante no banco de testes. A seguir, correlações de perda de pressão são apresentadas.

2.6.1 Trechos retos

Para determinar a perda de carga em um escoamento completamente desenvolvido, deve-se determinar se o escoamento é turbulento, laminar ou se está na zona de transição. O número de Reynolds, que é o parâmetro adimensional usado para definir o tipo de escoamento, pode ser calculado por:

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \quad (2.42)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.43)$$

Onde G é a velocidade mássica do fluido, d é o diâmetro interno do tubo e μ representa a viscosidade.

Collier (1972) indica a equação de Darcy-Weisbach (1972) para o cálculo da perda de pressão em no interior de tubos:

$$\Delta P = \frac{1}{2} f \frac{l}{d} v G^2 \quad (2.44)$$

Onde l representa o comprimento do tubo, v é o volume específico do fluido e f representa o fator de atrito que depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa e/D .

Para escoamento laminar, o fator de atrito pode ser calculado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Para } Re \leq 2,3 \times 10^3 \text{ (zona de escoamento laminar)} \quad (2.45)$$

Em escoamento turbulentos e na região de transição, a expressão mais usual para o fator de atrito é a equação de Colerbrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.46)$$

2.6.2 Curvas

Para considerar as perdas caracterizadas por curvas na tubulação e na passagem por dispositivos e outros fatores que tendem a separar o escoamento, Fox e McDonald (2009) aconselham utilizar a Eq. 2.44, de Darcy-Weisbach (1972), com um comprimento equivalente de tubo reto L_e/D , na Tabela 2.2,

que corresponde ao tamanho da tubulação na qual ocorreria a mesma perda de carga causado pela passagem do fluido através do acessório.

Tabela 2.2 – Comprimentos equivalentes de acessórios de tubulação

Tipo de acessório	Comprimento equivalente L_e/D
Válvulas (completamente abertas):	
Válvula de Gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção: globo	600
: angular	55
Válvula de pé com crivo: disco solto	420
: disco articulado	75
Cotovelo padrão: 90°	30
: 45°	16
Curva de retorno (180°), modelo estreito	50
Tê-padrão: escoamento principal	20
: escoamento lateral (ramal)	60

Fonte: Fox e McDonald, 2010

2.7 Perda de pressão em escoamento bifásico

2.7.1 Trechos retos

Geralmente, o cálculo da queda de pressão em um escoamento bifásico é feito por meio da equação do balanço de quantidade de movimento. De acordo com Collier (1972), a soma das forças atuando em cada fase pode ser igualada com à taxa de variação da quantidade de movimento.

$$\frac{\partial P}{\partial z} = -G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] + \left(\frac{\partial P}{\partial z} F \right) - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] \quad (2.47)$$

Nesta equação, ∂z representa o comprimento infinitesimal de cada volume de controle, ∂p a variação infinitesimal da pressão em cada volume de controle, ρ_v e ρ_l são as massas específicas do fluido na fase de vapor e líquido saturado, respectivamente, bem como v_v e v_l são os volumes específicos do fluido na fase de vapor e líquido saturado, x é o título da mistura líquido-vapor saturado, α é a fração de vazão

e G é a velocidade mássica. O primeiro termo da Eq. 2.42 é a parcela referente à aceleração (efeito Bernouli), que contribui para a perda de carga no escoamento. O segundo termo é a contribuição da força de atrito no fluido e o terceiro termo é a contribuição da inclinação da tubulação em relação ao plano horizontal.

Tratando-se a parte diferencial da equação como uma divisão em partes finitas, a equação ficará assim:

$$\frac{\Delta P}{\Delta z} = -G^2 \frac{1}{\Delta z} \left\{ \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right]_{saída} - \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right]_{entrada} \right\} + \left(\frac{\partial P}{\partial z} F \right) - g \sin \theta [\alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l] \quad (2.48)$$

Pela utilização do modelo de Fases Separadas (Lockhart-Martinelli), cuja premissa básica é que cada fase mantém sua identidade no escoamento, a contribuição da força de atrito pode ser calculada pela relação:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial z} F \right) = \left(\frac{\partial P}{\partial z} F \right)_{lo} \phi_{lo}^2 = \frac{f_{lo} v_l G^2 (1-x)^2}{2d} \phi_{lo}^2 \quad (2.49)$$

Em que,

$$\phi_{lo}^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (2.50)$$

χ é o parâmetro de Martinelli, dado pela Eq. 2.4, e a “C” é um parâmetro relacionado ao regime de escoamento de cada fase, e seu valor encontrado na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Modelo de fases separadas – variável C

Regime de escoamento da fase líquida	Regime de escoamento da fase vapor	C
Turbulento	Turbulento	20
Laminar	Turbulento	12
Turbulento	Laminar	10
Laminar	Laminar	5

Fonte: Collier, 1972

O parâmetro de Martinelli pode ser determinado pela Eq. 2.4 e o regime do escoamento foi considerado através do Número de Reynolds onde:

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \quad \text{Fase líquida} \quad (2.51)$$

$$Re_v = \frac{Gxd}{\mu_v} \quad \text{Fase vapor} \quad (2.52)$$

O fator de atrito depende do tipo escoamento, sendo:

$$f_{lo} = \frac{64}{Re} \quad Re \leq 2300 \text{ (zona de escoamento laminar)} \quad (2.53)$$

$$f_{lo} = [1,82 \log_{10} Re - 1,64]^{-2} \quad Re > 2300 \text{ (zona de escoamento turbulento)} \quad (2.54)$$

2.7.2 Curvas

A perda de pressão em escoamento bifásico em curvas de retorno pode ser aproximada pelo produto entre a perda de pressão assumindo apenas uma das fases escoando isoladamente no tubo e um fator de correção. O coeficiente de atrito é função do título, do raio de curvatura, do número de Reynolds e do diâmetro do tubo. Geary (1975) utilizou essa abordagem para determinar a perda de pressão em curvas de retorno, propondo a expressão da Eq. 2.55 para o cálculo do fator de atrito.

$$\Delta P_{rb} = f \frac{G^2 x^2}{2\rho_v} \quad (2.55)$$

Sendo Re_v o número de Reynolds do fluido na fase vapor. O fator de atrito pode ser calculado da seguinte forma:

$$f = \frac{8,03 \cdot 10^{-4} \cdot Re_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \cdot \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}} \quad (2.56)$$

2.8 Breve histórico dos fluidos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes do tipo CFC – clorofluorcarboneto, são fluidos sintéticos usados na indústria de refrigeração desde 1928. Trata-se de um composto formado por carbono, flúor e cloro, com propriedades que os tornam adequados para a indústria da refrigeração. São estáveis, não tóxicos, não corrosivos, não inflamáveis, com altas eficiências térmicas e um ótimo custo-benefício.

OLIVEIRA (2009) destaca que o consumo dos CFCs teve o auge na década de 1960. Porém, já em 1974, alguns trabalhos científicos alertaram para a nocividade desses fluidos às moléculas de ozônio da atmosfera. Em 1985, houve a constatação dessas hipóteses com a verificação de um imenso buraco na camada de ozônio na região da Antártica. Como providência, 46 países se comprometeram a substituir as substâncias que se demonstrassem nocivas ao ozônio, assinando em 1987 um tratado internacional que ficou conhecido como protocolo de Montreal, que passou a vigorar em 1989.

Os hidroclorofluorcarbonos (HCFC) foram utilizados como alternativa aos CFCs, uma vez que a presença de um átomo de hidrogênio em sua molécula torna esse fluido menos agressivo à camada de ozônio. O potencial de esgotamento de ozônio por uma substância, ODP (ozone depletion potential), mostra qual é o dano que ela pode causar à camada de ozônio em relação ao CFC-11. Os hidroclorofluorcarbonos possuem um ODP em torno de 0,055, bem longe da média de 0,82 apresentada pelos clorofluorcarbonetos.

Os hidrofluorcarbonetos (HFC) passaram a ser usados entre os anos de 1980 e 1990, e por serem substâncias livres de cloro, têm ODPs iguais a zero, não prejudicando dessa forma a camada de ozônio. Os mais usados atualmente são o R-134a, R-507, R-404A, R-407C e R-410A.

Apesar de ODPs nulos, os HFCs causam o aquecimento global, objeto atual de debates no seio da comunidade científica. A teoria mais aceita nos meios acadêmicos é que o acúmulo de gases de efeito estufa (GEE) absorvem grande parte da radiação infravermelha emitida pela superfície terrestre, impedindo sua dissipação para o espaço. A escala que mede o potencial de aquecimento global é o GWP (Global Warming Potential). É a medida que mostra quanto uma determinada massa de um gás de efeito de estufa contribui para o aquecimento global (ou qual a sua capacidade de reter calor na atmosfera), em relação a mesma massa de gás equivalente de CO₂.

Em 2007, o Protocolo de Kyoto listou seis gases cujas emissões deveriam ser reduzidas. Entre eles constava o hidrofluorcarboneto, alternativa até então para os CFCs e HCFs. Assim, os Protocolos de

Montreal e Kyoto praticamente inviabilizaram o uso e a produção dos CFCs, HCFCs e dos HFCs. Desta forma, a indústria de refrigeração se encontra em face da necessidade da criação de uma nova geração de fluidos refrigerantes, especialmente comprometidos com o meio ambiente.

Até o ano de 1930, fluidos naturais eram usados na indústria de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, com destaque para os hidrocarbonetos (HC). Porém, devido à sua toxicidade e inflamabilidade, esses fluidos foram substituídos gradativamente pelos fluidos sintéticos. As principais características que favorecem o crescimento dos hidrocarbonetos como fluido refrigerante são a menor viscosidade e a maior condutividade térmica, favorecendo a transferência de calor. Além disso, os fluidos naturais apresentam baixo custo em relação a outros fluidos e baixos índices de ODP e GWP.

Apesar de serem tóxicos e inflamáveis, com a necessidade de substituição dos refrigerantes nocivos ao meio ambiente, os hidrocarbonetos voltaram ao mercado.

O CO₂ (dióxido de carbono, R-744) foi um dos primeiros fluidos refrigerantes aplicados para sistemas de refrigeração e muito utilizado até os meados da década de 30 do século XX. Com o surgimento dos fluidos CFCs e HCFCs, o CO₂ foi perdendo mercado até ser praticamente extinto no início dos anos 60. Com os problemas ambientais e o estabelecimento dos Protocolos de Montreal e de Kyoto, o CO₂ ressurge como uma alternativa promissora a ser utilizada em muitas aplicações, nos vários setores de refrigeração.

Para atendimento às questões ambientais, surge uma nova família de refrigerantes desenvolvida pelas empresas Dupont e Honeywell, os Hidro Fluor Oleofinas (HFO). Um importante destaque é o fluido HFO-1234yf, que possui propriedades termodinâmicas próximas ao R-134a. Os HFOs constituem a 4ª geração de gases refrigerantes fluorados e atualmente são a melhor resposta a um mercado que deseja produtos seguros para os utilizadores e para o meio ambiente. Porém, seu custo ainda é elevado quando comparado ao fluido R-134a.

A Figura 2.11 resume a evolução histórica dos fluidos refrigerantes, enquanto a Figura 2.12 mostra um levantamento de fluidos refrigerantes alternativos e um resumo das substâncias simples e das misturas de fluidos atualmente disponíveis.

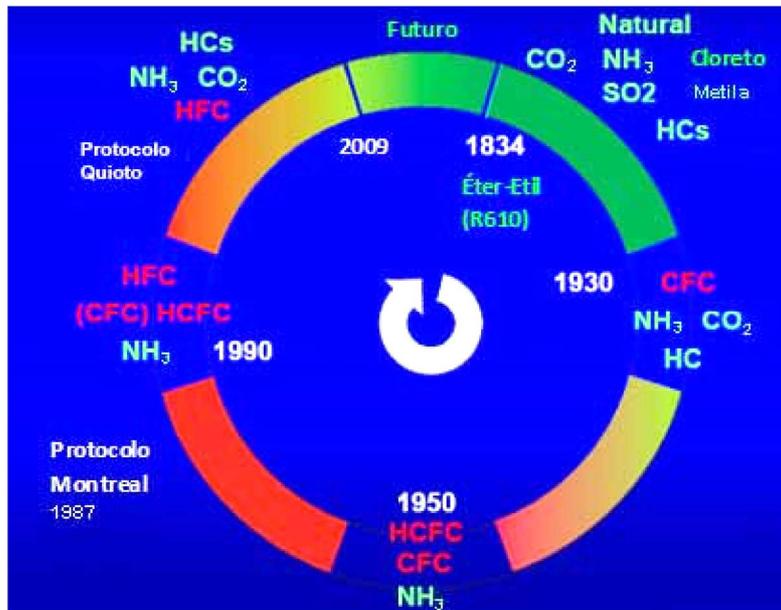


Figura 2.11 – Breve histórico dos fluidos refrigerantes

Fonte: MMA, 2011, p. 15

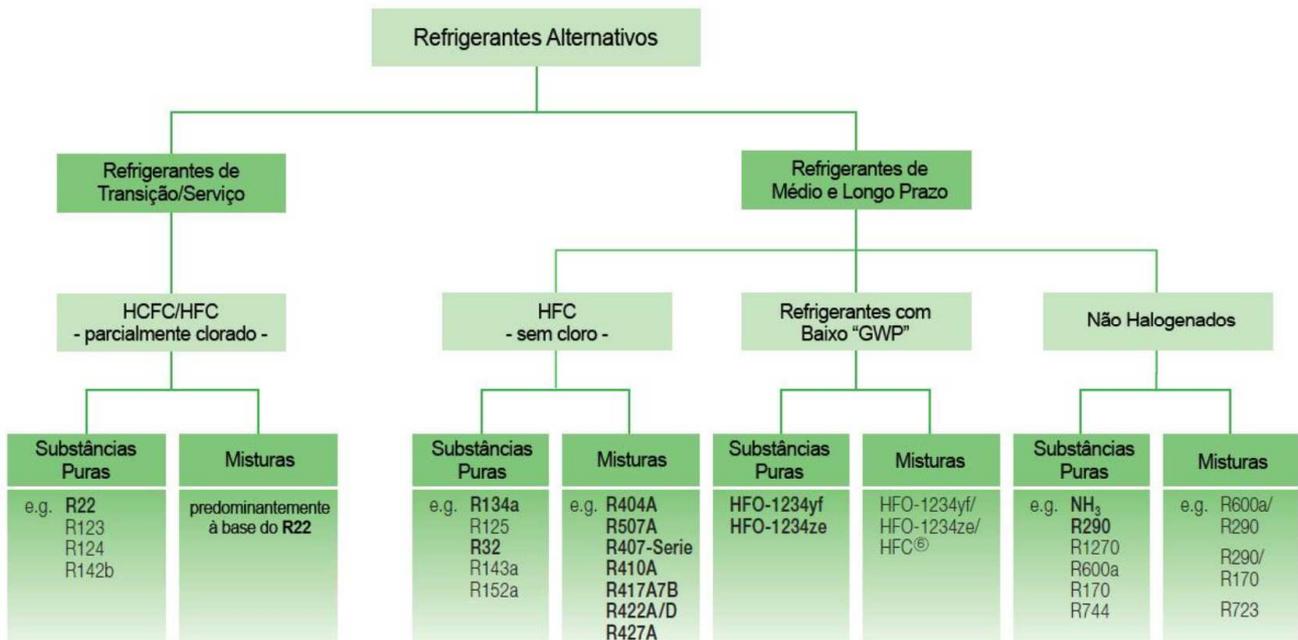


Figura 2.12 – Fluidos refrigerantes alternativos.

Fonte: Chemours, 2016

2.8.1 R-134a

O R-134a é um refrigerante utilizado em uma grande variedade de aplicações, inclusive como componente de muitas das misturas HFCs que existem no mercado. Permite trabalhar com pressões mais baixas do que com o resto de HFCs e é um produto eficiente do ponto de vista energético para temperaturas positivas e médias. É um gás refrigerante HFC puro que substitui o R-12 em novas instalações. Não danifica a camada de ozônio, com um ODP igual a zero, e muito eficiente do ponto de vista energético, porém, o R-134a apresenta um médio valor de potencial de aquecimento global (GWP) de 1430.

2.8.2 HFO-1234yf

Trata-se de um refrigerante com grau zero de destruição da camada de ozônio (ODP) e um potencial de aquecimento global (GWP) muito baixo, desenvolvido para cumprir a Diretiva Europeia F-Gas para a eliminação progressiva dos refrigerantes com um alto potencial de aquecimento global no setor do Ar Condicionado Móvel (MAC). Por apresentar propriedades similares, pode substituir o R-134a em todas as aplicações onde se aceite uma ligeira inflamabilidade.

O R-1234yf é ligeiramente inflamável (pertence às categorias A2L: baixa inflamabilidade) e exige pequenas alterações no desenho dos equipamentos para ser utilizado em sistemas de ar condicionado móveis de expansão direta.

A Figura 2.13 mostra graficamente a pressão de vapor em função da temperatura para o R-134a e o R-1234yf, enquanto a Tabela 2.4 destaca a similaridade entre as propriedades de ambos os fluidos.

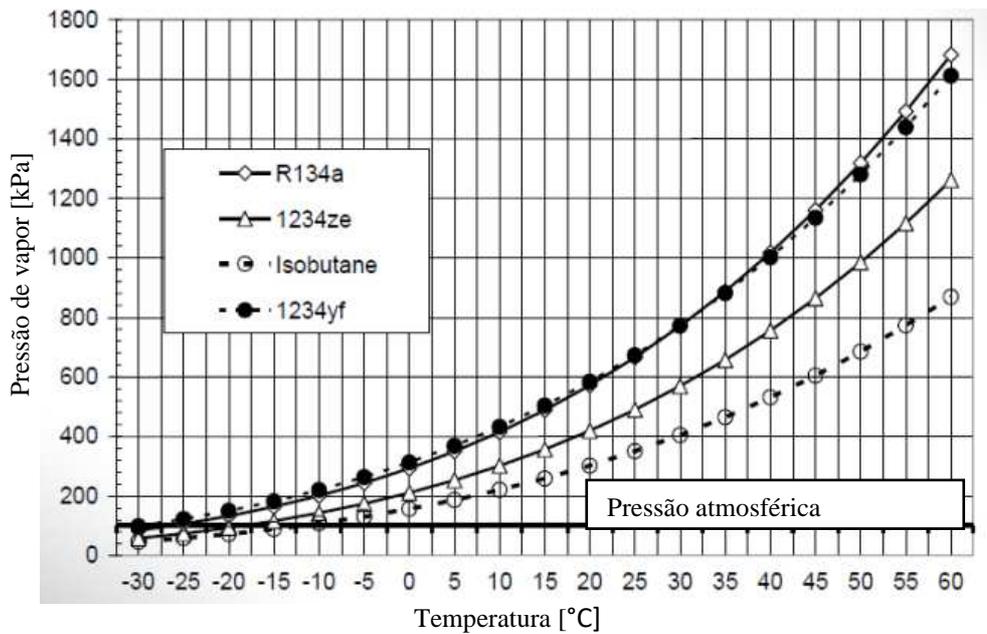


Figura 2.13 – R-134a versus R-1234yf – Pressão de vapor versus temperatura.

Fonte: MMA, 2011, p. 15

Tabela 2.4 – Comparação das propriedades do R-134a e R-1234yf.

	HFO-1234YF	HFC-134a
Fórmula Química	CF ₃ F=CH ₂	CH ₂ FCF ₃
Classe de segurança	A2L	A1
GWP	1 _{AR5}	1300 _{AR5}
ODP	0	0
Massa molar [kg/kmol]	114,04	102,3
Pressão crítica [MPa]	3,382	4,0593
Temperatura crítica [°C]	94,7	101
Ponto de fusão a 101,3 kPa [°C]	-152,2	-103,3
Ponto de ebulição a 101,3 kPa [°C]	-29,45	-26
Tempo de vida na atmosfera [anos]	<0,05 (11 dias)	14
Limite inferior de inflamabilidade [vol.% no ar a 23 °C]	6,2	-
Limite superior de inflamabilidade [vol.% no ar a 23 °C]	12,3	-
Temperatura de autoignição [°C]	405	>750
Mínima energia de ignição [mJ]	5000-10000	-
Calor de combustão [kJ/g]	10,7	4,2
Peso molecular [g/mol]	114	102
Densidade do líquido a 25°C [kJ/m ³]	1092	1207
Calor específico do vapor a 25°C [kJ/kg-K]	0,92811	0,85118
Pressão de vapor a 25°C [kPa]	683	666,1
Calor de vaporização no ponto de ebulição [kJ/kg]	180,1	215,9

Fonte: Chemours, 2016

2.9 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas algumas correlações sobre os fenômenos de transferência de calor, de massa e de quantidade de movimento em escoamentos monofásico e bifásico, necessários à compreensão dos testes experimentais deste trabalho, bem como à elaboração do modelo de simulação inicialmente proposto. Com este conhecimento será então possível o entendimento dos fenômenos que ocorrem durante o procedimento experimental realizado no banco de testes, cujas particularidades serão objeto de estudo do próximo capítulo.

3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

3.1 Introdução

Tendo em vista a grande quantidade de correlações propostas para a determinação da fração de vazio, um estudo experimental é fundamental para permitir a melhor escolha da correlação que será usada para alimentar o modelo matemático de simulação. Este capítulo permitirá um melhor conhecimento do dispositivo experimental utilizado neste trabalho, seus componentes e dispositivos de controle.

3.2 Bancada de testes

A bancada para a realização do inventário pertence ao Laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento (GREA) do Departamento de Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais (DEMEC-UFMG). A Figura 3.1 mostra o diagrama esquemático para o banco de ensaios, com destaques para o circuito principal, onde será avaliado o inventário de massa, e o circuito de refrigeração, com a função de fornecer água gelada para condensar o fluido refrigerante no circuito principal.

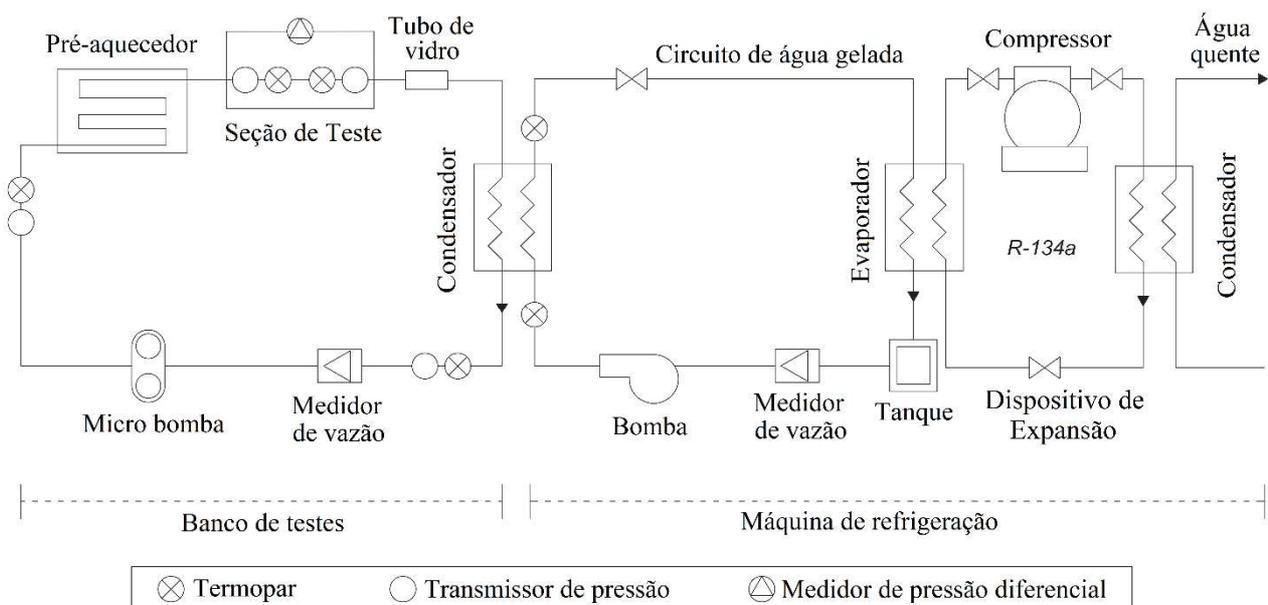


Figura 3.1 – Diagrama esquemático do banco de ensaios

3.3 Circuito principal

O circuito principal por onde circula o fluido de testes é composto basicamente por um condensador, uma micro bomba, um pré-aquecedor e uma seção de testes, conforme mostrado na Figura 3.2. O fluido de testes passando pela micro bomba no estado líquido tem sua pressão aumentada. Através de uma resistência elétrica que envolve toda a extensão do pré-aquecedor, cuja potência é controlada por um conversor de frequência, o fluido recebe calor, iniciando então o processo de mudança de fase. O título em vapor pode ser calculado por meio de um balanço de energia, uma vez que a potência fornecida ao pré-aquecedor é conhecida e distribuída de forma homogênea através da resistência enrolada em volta da tubulação. Ao sair do pré-aquecedor, o fluido passa pela seção de testes, seguindo para o condensador, onde troca calor em contracorrente com a água gelada fornecida pelo circuito de refrigeração. Como a seção de testes é isolada termicamente e de comprimento reduzido, o escoamento do fluido em seu interior tende a manter suas propriedades constantes até a entrada do condensador. Nesse componente, em razão da troca de calor com a água de resfriamento, o fluido refrigerante, na saída do condensador, encontra-se no estado de líquido comprimido, reiniciando o ciclo.

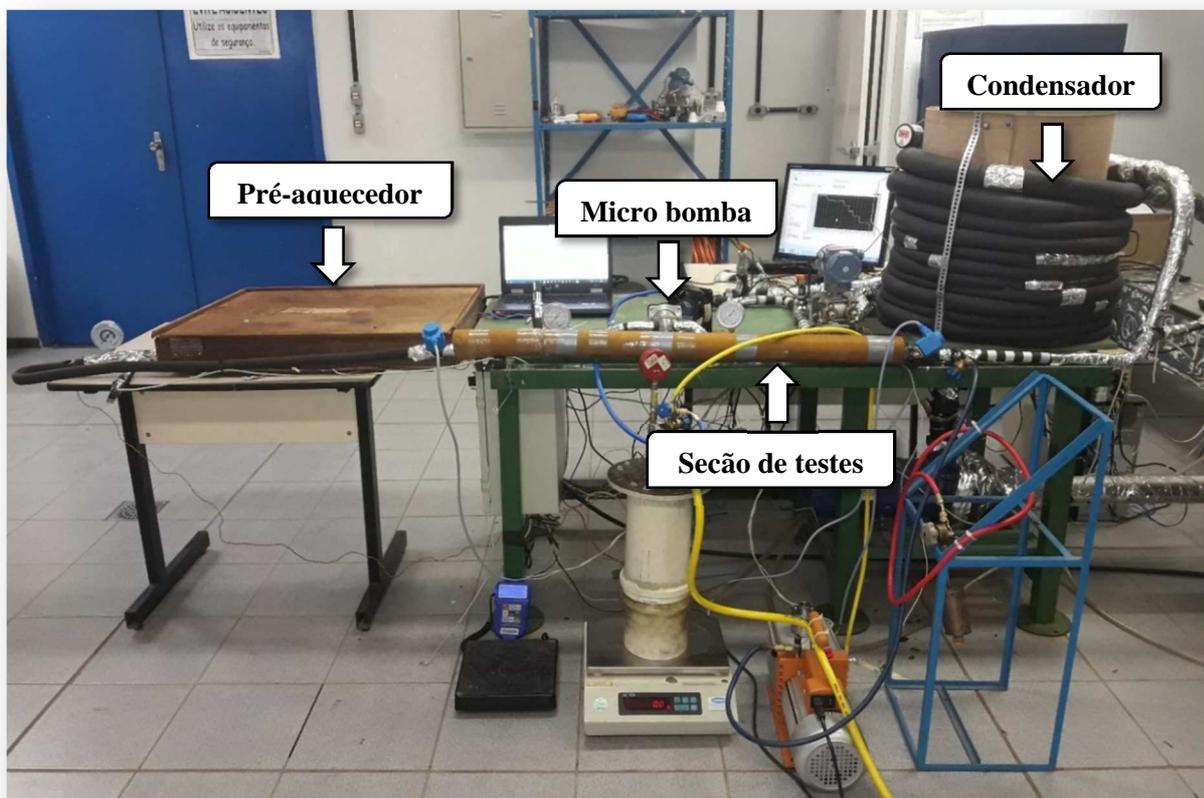


Figura 3.2 – Bancada de testes

3.4 Micro bomba

Para a circulação do fluido de trabalho, o equipamento conta com uma bomba de engrenagens compacta modelo GJ-N23, do fabricante MICROPUMP, destinada a bombeamento de fluidos abrasivos em aplicações que não toleram vazamentos, desenvolvendo um bom suprimento de fluido contínuo sem pulso. Opera com uma vazão volumétrica entre 0,158 a 6,8 L/min, para uma rotação máxima de 5500 rpm e uma diferença de pressão máxima de 5,5 bar.

A micro bomba é acionada por um motor de passos controlado por meio de um conversor de frequência TIRISTHERM, modelo TH 6221A/20-14, de forma a permitir o ajuste da vazão do fluido refrigerante. O eixo do motor encontra-se acoplado magneticamente à micro bomba, o que impede a contaminação do fluido com óleo. As Figuras 3.3 e 3.4 mostram a micro bomba e o conversor de frequência para o acionamento do sistema.



Figura 3.3 – Bomba de Engrenagens acoplada ao motor de passos



Figura 3.4 – Conversor de frequência.

3.5 Pré-aquecedor

O pré-aquecedor é constituído por um tubo de cobre de 4,77 mm de diâmetro interno e 12,2 metros de comprimento. A tubulação foi condicionada em 20 trechos retos de aproximadamente 54 cm e 20 curvas com raio de curvatura de 2,4 cm. Todo seu comprimento foi envolvido por uma resistência elétrica total de $16,1\Omega$, fornecendo uma potência máxima de cerca de 2,7 kW, distribuída de forma uniforme pelo comprimento da tubulação. O conjunto está isolado externamente com mantas de fibra de vidro e placas isolantes de poliuretano, e acondicionado em um recipiente de madeira, conforme mostrado nas Figuras 3.5 e 3.6. Devido à distribuição geométrica da resistência elétrica em torno da tubulação, considera-se que a potência fornecida ao fluido é distribuída de forma homogênea em relação ao comprimento do pré-aquecedor.



Figura 3.5 – Montagem do Pré-aquecedor



Figura 3.6 – Pré-aquecedor montado e instalado

Para o cálculo da massa de fluido refrigerante, é fundamental o conhecimento do volume interno do pré-aquecedor. Assim, seu interior foi preenchido com água na temperatura em torno de 25°C (temperatura ambiente), de forma a se garantir que todo o ar fosse extraído da tubulação. O volume de água foi retirado do pré-aquecedor e medido em um béquer. O procedimento foi realizado quatro vezes para minimização dos erros aleatórios de medição, e os resultados estão apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Medição do volume interno do pré-aquecedor.

Pré-aquecedor	
Medida	Volume [ml]
1	216
2	218
3	218
4	220

MI: 218 ml

De forma similar ao controle da micro bomba, a potência fornecida ao pré-aquecedor é ajustada por meio de um conversor de frequência TIRISTHERM, modelo TH 6221A/20-14, o que permite um controle preciso sobre a energia transferida ao fluido.

O conversor de frequência foi calibrado conforme o procedimento descrito no Apêndice F, tendo o pré-aquecedor o rendimento apresentado na Figura 3.7.

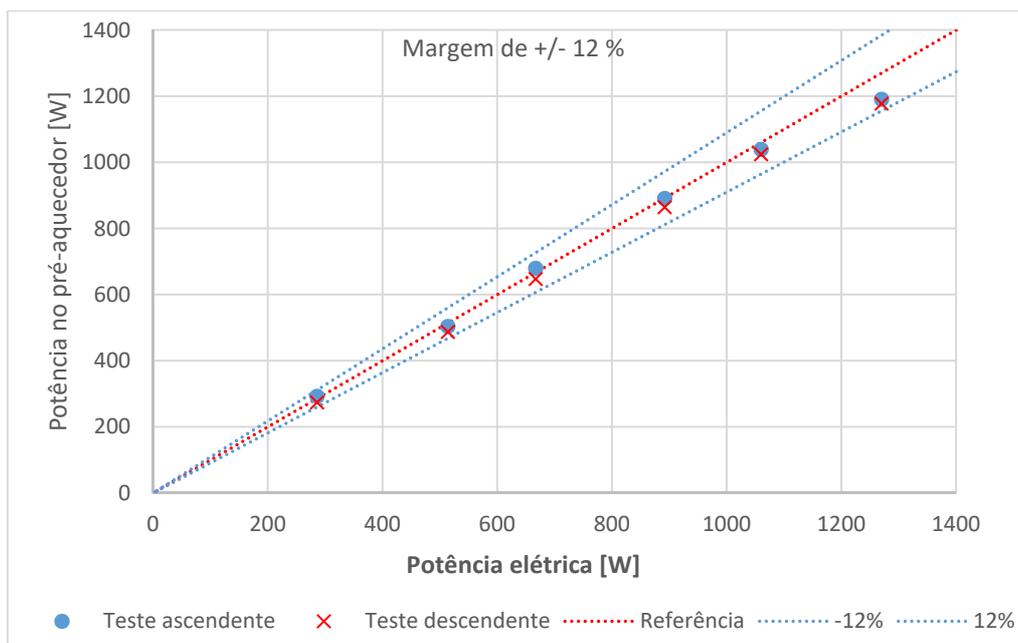


Figura 3.7 – Rendimento do pré-aquecedor

Percebe-se que o erro máximo está contido dentro de uma margem de $\pm 12\%$, com os maiores erros sendo encontrados nos pontos de maior potência. Para potências menores, abaixo de 700W, o erro está em torno de $\pm 4\%$.

O procedimento de calibração também permitiu determinar que o tempo mínimo de estabilização do pré-aquecedor é de cerca de 10 minutos, de forma a garantir que o equipamento atinja o regime permanente em qualquer ponto de operação.

3.6 Seção de testes

A seção de testes, mostrada na Figura 3.8, é utilizada para experimentos relativos a medições da queda de pressão, sendo composta de um trecho de reto de tubulação isolada termicamente. Ela promove a ligação entre o pré-aquecedor e o condensador.



Figura 3.8 – Seção de Teste

A saída da seção de teste possui um visor de vidro, de 300 mm de comprimento e de 9,0 mm de diâmetro interno, localizado na saída da seção de testes. O visor permite a observação dos padrões de escoamento bifásicos do fluido de trabalho. Dois outros visores menores localizados na entrada da bomba e na saída do pré-aquecedor permitem analisar se escoamento é monofásico ou bifásico.



(a)



(b)

Figura 3.9 – Visor do fluido.

3.7 Condensador

A Figura 3.10 mostra o condensador usado no banco de testes. Trata-se de um trocador de calor de tubos concêntricos, isolado termicamente com espuma elastomérica e enrolado em hélice. Tem por finalidade condensar o refrigerante após a saída da seção de testes para garantir que o fluido chegue até a micro bomba no estado líquido. No condensador, o fluido refrigerante escoava pelo tubo de cobre interior com diâmetro interno de 7,94 mm e um comprimento total de 21,06 m, trocando calor com uma solução de água e etileno-glicol que passa pela seção anular.



Figura 3.10 – Condensador do circuito principal.

Bem como no pré-aquecedor, para se calcular a massa de fluido refrigerante no sistema, é fundamental o conhecimento do volume interno do condensador. Assim, seu interior foi preenchido com água na temperatura em torno de 25°C (temperatura ambiente), de forma a garantir que todo o ar fosse extraído do interior da tubulação. O volume de água foi retirado e medido em um béquer. O procedimento foi realizado quatro vezes para minimização dos erros aleatórios de medição, e os resultados estão apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Medição do volume interno do condensador.

Condensador	
Medida	Volume [ml]
1	1040
2	1044
3	1040
4	1048

MI: 1043 ml

3.8 Acumulador

O acumulador é um equipamento projetado para permitir a retirada ou inclusão de fluido primário no sistema. O acumulador é que permite medir a massa presente no banco de testes, pois a variação de massa em seu interior, constantemente avaliada por meio de uma balança digital, indica a massa adicionada ou removida do banco de testes.

Na Figura 3.11, o acumulador e a disposição interna de sua construção podem ser vistos. Quando é necessário retirar fluido do circuito, um registro é aberto, conectando o acumulador à linha de fluido, na saída ou entrada do condensador. Água gelada circula em contato com a parede externa da garrafa, retirando calor e fazendo a pressão no interior do acumulador cair. Dessa forma, como a pressão no circuito é maior do que a do acumulador, o fluido se desloca na direção desse. Quando se deseja colocar massa no sistema, circula-se água quente pela garrafa, aumentando-se a pressão interna e fazendo o fluido deslocar para o circuito principal.

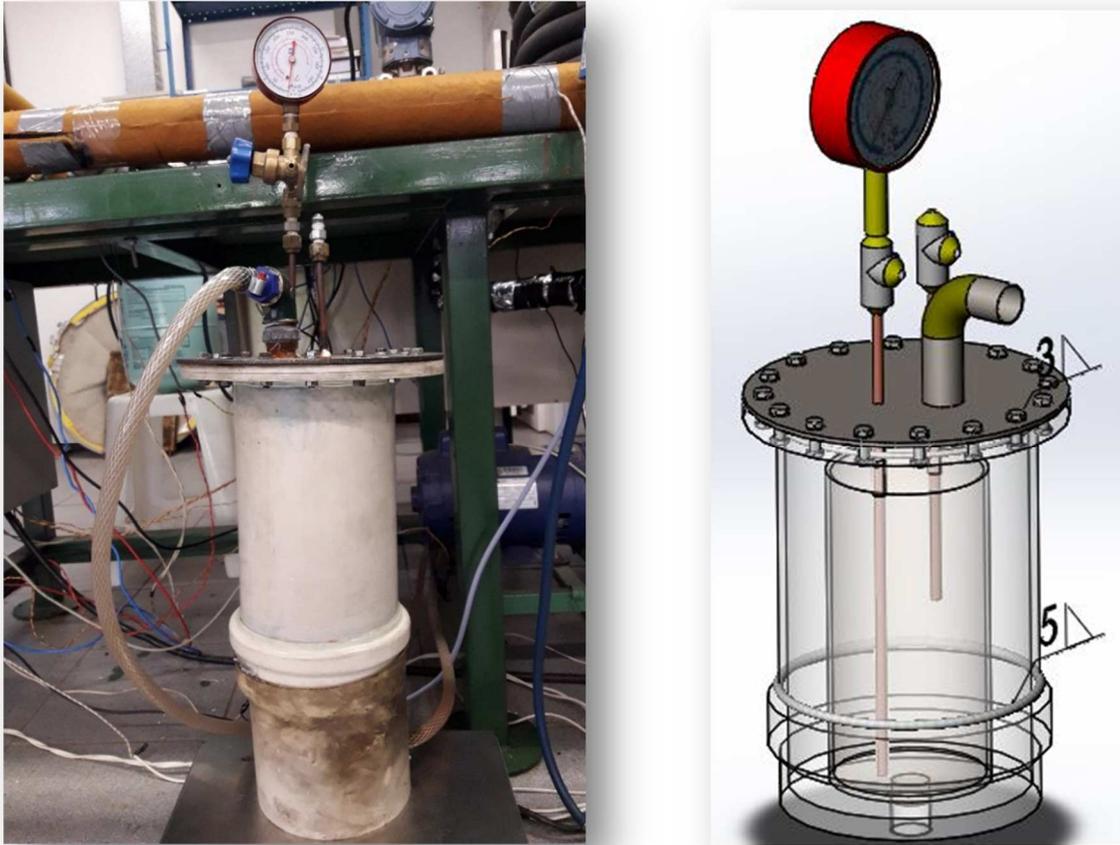


Figura 3.11 – Acumulador.

3.9 Circuito de refrigeração

O banco de apoio é uma máquina de refrigeração conforme mostrado na Figura 3.12. Ela trabalha com o refrigerante R-134a e fornece água gelada para o condensador do banco de testes. A bancada é dotada de um controlador PID e de um compressor com rotação variável, acionado por um conjunto motor elétrico/inversor de frequência, permitindo o ajuste da potência de refrigeração entregue pela máquina. O controlador PID permite controlar a temperatura da água de resfriamento do sistema na faixa de 5°C a 20°C, uma vez que uma resistência elétrica é ligada ao circuito de água fria. O banco de apoio também conta com um amplo sistema de instrumentação composto por vários manômetros de Bourdon, termopares e um medidor de vazão mássica.



Figura 3.12 – Circuito de Refrigeração.

3.10 *Resumo das características dimensionais da bancada de testes*

A Tabela 3.3 apresenta um resumo das características dimensionais do banco de testes. O levantamento foi realizado de forma criteriosa por repetidas vezes. O conhecimento acerca do volume interno de cada trecho do equipamento é fundamental para o cálculo da massa de fluido refrigerante. Assim, cada trecho foi analisado, medindo-se ora o volume, ora o comprimento e o diâmetro da tubulação. Foram usados um paquímetro e uma escala de aço graduada em milímetros para medições dos diâmetros e comprimentos da tubulação, respectivamente. Os volumes foram medidos através de um béquer graduado com escala mínima de 2 ml, conforme explicado anteriormente.

Tabela 3.3 – Características dimensionais da bancada de testes.

Item	Descrição	Identificação	Comprimento	Diâmetro	Volume
			[m]	[mm]	[m ³]
1	Micro bomba	Volume interno	-	-	1,07x10 ⁻⁷
2	Tubulação	Ligação entre a bomba e o pré-aquecedor	0,830	4,77	1,48x10 ⁻⁵
3	Tubulação de conexão de manômetro 2	Saída da bomba - pressão de alta	0,060	4,77	1,07x10 ⁻⁶
4	Tubulação de conexão do transmissor de pressão 2	Saída da bomba - pressão de alta	0,110	4,77	1,97x10 ⁻⁶
5	Pré-aquecedor	Tubulação em contato com a resistência elétrica	12,199	4,77	2,18x10 ⁻⁴
6	Tubulação	Ligação entre o pré-aquecedor e a seção de testes	1,550	4,77	2,77x10 ⁻⁵
7	Tubulação de conexão de manômetro 3	Saída do pré-aquecedor - pressão de ebulição	0,060	4,77	1,07x10 ⁻⁶
8	Tubulação de conexão do transmissor de pressão 3	Saída do pré-aquecedor - pressão de ebulição	0,110	4,77	1,97x10 ⁻⁶
9	Seção de testes	Incluindo válvulas	1,332	4,77	2,38x10 ⁻⁵
10	Ponto de acesso 1 (carga/descarga) com registro	Saída da seção de testes	0,070	4,77	1,25x10 ⁻⁶
11	Tubulação	Ligação entre a seção de testes e o condensador - trecho 1	0,400	4,77	7,15x10 ⁻⁶
12	Tubulação	Ligação entre a seção de testes e o condensador - trecho 2	0,830	7,94	4,11x10 ⁻⁵
13	Tubulação de conexão do transmissor de pressão 4	Entrada do condensador	0,110	4,77	1,97x10 ⁻⁶
14	Condensador	Tubulação em contato com o fluido secundário	21,060	7,94	1,04x10 ⁻³
15	Tubulação	Ligação entre o condensador e o ponto de acesso 2 - trecho 1	0,330	7,94	1,63x10 ⁻⁵
16	Tubulação de conexão do transmissor de pressão 1	Saída do condensador - pressão de baixa	0,110	4,77	1,97x10 ⁻⁶
17	Tubulação	Ligação entre o condensador e o ponto de acesso 2 - trecho 2	0,140	4,77	2,50x10 ⁻⁶
18	Ponto de acesso 2	Carga/descarga de fluido com 2 registros	0,230	4,77	4,11x10 ⁻⁶
19	Tubulação	Ligação entre o ponto de acesso 2 e o medidor de vazão	0,420	4,77	7,51x10 ⁻⁶
20	Medidor de vazão	Ligação entre o ponto de acesso 2 e a bomba	0,040	4,77	7,15x10 ⁻⁷
21	Tubulação	Ligação entre o medidor de vazão e a bomba	0,570	4,77	1,02x10 ⁻⁵
22	Tubulação de conexão de manômetro 1	Saída do condensador - pressão de baixa	0,060	4,77	1,07x10 ⁻⁶

Volume total: 1,43x10⁻³ m³

3.11 Instrumentação

O sistema é dotado de mecanismos para aquisição de dados, de forma que se possa determinar grandezas como vazão, pressão e temperatura.

3.11.1 Vazão

Foi ligado ao circuito principal, entre a saída do condensador e a entrada da micro bomba, um medidor de vazão baixa do tipo rotativo marca Kobold modelo DPM 1530, conforme mostrado na Figura 3.13. O fluido passa pelo interior da caixa do medidor e movimenta o rotor. O movimento desse rotor é detectado por um sensor óptico-eletrônico sem contato mecânico, que converte o movimento para um sinal de frequência assimétrico proporcional à velocidade da vazão. O equipamento apresenta uma faixa de medição de 0,05 a 4,0 l/min, com um sinal de frequência de saída linear variando entre 0 a 372 Hz. O procedimento de calibração do medidor de vazão é tratado em detalhes no Apêndice B.



Figura 3.13 – Medidor de Vazão

3.11.2 Pressão

As tomadas de pressão do circuito principal são realizadas em quatro pontos: entrada e saída do pré-aquecedor e entrada e saída do condensador. Estas medidas são feitas por transmissores de pressão manométrica do fabricante NOVUS, modelo NP430D (Figura 3.14), com faixas de medição entre 0-2000 kPa e 0-2500 kPa, que apresentam um sinal de tensão proporcional na saída variando de 12 a 28 Vdc e uma precisão de cerca de 1% do fundo de escala quando operando em uma temperatura de até 40°C.



Figura 3.14 – Transmissor de pressão manométrica.

De maneira complementar, manômetros de Bourdon também compõe o sistema de medição de pressões, sendo colocados estrategicamente para medir as pressões de baixa e de alta na entrada e saída da bomba respectivamente, bem como a pressão de ebulição na saída do pré-aquecedor. Todos os instrumentos para medição da pressão foram calibrados com a utilização de uma bomba hidráulica, sendo o procedimento relatado com detalhes no Apêndice C.

3.11.3 Temperatura

Para determinação das temperaturas no circuito de testes são usados termopares do tipo T (cobre-constantan). Esse termopar apresenta uma faixa de temperatura de -184°C a 270°C, que abrange de forma satisfatória a faixa de temperaturas usadas nos ensaios.

Os termopares possuem diâmetros de 1,5 mm, e um comprimento de bainha de 10 cm, sendo encapsulados e com isolamento mineral, de forma que as perturbações nas medições sejam amenizadas.

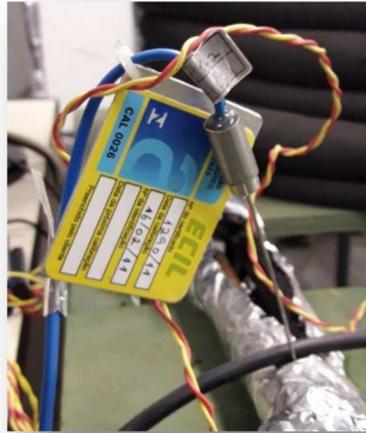


Figura 3.15 – Termopar: saída do condensador.

Foram usados termopares para medir a temperatura do fluido refrigerante na entrada e saída do condensador e do pré-aquecedor. Também foram utilizados termopares para medir a temperatura da água na entrada e saída do condensador, e a temperatura ambiente. Os termopares foram calibrados e o procedimento de calibração pode ser verificado no Apêndice D.

3.11.4 Sistema de aquisição de dados

A aquisição e o registro dos dados experimentais são realizados através de uma placa NI-9213 para as temperaturas e a NI-USB 6211 para pressão. De fabricação da NATIONAL INSTRUMENTS, a placa permite a comunicação com um computador, que, a partir de uma interface em LabView®, fornece os valores em tempo real das temperaturas e pressões, que são armazenados em arquivo de dados.

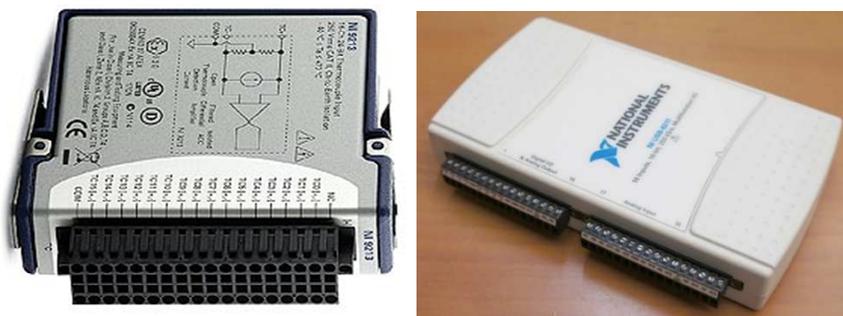


Figura 3.16 – Placas de aquisição de dados.

Direita: NI-USB 6211 (Pressão). Esquerda: NI-9213 (Temperaturas)

A interface de dados foi programada por meio do software LabView®, no qual os dados fornecidos pelos instrumentos de medição e sinais de controle dos dispositivos de atuação foram disponibilizados. A Figura 3.17 mostra a interface de dados registrando valores medidos pelo sistema de aquisição de dados durante um ensaio experimental.

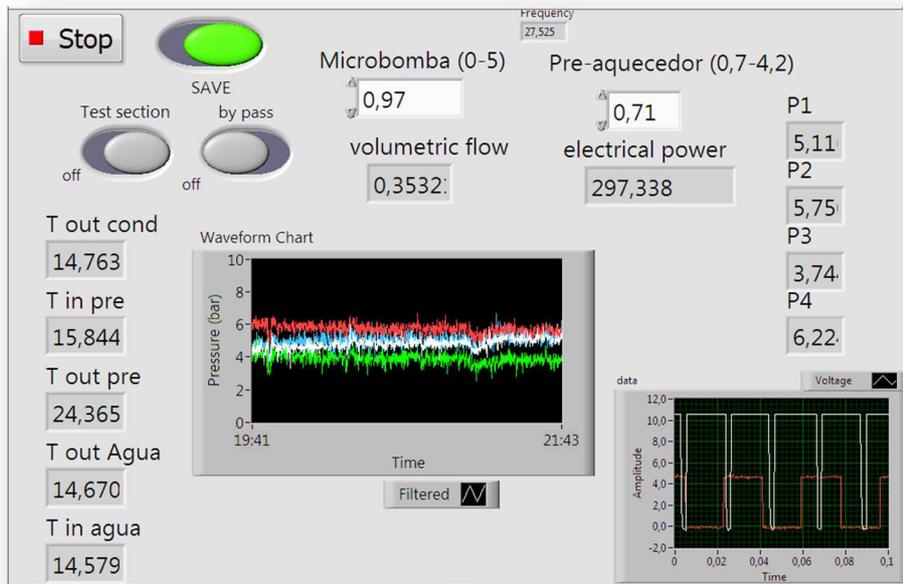


Figura 3.17 – Interface de dados: Programação LabView

3.11.5 Balança digital

Para a avaliação da massa presente no sistema, foi utilizado uma balança eletrônica de precisão Marte modelo AC10K com carga máxima de 10.000g, divisão de 0,1g, tempo máximo de estabilidade de 3s, tara subtrativa e mostrador digital (Figura 3.18).



Figura 3.18 – Balança digital de precisão MARTE AC10K

Como o equipamento não possui certificado de calibração, o resultado da medição é obtido pela aplicação da seguinte equação:

$$RM = MI - T_{dc} \pm E_{m\acute{a}x} \quad (3.4)$$

Onde MI é a Média das indicações [g], T_{dc} a Tendência [g] e $E_{m\acute{a}x}$ o erro máximo [g]

3.12 Conclusão

Esse capítulo apresentou um compêndio detalhado sobre o dispositivo experimental utilizado neste trabalho, de forma a proporcionar o conhecimento necessário para a realização do inventário de fluido refrigerante no banco de testes, bem como sua predição com a ajuda do modelo de simulação. Assim, no próximo capítulo será possível abordar com detalhes a metodologia empregada na elaboração do modelo matemático e dos testes experimentais realizados.

4. METODOLOGIA

4.1 Introdução

O trabalho proposto consiste na elaboração de um modelo matemático para predição da quantidade de massa de fluido refrigerante em cada parte da bancada de testes, bem como na determinação experimental da quantidade de massa total de fluido no sistema para diversos pontos de operação. Para isso, foram levantados dados experimentais e medições diretas da massa de fluido. Dessa forma, serão apresentados neste capítulo um detalhamento sobre a elaboração do modelo desenvolvido, bem como do procedimento experimental realizado.

4.2 Modelo Matemático

Para calcular a massa total de fluido em cada ponto de operação proposto, foi implementado um modelo matemático de simulação da bancada de testes utilizando o software **EES - Engineering Equation Solver**, que, além de ser uma ferramenta matemática avançada, possibilita a obtenção das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes. O modelo pode ser esquematizado em módulos, conforme mostrados na Figura 4.1.

4.2.1 Parâmetros de entrada e saída do modelo

São fornecidos como parâmetros de entrada do modelo os dados geométricos de cada trecho do circuito de testes, incluindo os volumes e/ou comprimentos e diâmetros internos da tubulação de cada seção correspondente, as temperaturas de entrada e saída da água no condensador, a pressão de ebulição do fluido no pré-aquecedor, a velocidade mássica do fluido, o título de saída no pré-aquecedor, a temperatura do fluido na entrada e saída da micro bomba e a vazão volumétrica da bomba de água. Por outro lado, o modelo fornece como saída a massa de refrigerante em cada trecho de tubulação e a massa total do circuito de testes.

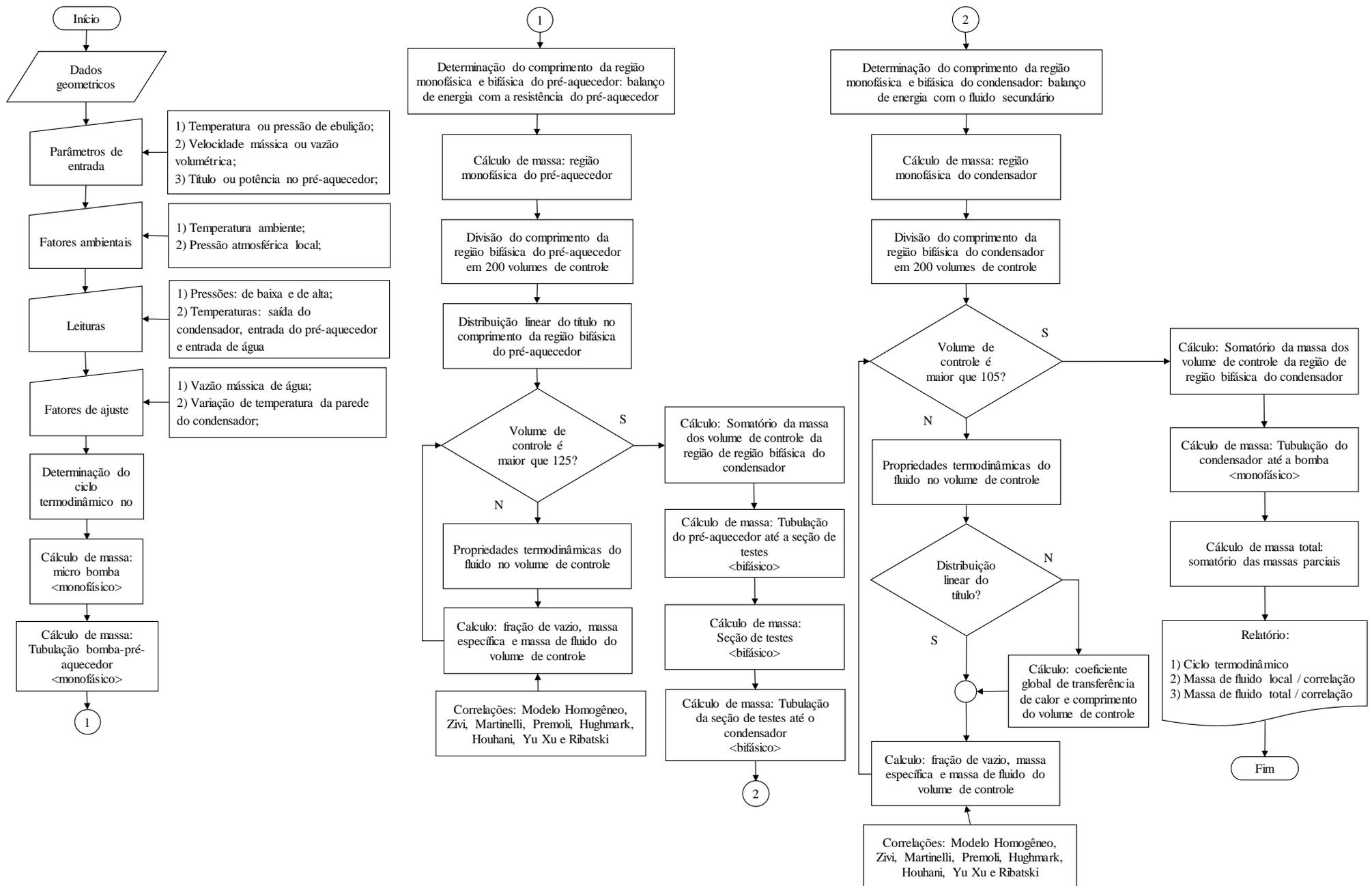


Figura 4.1 – Diagrama de blocos do modelo de simulação

4.2.2 Ciclo termodinâmico

Com base nos parâmetros de entrada e considerando o efeito da perda de carga ao longo das tubulações do pré-aquecedor e condensador, as propriedades termodinâmicas do fluido podem ser obtidas para cada ponto de referência do circuito, tendo sido convencionado os pontos de entrada da micro bomba (1), entrada do pré-aquecedor (2), início da região bifásica do pré-aquecedor (ponto 2-3 dentro do pré-aquecedor), entrada da seção de testes (3), entrada do condensador (4) e final da região bifásica do condensador (ponto 4-1 dentro do condensador), conforme mostrado na Figura 4.2. Já a Figura 4.3 apresenta o ciclo termodinâmico da bancada de testes representado em um diagrama pressão/entalpia, para o qual as perdas de pressão nas regiões monofásicas foram desprezadas. Nessa figura, o ponto (3-4) representa a região correspondente ao comprimento da seção de testes. Apesar de fisicamente separados, na modelagem, é considerado que a passagem do ponto (3) para o ponto (4) ocorre com título constante, sendo também desprezada sua perda de carga, uma vez que o trecho apresenta pequeno comprimento e é bem isolado termicamente, assim, os pontos (3) e (4) se tornam coincidentes no diagrama pressão x entalpia.

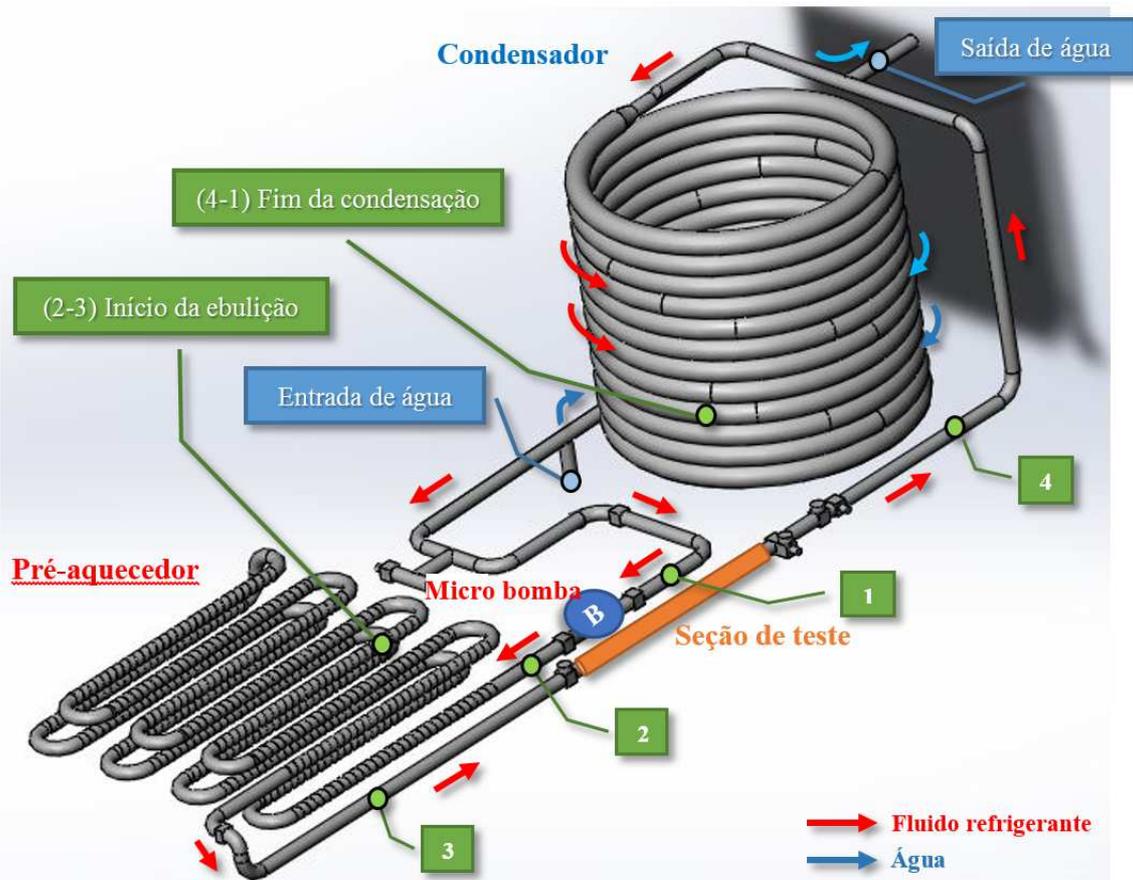


Figura 4.2 – Esquema simplificado do banco de testes.

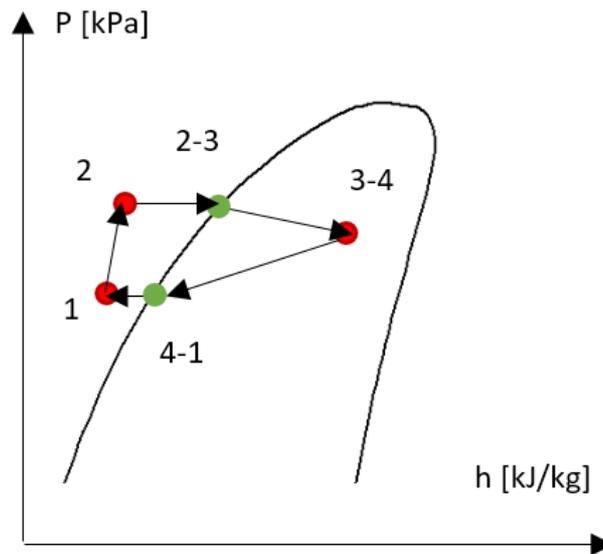


Figura 4.3 – Diagrama P x h – Ciclo termodinâmico do banco de testes

4.2.3 Parametrização de dados

A partir dos parâmetros de entrada pré-estabelecidos, podem ser então determinadas a vazão mássica, a vazão volumétrica e a potência fornecida ao fluido pela resistência elétrica. Para isso, inicialmente, a vazão mássica do refrigerante é calculada pela Eq. 4.1.

$$\dot{m} = G \cdot A \quad (4.1)$$

Com a massa específica do fluido refrigerante definida pela temperatura do fluido na entrada do pré-aquecedor, calcula-se a vazão volumétrica através da Eq. 4.2.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.2)$$

A partir da leitura do medidor de vazão instalado na entrada da micro bomba, ajusta-se sua frequência de operação para que a vazão volumétrica medida corresponda àquela calculada pela Eq. 4.2.

A potência aplicada na resistência do pré-aquecedor pode ser encontrada através do balanço de energia entre a potência elétrica da resistência e a potência recebida pelo fluido refrigerante conforme a Eq. 4.3. Essa potência é diretamente responsável pelo título de trabalho estabelecido.

$$\dot{Q}_{res} = \dot{m} \cdot (h_{3-4} - h_2) \quad (4.3)$$

Na Eq. 4.3, a entalpia na entrada do pré-aquecedor h_2 é conhecida, pois seu valor também é definido pela temperatura do fluido na entrada do pré-aquecedor. Por sua vez, a entalpia de saída h_{3-4} pode ser encontrada em função do título pré-estabelecido. Assim, ajusta-se a potência a ser fornecida pela resistência de forma a se obter o título desejado para o ponto de operação. Essa potência ainda deverá ser corrigida para compensar as perdas de calor no pré-aquecedor. O procedimento detalhado é apresentado no Apêndice F.

4.2.4 Cálculo da massa nas regiões monofásicas

As regiões monofásicas ocorrem do ponto 4-1, situado dentro condensador, até o ponto 2-3, situado dentro do pré-aquecedor. Nas regiões monofásicas, depois de definidas as massas específicas na entrada e saída de cada trecho através do estabelecimento do ciclo termodinâmico mostrado na Figura 4.3, determina-se a massa específica média para toda região analisada, calculando-se então a massa de fluido total.

4.2.5 Cálculo da massa na micro bomba

A massa de fluido no interior da bomba pode ser calculada conhecendo-se o seu deslocamento volumétrico. Assim, de acordo com o fabricante, o volume da bomba pode ser calculado pela Eq. 4.4:

$$V = \frac{64E - 7}{60} \quad (4.4)$$

Estabelecido o volume interno da bomba, pode-se então determinar a massa de fluido no seu interior a partir do conhecimento da massa específica.

4.2.6 Cálculo da massa no pré-aquecedor: região monofásica

Para determinar os comprimentos correspondentes às regiões monofásica e bifásica no pré-aquecedor, o modelo considera que toda energia transferida pela resistência ao pré-aquecedor é distribuída de forma homogênea através de toda sua extensão, uma vez que a resistência envolve todo o comprimento do pré-aquecedor de forma proporcional. Assim, pode-se considerar uma relação direta entre a potência entregue pela resistência e o comprimento do pré-aquecedor, calculando-se uma potência por unidade de comprimento. Conhecendo-se então as propriedades do fluido em cada ponto de referência,

pontos (2) e (2-3) da Figura 4.4, o balanço de energia entre a potência entregue pela resistência e a potência recebida pelo fluido, conforme a Eq. 4.5, fornece o comprimento da região monofásica. Como se trata de uma região monofásica, com o fluido no estado de líquido comprimido, determina-se a massa específica média do trecho, calculando-se então a massa de fluido total.

$$\dot{m} \cdot (h_{2-3} - h_2) = \frac{\dot{Q}}{L_{total}} \cdot L_{monofásico} \quad (4.5)$$

A perda de carga ao longo da região monofásica é desconsiderada pelo modelo de simulação, uma vez que seu valor é pequeno. Calculando-se, por exemplo, um valor típico para a perda de carga na região pela Eq. 2.44 de Darcy-Weisbach (1972), obtêm-se um valor aproximado de 400 Pa, ou seja, 0,004 bar, um valor que pode ser desprezado.

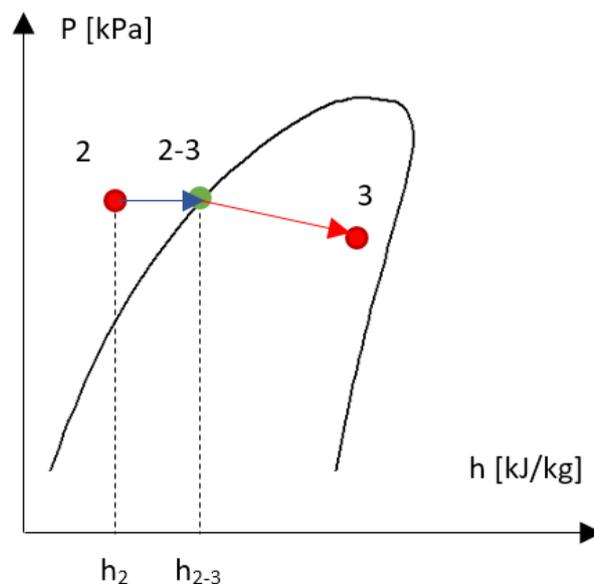


Figura 4.4 – Diagrama P x h – Pré-aquecedor

4.2.7 Cálculo da massa no pré-aquecedor: região bifásica

Conhecendo-se o comprimento total do pré-aquecedor, e tendo-se calculado o comprimento da região monofásica, acha-se, por subtração, o comprimento da região bifásica. Então, divide-se toda a região bifásica em 125 volumes de controle. Para cada um são determinadas as propriedades termodinâmicas do fluido a partir de uma evolução espacial do título, variando de zero, no ponto 2-3, até o título x_3 na saída do pré-aquecedor. Conforme mencionado anteriormente, considera-se que toda energia transferida pela resistência ao pré-aquecedor é distribuída de forma homogênea por sua extensão.

Assim, a energia entregue ao pré-aquecedor é também distribuída em parcelas iguais para cada volume de controle, podendo-se então assumir que a variação do título seja também linear ao longo do trecho bifásico.

Para facilitar a implementação do modelo, a perda de carga ao longo da região bifásica foi estabelecida através do conhecimento da pressão nos pontos 2-3 e 3 da Figura 4.4, sendo sua distribuição considerada linear entre estes pontos.

É então calculado o valor da fração de vazio, bem como a respectiva massa correspondente em cada volume de controle, considerando o Modelo Homogêneo (item 2.3.1) e correlações de Zivi (item 2.3.2), Domansky & Didion (item 2.3.3), Premoli (item 2.3.4), Hughmark (item 2.3.5), Rouhani modificada por Steiner (item 2.3.6), Yu Xu & Xiande Fang (2.3.7) e, por fim, o modelo de Kanizawa e Ribatski (item 2.3.8). Ao final, realiza-se o somatório das massas de cada volume para obtenção da massa total no trecho bifásico.

É importante ressaltar que um teste de malha foi realizado para determinar a discretização da região bifásica do pré-aquecedor necessária ao cálculo da quantidade de massa nessa região. Esse teste levou em consideração a variação dos parâmetros de entrada (título, temperatura de ebulição e velocidade mássica), fazendo uma relação do valor da massa obtida por cada correlação de fração de vazio em função do número de volumes de controle ao longo do comprimento bifásico. Os resultados revelaram que a partir de uma divisão de 125 volumes de controle o valor da massa total na região bifásica do pré-aquecedor não mais sofria alterações perceptíveis pelo modelo.

4.2.8 Cálculo da massa na seção de testes

Para calcular a massa na seção de testes, assume-se que as propriedades do fluido na sua extensão sejam àquelas que o fluido possui ao deixar o pré-aquecedor, e que não se alteram ao longo comprimento em virtude do isolamento térmico e da pequena extensão do trecho. Sabendo-se então a massa específica do fluido, determinada de acordo com os resultados obtidos para cada correlação de fração de vazio no pré-aquecedor, calcula-se a massa de fluido na seção de testes.

4.2.9 Cálculo da massa no condensador: região monofásica

Para determinar o comprimento da região monofásica no condensador, torna-se necessário fazer um balanço de energia com o fluido secundário, ou seja, a água que circula em contracorrente com o fluido primário usando-se a Eq. 4.6.

$$\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,2} - T_{a,1}) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{4-1}) \quad (4.6)$$

Dessa relação, obtêm-se a temperatura de saída da água na região monofásica, uma vez que temperatura da água na entrada é medida por um termopar. As vazões são conhecidas, e considerando que a entalpia de entrada do fluido primário seja àquela do ponto 4-1, sobre a linha de saturação, e que a entalpia de saída seja àquela do ponto 1, o balanço de energia fica estabelecido nos limites da região monofásica do condensador. A Figura 4.5 representa o perfil esperado das temperaturas dos fluidos primários e secundários ao longo do comprimento do condensador.

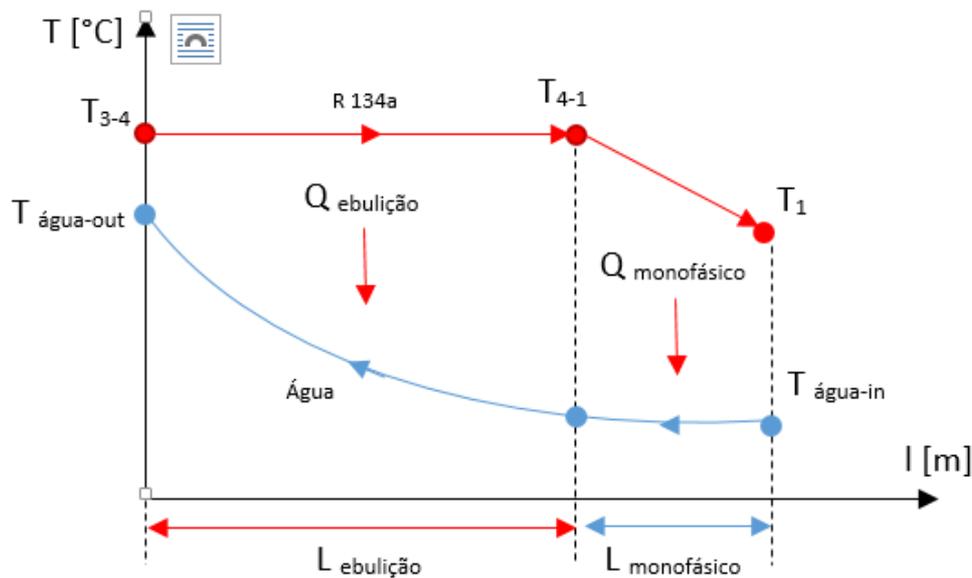


Figura 4.5 – Perfil das temperaturas no condensador

Sabendo-se a área da seção de passagem do fluido primário no condensador, pode-se calcular o comprimento da região monofásica através do método da Diferença da Temperatura Média Logarítmica – DTML, descrito no item 2.4.5, considerando-se também a Lei do Resfriamento de Newton na Eq. 2.28. Assim,

$$UA\Delta T_m = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{4-1}) \quad (4.7)$$

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado pela Eq. 2.29, a partir dos coeficientes de transferência de calor da água e do fluido refrigerante, calculados com a Eq. 2.20 da correlação de Dittus Boelter ou pela Eq. 2.21 da correlação de Gnielinski (1976), uma vez que ambos os escoamentos são monofásicos. No modelo foi considerada a equação de Gnielinski (1976) para os cálculos do coeficiente de transferência de calor das regiões monofásicas, uma vez que, segundo Incropera (2007), essa apresenta resultados com erros menores.

Calculado o comprimento da região de líquido comprimido, determina-se a massa específica média do trecho, calculando-se então a massa total de fluido na região monofásica.

Assim como explicado para região monofásica do pré-aquecedor, a perda de carga ao longo do trecho monofásico do condensador também é desconsiderada pelo modelo, uma vez que seu valor é pequeno. Usando-se a Eq. 2.44 de Darcy-Weisbach (1972), obtêm-se um valor aproximado para a queda de pressão da ordem de 100 Pa, ou seja, 0,001 bar.

4.2.10 Cálculo da massa no condensador: região bifásica

A massa na região bifásica do condensador pode ser calculada pela mesma metodologia empregada no pré-aquecedor, no item 4.2.8, por meio do cálculo da fração de vazio para cada volume de controle estabelecido, fazendo-se o título variar de seu valor igual a x_4 , na entrada do condensador, até o valor de zero, no limite da região monofásica. Porém, no condensador, diferente do que ocorre no pré-aquecedor, a transferência de calor não ocorre de forma homogênea ao longo do seu comprimento.

Rice (1987) cita que a escolha da hipótese do fluxo de transferência de calor se mostra um fator menos significativo para evaporadores, mas importante para condensadores. Assim, a consideração do título variando de forma linear em relação ao comprimento da região bifásica deve ser bem analisada para o condensador do banco de testes.

O modelo do condensador para a região bifásica foi então dividido em duas metodologias distintas. Primeiramente, testou-se a consideração de fluxo de calor constante na região bifásica do condensador, isto é, com o título variando de maneira linear ao longo de seu comprimento, semelhante ao desenvolvido no pré-aquecedor. Assim, os comprimentos de cada volume de controle são iguais, bem como a parcela da energia entregue ao fluido secundário em cada volume.

Sabe-se, porém, que a consideração de fluxo de calor constante não condiz com a realidade do condensador, pois o coeficiente de transferência de calor varia ao longo do condensador à medida que o fluido muda de fase. Assim, uma segunda metodologia foi testada, considerando o cálculo do coeficiente de transferência de calor ao longo do condensador pelo lado do fluido primário e para cada volume de controle por meio da correlação de Shah (2013), conforme as equações 2.33 e 2.34. O coeficiente de transferência de calor da água foi calculado a partir da Eq. 2.21 pela correlação de Gnielinski (1976), encontrando-se então o coeficiente global de transferência de calor definido na Eq. 2.29.

Considerando a Lei do Resfriamento de Newton, Eq. 2.28, pode-se determinar o comprimento de cada volume controle. Assumindo que a potência será distribuída em parcelas iguais em cada volume de controle, o comprimento de cada volume será diferente, gerando uma distribuição não linear do título ao longo do condensador. Rice (1987) cita que essa metodologia pode ser aplicada considerando-se que a temperatura da parede do tubo seja constante. Entretanto, quando se soma as parcelas individuais do comprimento de cada volume de controle para determinar o comprimento total da região bifásica, esse valor não é necessariamente igual àquele já determinado através do balanço de energia com o fluido primário na região monofásica. Tal fato ocorre devido a não se conhecer o valor da diferença de temperatura na parede da tubulação entre os fluidos primário e secundário na Eq. 2.28 (parâmetro necessário para se aplicar a correlação de Shah). Assim, ajusta-se o valor dessa diferença de temperatura por meio de um processo iterativo até que convergência do comprimento total do condensador seja obtida.

Com cada volume de controle definido, seja assumindo a distribuição linear do título ou considerando o coeficiente de transferência de calor, pode-se determinar a massa na região bifásica por meio do somatório de cada parcela encontrada para cada volume de controle. Quanto à perda de carga, assim como no pré-aquecedor, sua distribuição entre os pontos 3-4 e 4-1 foi considerada linear.

Assim como no pré-aquecedor, um teste de malha foi realizado para determinar a discretização da região bifásica do condensador necessária ao cálculo da quantidade de massa nessa região. Esse teste levou em consideração a variação dos parâmetros de entrada (título, temperatura de ebulição e velocidade mássica), fazendo uma relação do valor da massa obtida por cada correlação de fração de vazio em função do número de volumes de controle ao longo do comprimento bifásico. Os resultados revelaram que a partir de uma divisão de 105 volumes de controle, o valor da massa total na região bifásica do condensador não mais sofria alterações perceptíveis pelo modelo.

4.3 Fixação dos pontos de operação no banco de testes

Todo o procedimento experimental acha-se descrito de forma criteriosa no Apêndice G. A seguir, é apresentado um compêndio desse procedimento.

Nos experimentos, com o propósito de se obter cada ponto de operação avaliado para operação do banco de testes, foram fixados e combinados entre si três parâmetros do fluido refrigerante: velocidade mássica (G) de 300 e 400 kg/s-m², temperatura de ebulição (T_{eb}) de 20, 25 e 30°C e título de saída no pré-quecedor (x_3) de 100% até um valor mínimo, esse último limitado pela menor potência disponibilizada pelo sistema de controle do banco de testes. Conforme explicado no item 4.2.3, a velocidade mássica está relacionada com o ajuste da frequência da bomba, assim como o título x_3 depende da potência imposta na resistência do pré-aquecedor.

Em seguida, usando-se o modelo de simulação, estima-se a quantidade mínima de massa de fluido refrigerante a ser colocada inicialmente no banco de testes. Essa massa é apenas uma referência inicial para o carregamento do banco. Para ajustar o valor correto, impõe-se uma pressão mais alta no acumulador por meio da passagem de água quente em seu interior, aguarda-se a estabilização da balança e carrega-se o banco de testes com mais refrigerante até se obter o ponto de operação desejado no banco de testes. Se for necessário retirar refrigerante do banco de testes, o acumulador deverá ser resfriado com água gelada. Desta vez, a pressão em seu interior diminuirá de valor, de modo que a transferência de refrigerante ocorrerá do banco para o acumulador.

Na prática, constatou-se ser mais fácil adicionar refrigerante do acumulador para o banco de testes do que fazer a operação inversa. Por isso, para cada par G e T_{eb} , optou-se por ajustar o primeiro ponto de operação do sistema com a presença de vapor saturado de refrigerante na saída do pré-aquecedor ($x_3 = 100\%$). Para confirmar esse estado, observou-se, por meio do visor montado na saída do pré-aquecedor, o aparecimento de gotículas no seio do vapor sempre que a potência no pré-aquecedor foi levemente reduzida de valor. Em seguida, para se obter pontos de operação com títulos menores, adicionou-se refrigerante ao banco de testes, conforme explicado no parágrafo anterior.

Outra vantagem de começar os ensaios a partir do título x_3 de 100% é que esse ponto de operação do banco de testes permite calibrar a potência do pré-aquecedor. De fato, essa calibração foi inicialmente realizada usando-se água como fluido principal no banco de testes. A Figura 3.7, fruto dessa calibração, permite contabilizar as perdas de calor no pré-aquecedor, bem como achar o seu rendimento (maiores detalhes sobre este procedimento estão apresentados no Apêndice F). A calibração da potência do pré-aquecedor pode ser ratificada quando o banco de testes operou com fluido refrigerante tendo um título

x_3 de 100%, uma vez que as entalpias do fluido na entrada e saída do pré-aquecedor puderam ser obtidas facilmente com as leituras das temperaturas correspondentes. De fato, esse procedimento permitiu um ajuste mais preciso da curva mostrada na Figura 3.7.

Depois de obtido o primeiro ponto de operação do banco de testes, o procedimento para a obtenção de novos pontos é feito pela introdução de pequenas massas de refrigerante no sistema, bem como por correspondente reduções da potência fornecida ao fluido no pré-aquecedor. Os ajustes simultâneos e parcimoniosos desses parâmetros revelaram ser essenciais para evitar o aparecimento de vapor na entrada da micro bomba. Além disso, a massa de refrigerante e a potência do pré-aquecedor foram ajustadas de forma a garantir a constância da temperatura de ebulição pré-estabelecida no teste. Em outras palavras, de um teste com determinado título x_3 para outro com título menor, o ponto (3-4) deslocou-se horizontalmente em direção à linha de líquido saturado no diagrama P-h mostrado na Figura 4.3.

Na verdade, a principal ação que controla a temperatura de ebulição é o ajuste da temperatura da água gelada produzida na máquina de refrigeração. O monitoramento dessa temperatura deve ser feito com critério. A medida que se reduz a potência do pré-aquecedor, diminui-se a carga térmica a ser retirada no condensador e, por conseguinte, há redução da temperatura da água. Tal variação não é compensada instantaneamente pelo controlador PID da máquina de refrigeração, de modo que a redução da temperatura da água leva a uma redução temporária da temperatura de ebulição. Neste momento, um cuidado que deve ser tomado consiste em aguardar a estabilização da temperatura da água para não se acrescentar uma quantidade de refrigerante no sistema maior do que aquela realmente necessária.

Depois que todos os parâmetros se estabilizam (leituras constantes nos respectivos sensores e próximas aos valores pré-estabelecidos), utiliza-se o modelo matemático, agora alimentado por dados reais, para calcular a massa de refrigerante nas condições estabelecidas.

4.4 Dinâmica do comportamento das principais variáveis de entrada e saída

O entendimento da dinâmica do banco de testes é fundamental para a determinação experimental e teórica do inventário no sistema, seja para tomada de decisões corretas de ajuste e controle durante os ensaios, seja para interpretar corretamente as leituras das grandezas medidas e para analisar os resultados obtidos. A seguir, são apresentadas discussões sobre as quatro principais variáveis envolvidas neste problema: vazão, massa e pressão do refrigerante e potência do pré-aquecedor.

4.4.1 Vazão de fluido refrigerante

De acordo com a equação 4.4, observa-se que, fixados os parâmetros de entrada do pré-aquecedor (entalpia do fluido no ponto (2), potência aplicada no pré-aquecedor e pressão do refrigerante), o ajuste da vazão de refrigerante gera certa entalpia na saída do pré-aquecedor (h_3). Por sua vez, essa entalpia, combinadamente com a temperatura de ebulição pré-definida no teste, implica um valor para o título x_3 . Por exemplo, aumentando a vazão de refrigerante, obtém-se títulos menores na saída do pré-aquecedor, pois, para a mesma potência imposta ao refrigerante, a entalpia h_3 torna-se menor.

4.4.2 Potência no pré-aquecedor

Também de acordo com a equação 4.4, a variação da potência aplicada ao pré-aquecedor resulta na variação do título para valores constantes da vazão e entalpia de entrada do fluido. Por exemplo, o aumento da potência implica no aumento da entalpia h_3 de saída do fluido e, conseqüentemente, do título x_3 .

4.4.3 Temperatura de condensação e ebulição

O controle da temperatura de ebulição do refrigerante no pré-aquecedor (e também da temperatura de condensação no condensador) é realizado com a ajuda do PID da máquina de refrigeração, que ajusta a temperatura da água gelada, que, por sua vez, influencia diretamente os valores da temperatura de condensação e da temperatura do refrigerante na saída do condensador. Por exemplo, o aumento da temperatura da água implica o aumento das temperaturas de condensação e de ebulição do refrigerante no banco de testes e, conseqüentemente, o aumento da pressão de saturação do refrigerante (pressão de ebulição no pré-aquecedor e de condensação no condensador). Como a potência e a vazão estão fixadas, a diferença entre as entalpias de entrada e saída deve permanecer constante. Assim, no diagrama P-h mostrado na Figura 4.3, o ponto 3-4 se desloca em direção à linha de vapor saturado.

4.4.4 Massa

A massa de refrigerante presente no banco de testes é essencial para a fixação de um ponto de operação do sistema. Por exemplo, considerando um ponto de operação com valores de G e T_{eb} fixos, para obter

um ponto de operação com um título x_3 um pouco maior, deve-se aumentar a potência aplicada no pré-aquecedor, conforme explicado no item 4.4.2. No entanto, essa operação implica aumento da pressão de saturação do fluido (e também da temperatura T_{eb}), uma vez que o volume do sistema é constante. Então, para compensar a elevação da pressão, certa quantidade de massa de refrigerante deve ser retirada do banco de testes. Posteriormente, pequenos ajustes na potência no pré-aquecedor e na frequência do motor da micro bomba devem ser realizados para ajustar x_3 no valor desejado.

A Figura 4.6 ilustra graficamente o comportamento do ponto de operação na saída do pré-aquecedor em função da variação das principais grandezas de entrada do modelo matemático.

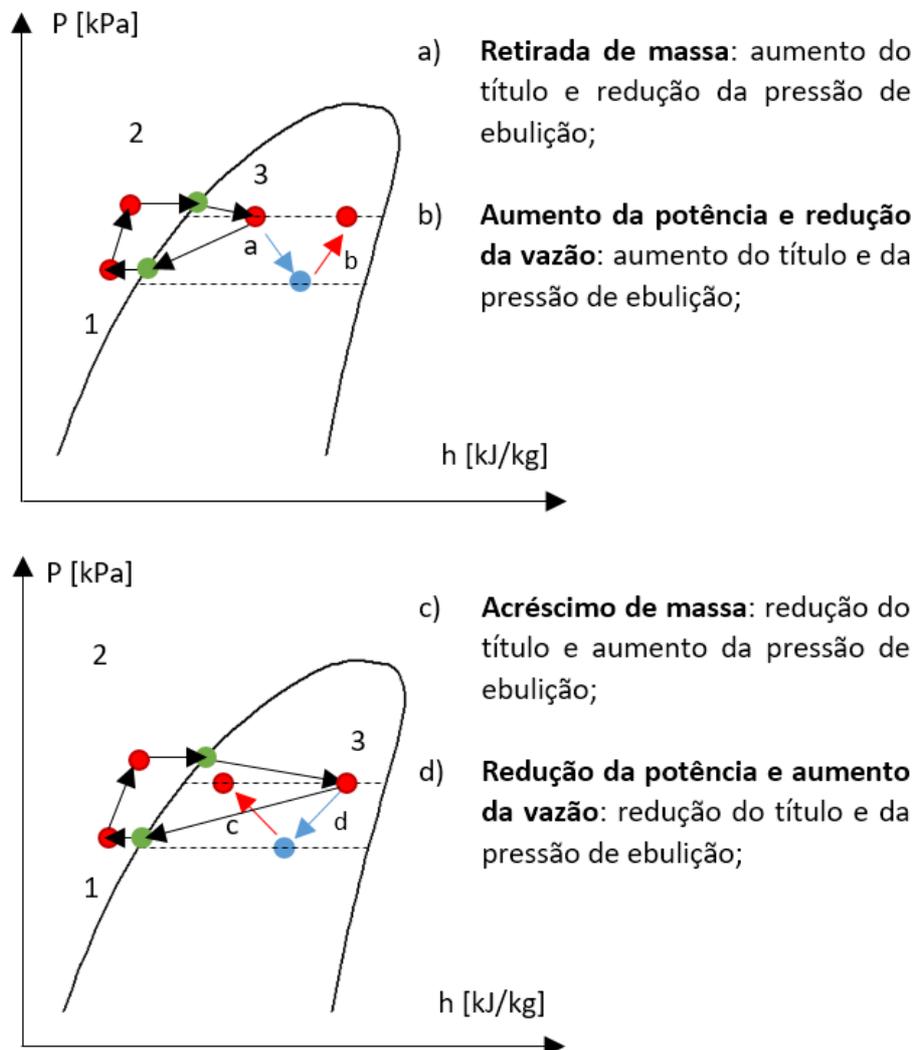


Figura 4.6 – Comportamento do ponto de operação em resposta às variações de parâmetros dos testes experimentais

4.5 Incertezas de Medição

Considerando-se que as grandezas de entrada sejam estatisticamente independentes entre si, isto é, que não guardam nenhuma forma de sincronismo, a propagação das incertezas de medição pode ser calculada, para certa grandeza, em função dos diversos parâmetros de entrada relacionados. Considerando uma grandeza G calculada por:

$$G = f(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots)$$

Segundo Albertazzi (2008), sua incerteza combinada pode ser estimada pela equação 4.8.

$$u^2(G) = \left(\frac{df}{dx_1} \cdot u(x_1) \right)^2 + \left(\frac{df}{dx_2} \cdot u(x_2) \right)^2 + \left(\frac{df}{dx_3} \cdot u(x_3) \right)^2 + \left(\frac{df}{dx_4} \cdot u(x_4) \right)^2 + \dots \quad (4.8)$$

Onde $u(G)$ representa a incerteza padrão da grandeza G e $u(x_1)$, $u(x_2)$, $u(x_3)$, $u(x_4)$, ... representam as incertezas padrões associadas aos parâmetros de entrada x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , ... , respectivamente.

4.5.1 Grandezas envolvidas e suas incertezas

Para efetuar o procedimento de medição, torna-se necessário avaliar a influência das condições ambientais e de outras grandezas que possam interferir na obtenção de resultados. As grandezas que podem ser diretamente medidas apresentam sua incerteza determinada pelo instrumento de medição usado no experimento, sendo então relacionadas conforme a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Quadro resumo: Grandezas físicas *versus* incertezas

Grandeza	Instrumento	Incerteza	Unidade	Observação
Pressão	Transmissor de pressão	±0,2	bar	1% do fundo de escala para faixa de 10 a 40°C
Pressão	Manômetro de Bourdon	±0,04	bar	0,5% do fundo de escala
Temperatura	Termopar tipo T	±0,8	°C	Faixa de -59 a 93 °C
Vazão volumétrica	Medidor de vazão	±0,075	l/min	2,5% do fundo de escala
Massa	Balança	±5	g	Considerando efeito das mangueiras
Comprimento	Paquímetro digital	±0,02	mm	Resolução de 1/50 mm
Comprimento	Trena	±1	mm	Resolução de 1/2 mm
Volume	Béquer	±0,2	ml	Resolução 0,2 ml
Potência elétrica	Osciloscópio digital	±2,50%	kW	2,5 % leit. ±5 dígitos / W1Ø < 2 kW ±0,08 kW

Sobre a medição da massa de refrigerante no banco de testes, a propagação das incertezas foi avaliada considerando-se as incertezas no processo de sua medição, conforme apresentado no Apêndice E. Nesse caso, para cada medida realizada, o valor da sua incerteza foi calculada em função da propagação das incertezas. Outra incerteza sobre a massa de refrigerante é aquela referente ao cálculo por meio do modelo, uma vez que este utiliza dados obtidos do sistema de instrumentação e, obviamente, cada um desses apresenta sua própria incerteza, conforme a Tabela 4.1.

4.6 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado a composição do modelo matemático de simulação empregado para realização do inventário proposto. Também foram pormenorizadas todas as etapas dos testes realizados e a metodologia aplicada para o tratamento das incertezas de medição e de sua propagação. No próximo capítulo são apresentados os resultados experimentais obtidos neste trabalho.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Introdução

Neste capítulo, são apresentados e analisados na forma de gráficos e tabelas os resultados experimentais sobre o inventário na bancada de testes, tanto para o fluido de trabalho R-134a quanto para o fluido HFO-1234yf.

5.2 Apresentação dos Resultados

A Tabela A.1 do Apêndice A representa os dados obtidos nos experimentos realizados no banco de testes carregados com o fluido R-134a, enquanto a Tabela A.2 apresenta os resultados obtidos com o fluido HFO-1234yf.

Conforme explicado no capítulo anterior, foram realizados ensaios nos quais as temperaturas de ebulição foram fixadas em torno de 25°C e 30°C, com a velocidade mássica definida em 300 kg/s-m² e 400kg/s-m² aproximadamente. A partir da combinação dessas grandezas de entrada, o título foi variado entre o valor máximo correspondente a 100% e o menor valor possível alcançado pelo controle de potência da resistência do pré-aquecedor. Também foi incluído para o R-134a uma tabela de experimentos realizada para a temperatura de ebulição de aproximadamente 20°C com uma velocidade mássica em torno de 300 kg/s-m².

O procedimento experimental detalhado no Apêndice G foi rigorosamente seguido para a obtenção dos resultados apresentados, e os valores reproduzidos nas tabelas foram gerados pela média aritmética das leituras obtidas com ajuda do sistema de aquisição de dados. A pressão atmosférica local foi avaliada pelos dados do Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, de sua estação Belo Horizonte – Pampulha-A521, com sede dentro do campus da UFMG. Os resultados podem ser confirmados no site do INMET na aba estações e dados.

5.3 Análise dos resultados experimentais: inventário

Nas Figuras 5.1 e 5.2 estão reproduzidos graficamente os resultados obtidos nas Tabelas A.1 e A.2. Cada ponto de operação nessas figuras deve ser analisado para uma condição específica, considerando que a máquina está funcionando em seu regime permanente para certa condição pré-estabelecida. Assim, um ponto de operação com um título pequeno indica um percurso menor, do ponto de vista de energia, percorrido pelo fluido tanto no condensador quanto no pré-aquecedor dentro da região bifásica. O primeiro gráfico da Figura 4.6 representa um ciclo de operação para um ponto com um título x_3 pequeno na saída do pré-aquecedor. Nessa situação, a maior parte da massa de fluido refrigerante está presente no estado líquido, tanto no condensador quanto no pré-aquecedor, resultando então em massas de refrigerante mais elevadas dentro do banco de testes. De forma análoga, para um título alto, o caminho percorrido dentro da curva de saturação é maior, conforme observado no segundo gráfico da Figura 4.6, ou seja, grande parte do fluido no condensador e no pré-aquecedor acha-se no estado de vapor, resultando, assim, em massas menores.

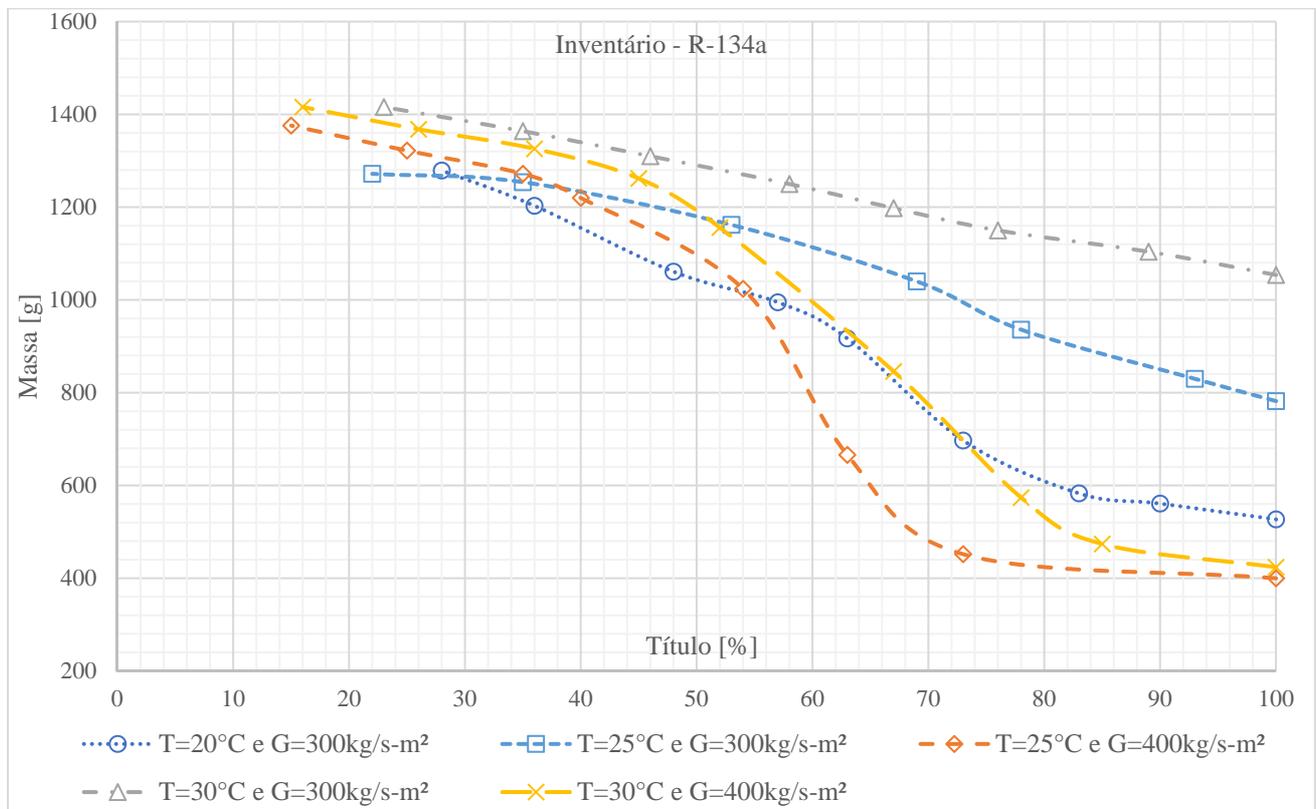


Figura 5.1 – Inventário: Representação dos resultados experimentais para o R-134a.

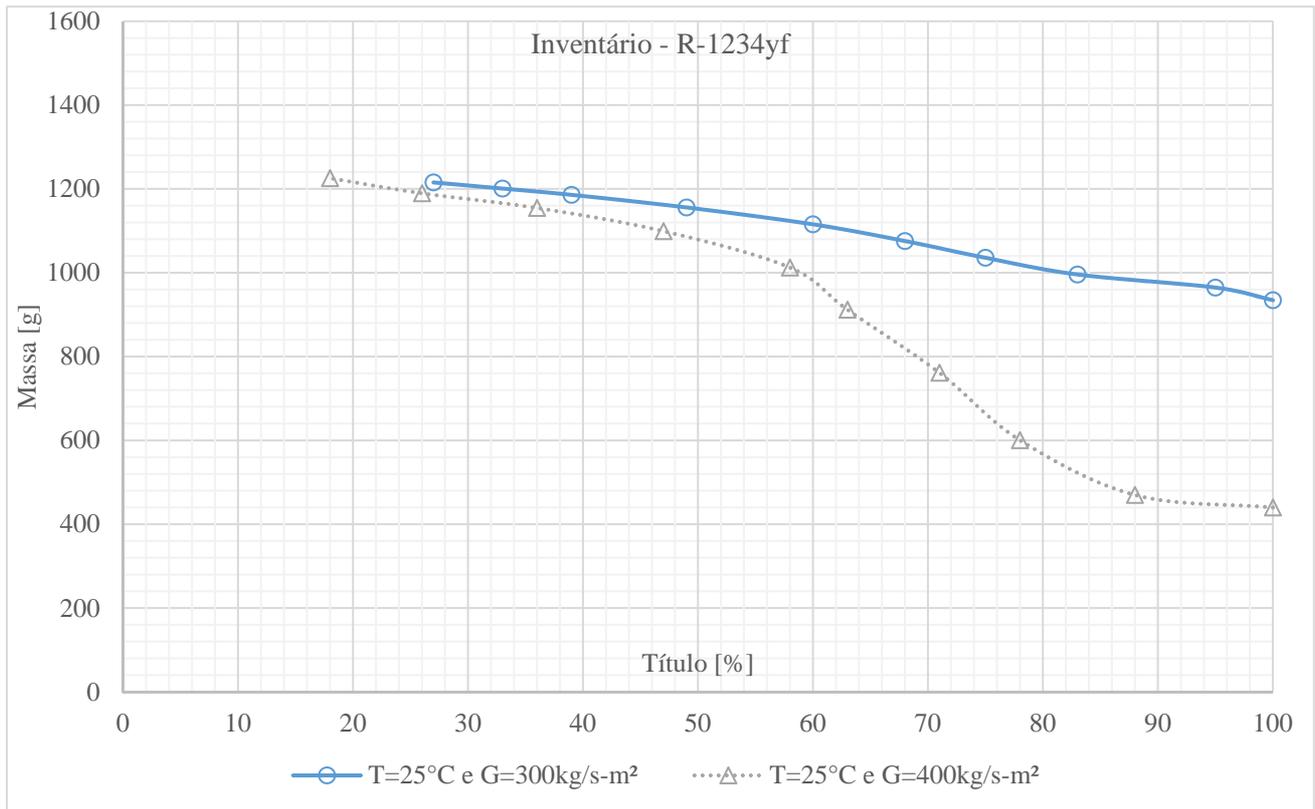


Figura 5.2 – Inventário: Representação dos resultados experimentais para o R-1234yf.

Analisando as Figuras 5.1 e 5.2, percebe-se que, à medida que o título tende a zero, os valores de massa para cada uma das condições de entrada convergem para um único valor de massa, relativo à condição de massa total de fluido na fase líquida. Indiferente das condições de operação pré-estabelecidas, a massa de fluido refrigerante dentro do banco de testes tende a ser a mesma quando se encontra totalmente preenchida pelo fluido no estado líquido, pois o volume do banco de testes é constante e a massa específica do líquido varia muito pouco na faixa de temperatura usada nos ensaios.

Na Figura 5.1, percebe-se ainda que para um mesmo título x_3 e uma mesma velocidade mássica do fluido, temperaturas de ebulição maiores implicam uma maior massa de fluido no sistema. A explicação para isso é apresentada a seguir. Maiores temperaturas de ebulição resultam maiores pressões de operação, de modo que a massa específica do vapor é maior. Por outro lado, a fase líquida do fluido é praticamente incompressível, de modo que sua massa específica quase não varia. A massa específica do fluido nos pontos onde a mistura de líquido e vapor estão presentes, como no condensador, pré-aquecedor e seção de testes, pode ser calculada por:

$$\rho_{mistura} = \rho_l \cdot (1 - \alpha) + \rho_v \cdot \alpha \quad (5.1)$$

Então, o aumento da massa específica da fase vapor resulta em um aumento a massa específica da mistura e, conseqüentemente, da massa total de fluido presente no sistema. Em contrapartida, o simples aumento da temperatura poderia sugerir que a massa específica do fluido seria menor, pois o seu aumento gera um aumento do volume específico do vapor. Porém, o efeito do aumento da pressão sobrepõe o efeito da dilatação térmica do fluido. Além disso, da análise do diagrama de fases de uma substância pura, pode-se inferir que pequenas variações da temperatura na região de líquido/vapor implicam variações significativas da pressão. Assim, ratificando, o efeito do aumento da pressão sobre a massa específica é maior que àquele causado pelo aumento da temperatura, fazendo a massa específica da mistura aumentar.

Nas Figuras 5.1 e 5.2 pode-se também verificar que, para um título x_3 e uma temperatura de ebulição fixados, velocidades mássicas maiores implicam na presença de uma menor quantidade de massa de fluido no sistema.

Analisando-se os resultados propostos por Rice (1987), percebe-se em suas curvas de massa específica média em função da temperatura de saturação (para o fluido R-22), que o aumento da velocidade mássica proporciona uma diminuição do valor da massa específica. Dessa análise, pode-se inferir que a velocidade mássica do fluido influencia o comportamento da fração de vazio. Tal influência pode ser explicada pelo efeito que a velocidade mássica exerce sobre a razão entre a velocidade do fluido na fase vapor e a velocidade na fase líquida (u_v/u_l), ou seja, sobre o deslizamento.

A razão entre a área de passagem de líquido e a área de passagem de vapor (A_l/A_v) pode ser determinada pela eq. 5.2.

$$\frac{A_l}{A_v} = \frac{\dot{m}_l \cdot \rho_v \cdot u_v}{\dot{m}_v \cdot \rho_l \cdot u_l} \quad (5.2)$$

Pela eq. 5.1, com o título constante, a razão entre as vazões mássicas das fases líquido/vapor (\dot{m}_l/\dot{m}_v) serão constantes. Da mesma forma, para a pressão de ebulição constante, a razão entre as massas específicas das fases vapor/líquido (ρ_v/ρ_l) também serão constantes. Logo, mudanças no deslizamento necessariamente ocasionam alterações na relação entre as áreas de passagem de fluido e conseqüentemente no valor da fração de vazio. Assim, para velocidades mássicas maiores ocorrerá um aumento da fração de vazio e a massa específica, por sua vez, diminui, resultando em menos massa no sistema.

5.4 Análise dos resultados experimentais: potência no pré-aquecedor

A potência aplicada na resistência do pré-aquecedor, para cada ponto de operação, pode ser analisada pelos gráficos da Figura 5.3 para o R-134a e na figura 5.4 para o R-1234yf.

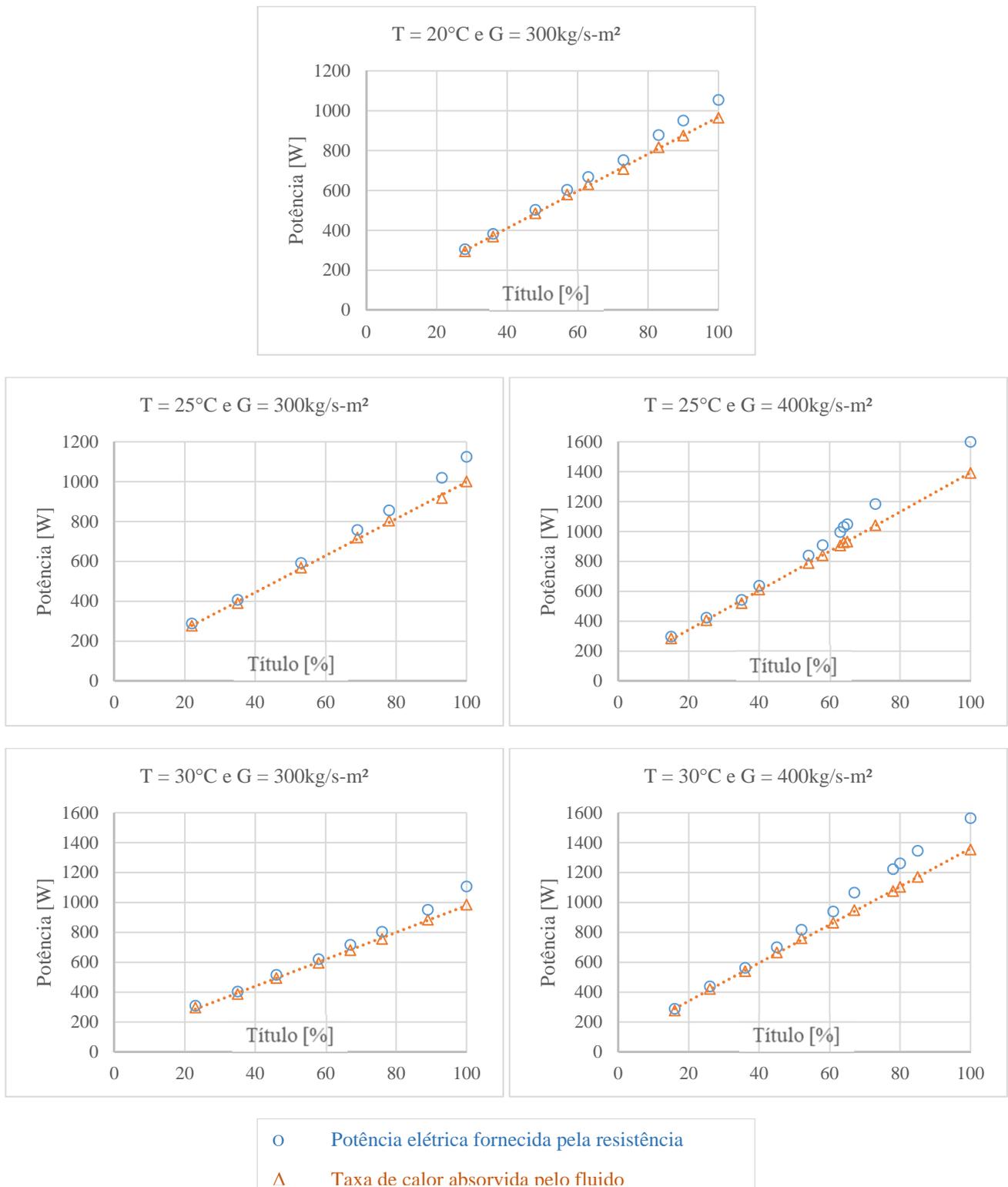


Figura 5.3 – Potência em função do título na saída do pré-aquecedor – R-134a.

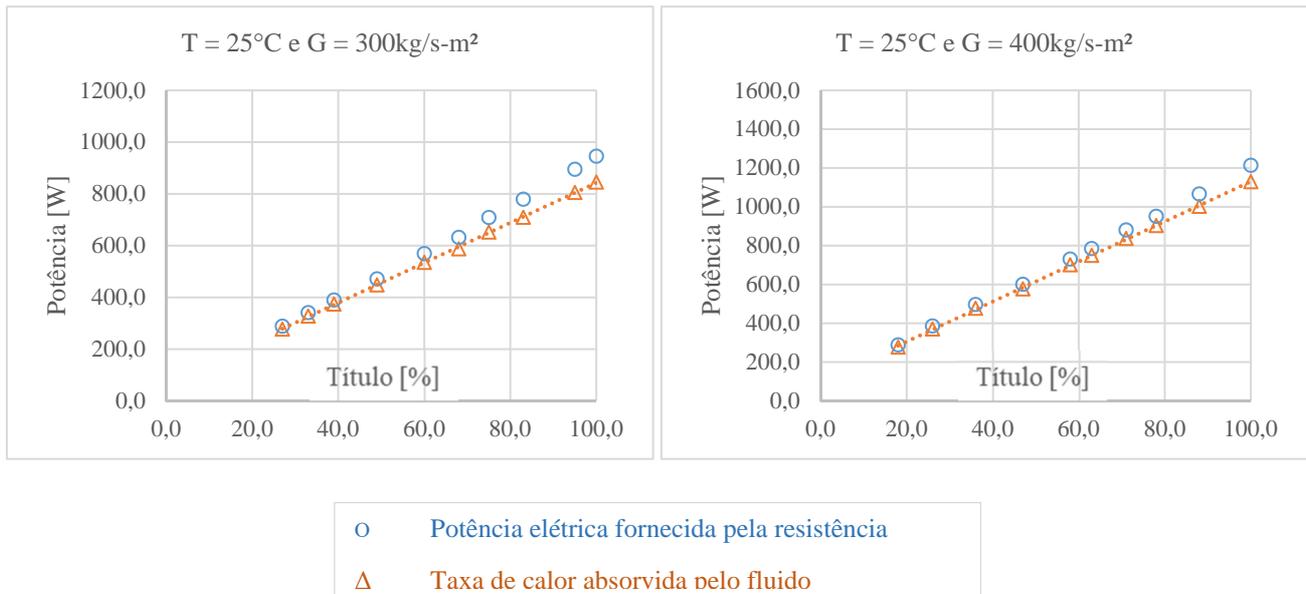


Figura 5.4 – Potência em função do título na saída do pré-aquecedor – R-1234yf.

Analisando os resultados das Figuras 5.3 e 5.4, percebe-se que a potência recebida pelo fluido mantém uma relação de linearidade com o título, confirmando que o projeto de distribuição regular da resistência em torno da tubulação do pré-aquecedor apresentou o resultado esperado, distribuindo o calor de maneira uniforme e proporcional ao longo do comprimento do pré-aquecedor (condição de fluxo de calor constante).

Ainda sobre os resultados mostrados nas Figuras 5.3 e 5.4, quando se compara a potência aplicada pela resistência com a taxa de transferência de calor efetivamente recebida pelo fluido, constata-se que uma parcela do calor entregue foi perdida ao longo do pré-aquecedor. Os resultados apresentados encontram-se em conformidade com a calibração de potência apresentada no Apêndice F.

5.5 Análise dos resultados experimentais: pressões de operação

Outra importante análise pode ser realizada a partir da observação do comportamento das pressões do sistema em relação ao título, conforme os resultados apresentados na Figura 5.5 para o R-134a e na Figura 5.6 para o R-1234yf. Conforme estabelecido no procedimento experimental, verifica-se nos gráficos que a pressão de ebulição foi mantida constante ao longo de toda variação do título x_3 . Já pressão na entrada da bomba apresenta comportamento ascendente ao longo da redução do título, enquanto a pressão de saída cai. Observa-se ainda uma convergência de valores das pressões em relação ao valor da pressão de ebulição. Esse resultado era esperado, uma vez que com o aumento da

fase líquida, os fenômenos bifásicos responsáveis pela elevação da perda de carga tornam-se menos relevantes. Em seu trabalho, Garcia (2014, 2016) obteve resultados que corroboram essa afirmação.

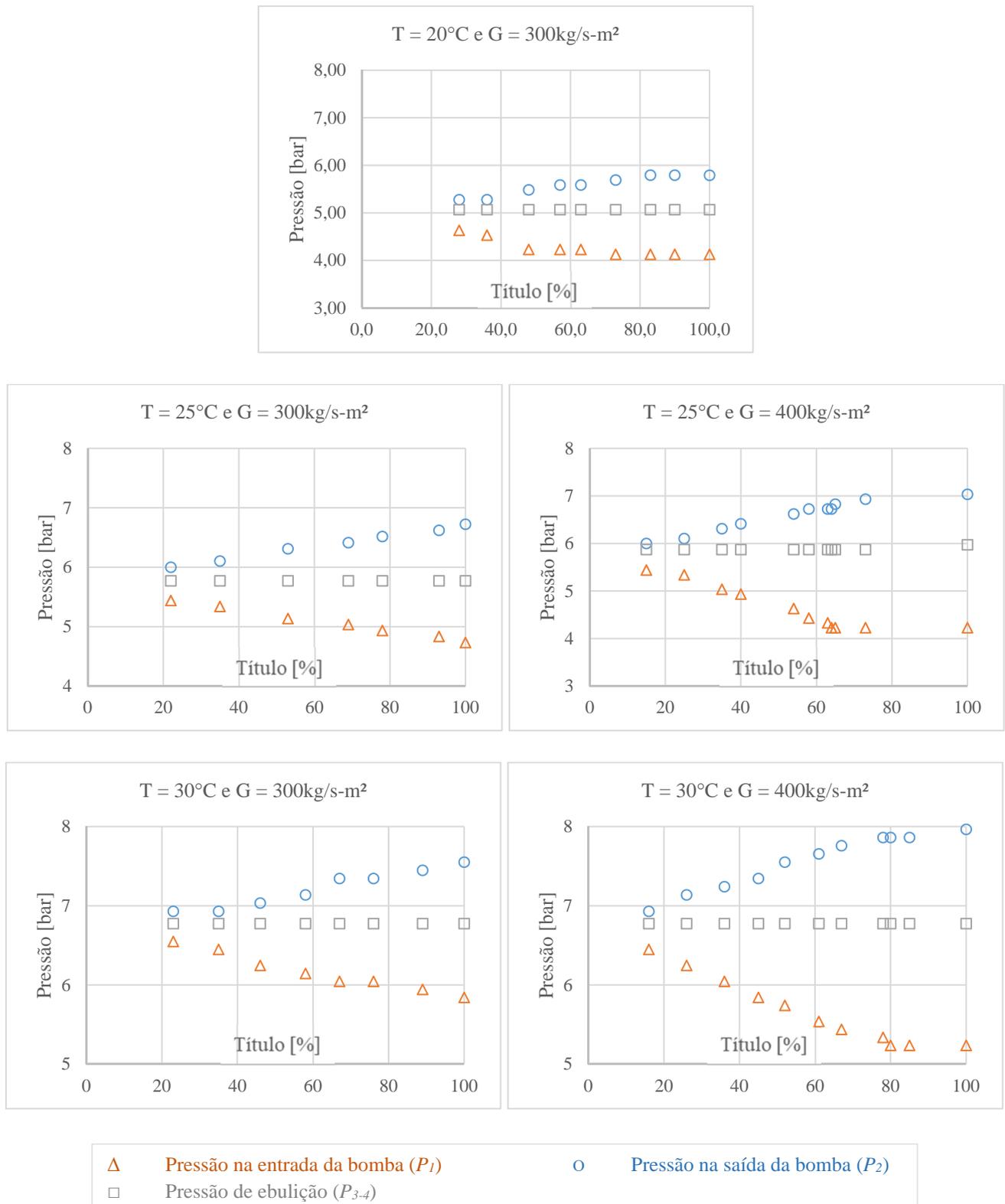


Figura 5.5 – Pressões de operação em função do título – R-134a.

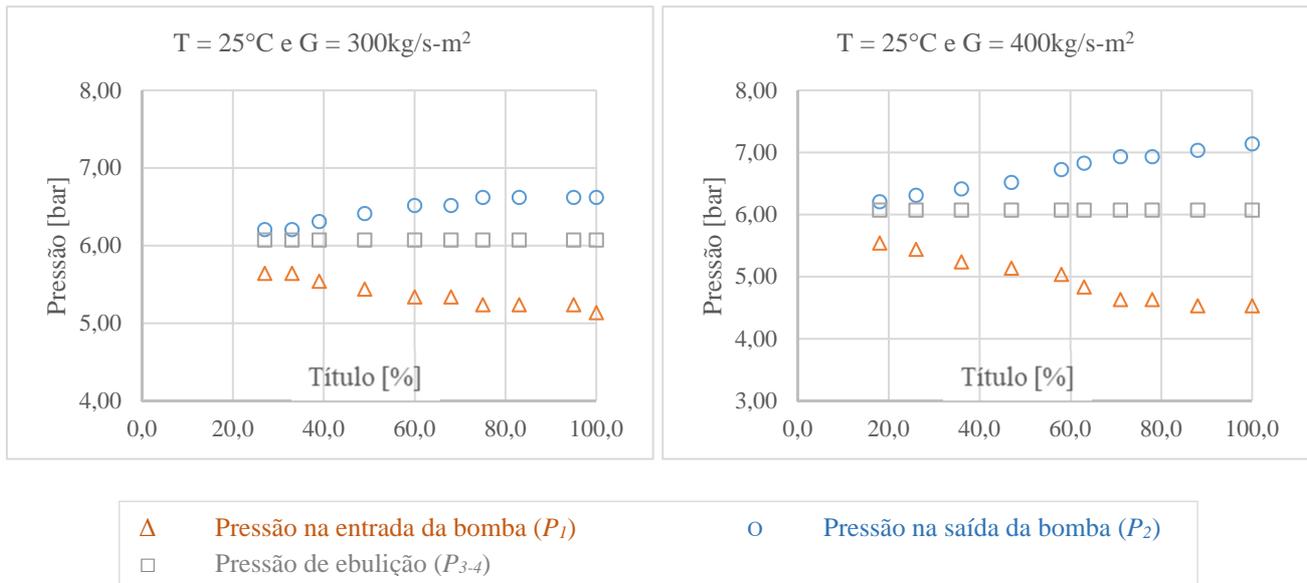


Figura 5.6 – Pressões de operação em função do título – R-1234yf.

5.6 Análise comparativa dos inventários

A Figura 5.7 compara os resultados do inventário para os fluidos R-134a e R-1234yf dentro das mesmas condições de operação. Quando as curvas são analisadas em conjunto, percebe-se uma inversão da quantidade total de massa entre os dois fluidos em função do título. Com títulos maiores, o R-1234yf apresenta uma quantidade de massa superior ao R-134a. A partir da redução no valor do título, observa-se uma inversão gradativa entre os valores das massas de cada fluido. Para um título de aproximadamente 50% os valores se igualam e reduzindo-se ainda mais o título nota-se que os valores da massa do R-134a tornam-se maiores do que a do R-1234yf. Tal comportamento pode ser explicado a partir do valor da massa específica de cada fluido nos estados líquido e vapor saturado, conforme a Tabela 5.1. Percebe-se que a massa específica do R-1234yf é menor que a do R-134a para a fase líquida, porém maior para a fase vapor. Assim, para títulos altos, com grande presença de fluido na fase vapor, é natural que o fluido R-1234yf apresente uma massa superior à massa de R-134a, sendo que, para títulos maiores, ocorre o contrário.

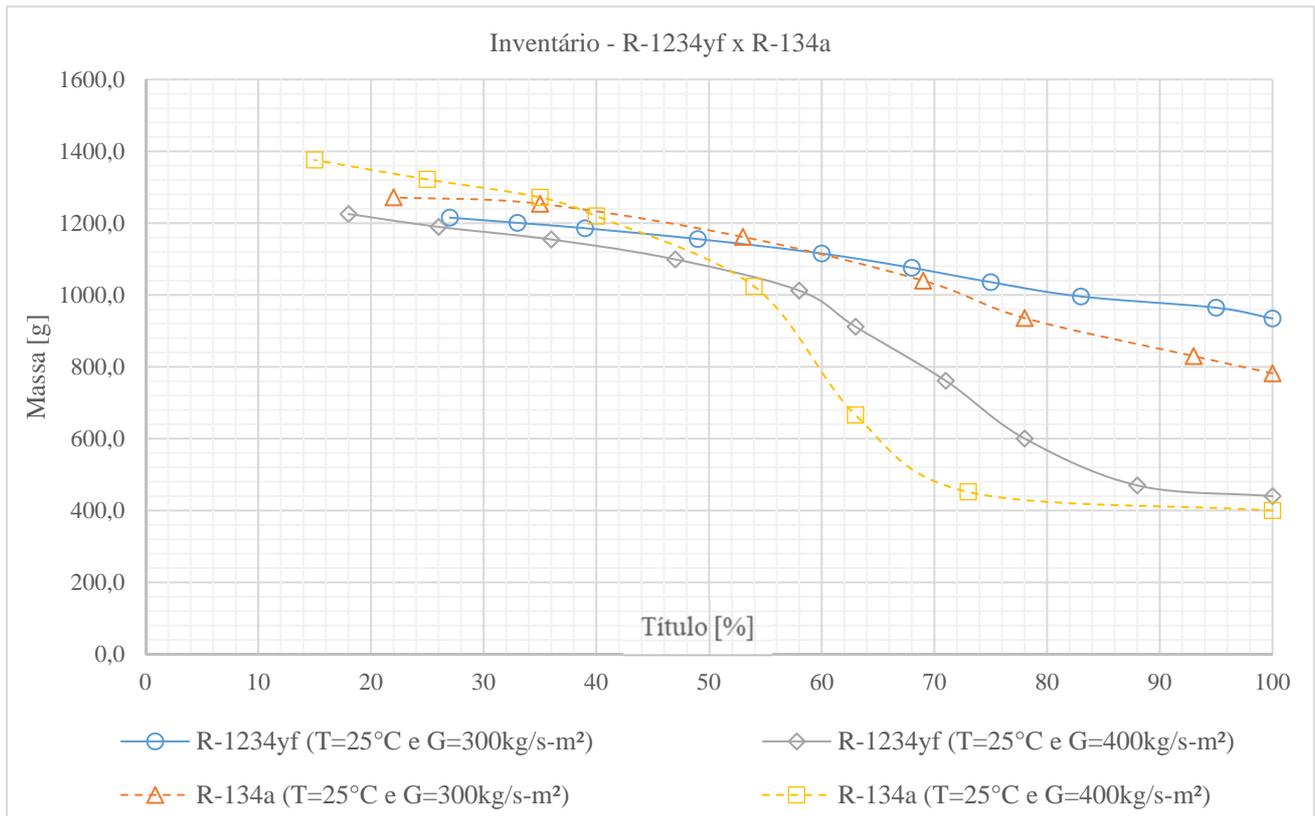


Figura 5.7 – Comparação dos resultados experimentais entre o R-1234yf e o R-134a.

Tabela 5.1 – Massa específica dos fluidos R134-a e R-1234yf.

	T [°C]	X [%]	Fluido	
			R-134a	R-1234-yf
Massa específica [kg/m ³]	25	0	1207,00	1092,00
		100	32,37	37,94
	30	0	1187,00	1073,00
		100	37,56	43,70

5.7 Conclusão

Neste capítulo, foram apresentados e discutidos os resultados experimentais sobre o inventário na bancada de testes, tanto para o fluido de trabalho R-134a quanto para o fluido HFO-1234yf. No capítulo seguinte são apresentados e analisados os resultados obtidos com modelo de simulação para cada correlação de fração de vazio testada frente aos resultados experimentais.

6. VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO DE SIMULAÇÃO

6.1 Introdução

Neste capítulo, são apresentados e analisados na forma de gráficos e tabelas os resultados referentes ao modelo de simulação para cada correlação de fração de vazio testada, levando em consideração a hipótese do Modelo Linear, onde a transferência de calor no condensador acontece de forma homogênea (como ocorre no pré-aquecedor) e a hipótese do Modelo de Transferência de Calor, considerando a implementação de uma correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor na região bifásica do condensador. Também é feita uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles gerados pelo modelo de simulação, tanto para o fluido de trabalho R-134a quanto para o fluido HFO-1234yf.

6.2 Apresentação dos resultados: Modelo Linear

A Tabela A.3 do Apêndice A apresenta os resultados do Modelo Linear para o inventário do banco de testes carregado com o fluido R-134a, nas condições experimentais descritas no Capítulo 5. Além do valor da massa, a tabela também relaciona a incerteza propagada do modelo para cada ponto de operação e o erro percentual calculado em função da massa experimental. Já a Tabela A.4 apresenta os resultados obtidos para o fluido HFO-1234yf. Esses resultados foram gerados a partir da hipótese onde a transferência de calor no condensador acontece de maneira homogênea ao longo da região bifásica, de forma que o título seja distribuído de maneira linear.

As Figuras 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 apresentam graficamente o conteúdo das Tabelas A.3 e A.4, comparando as massas previstas por cada correlação de fração de vazio (testadas com o modelo de simulação), com a massa obtida experimentalmente, seja em função do título x_3 ou da própria massa experimental. As figuras foram separadas pelo valor da temperatura de ebulição, incluindo-se os resultados de cada velocidade mássica testada.

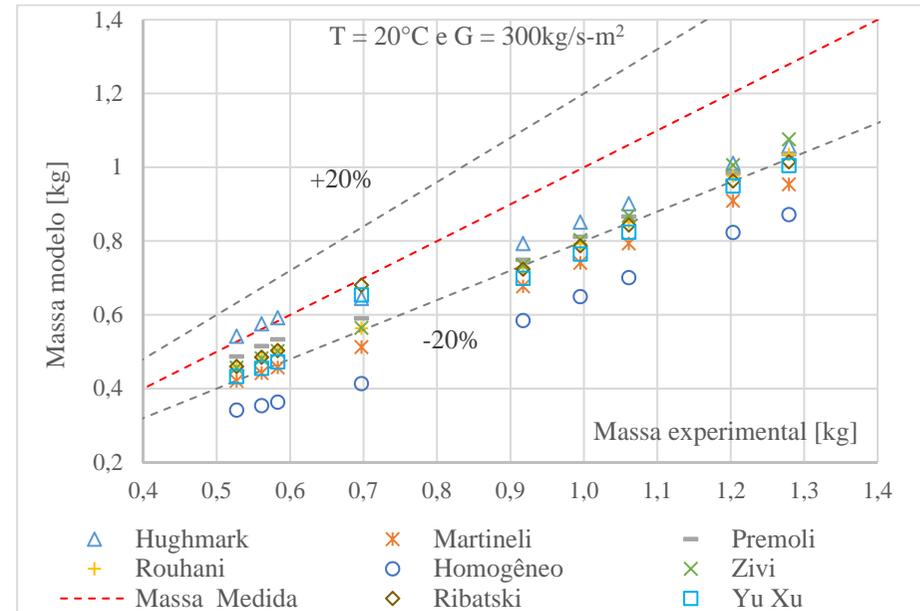
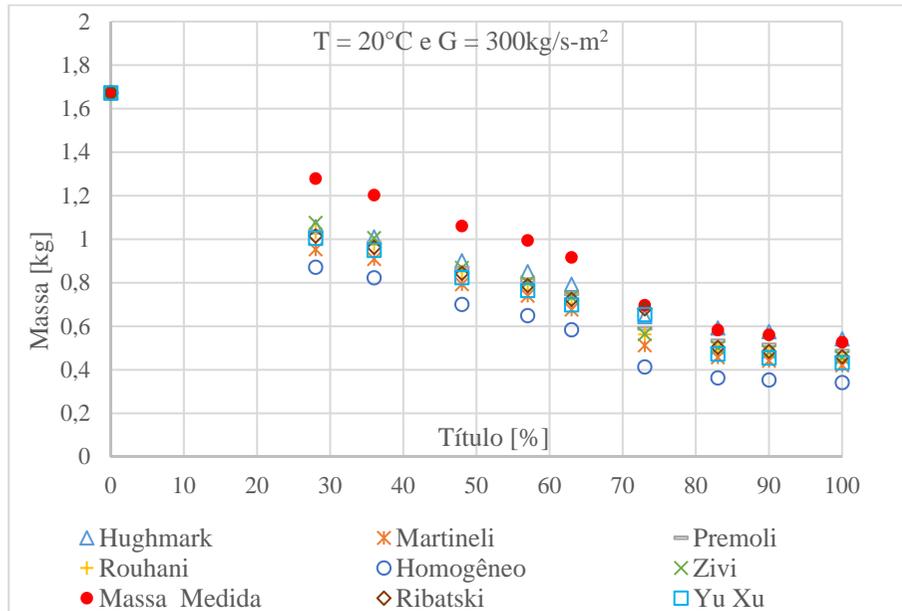


Figura 6.1 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para T = 20°C.

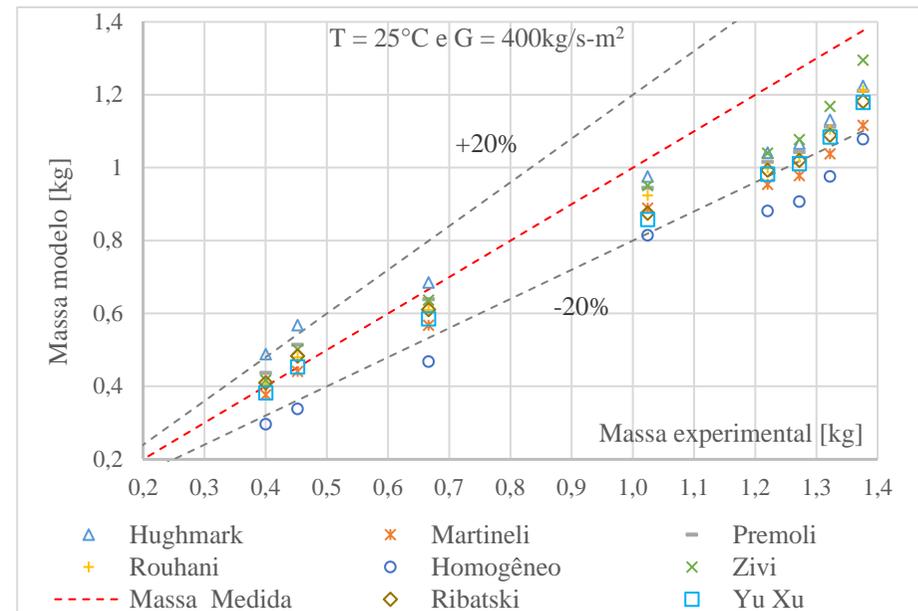
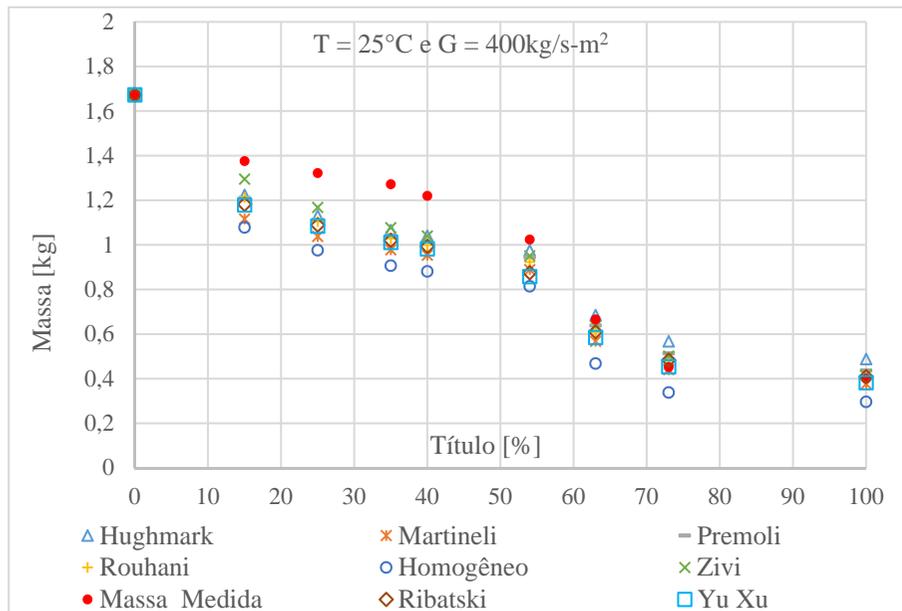
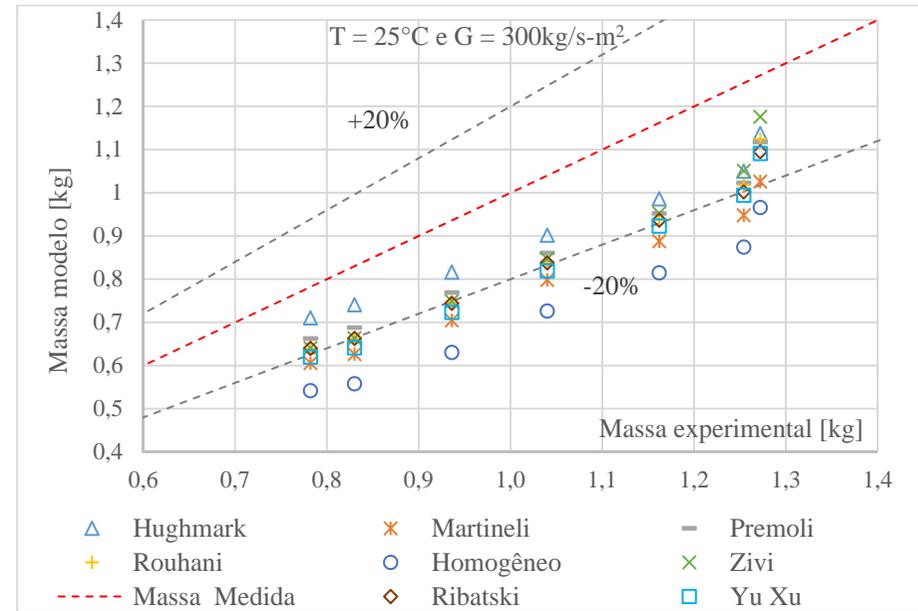
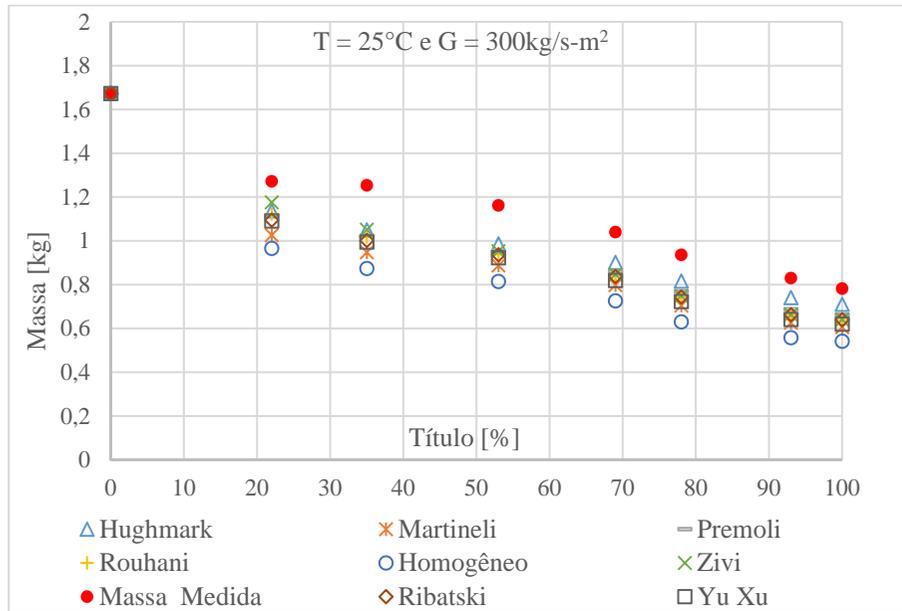


Figura 6.2 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$.

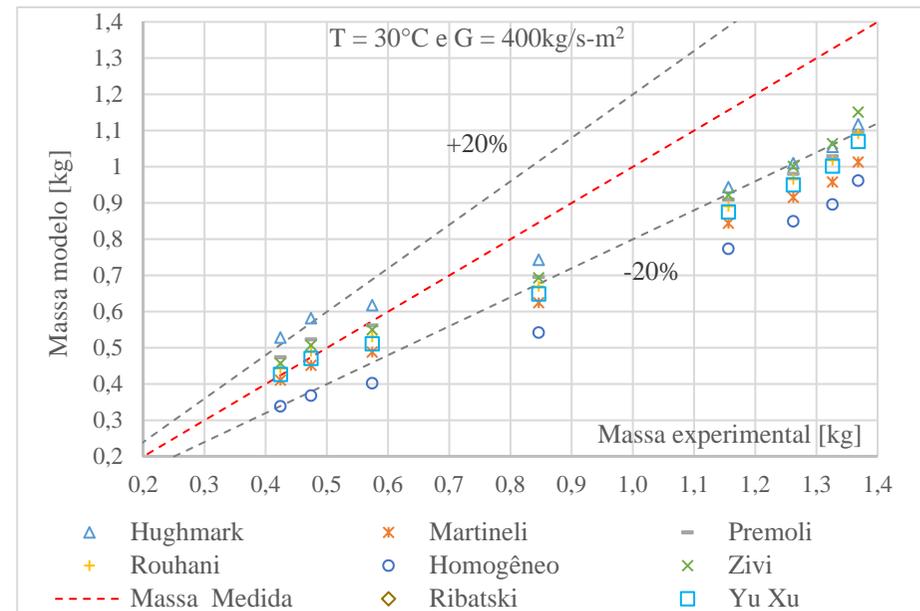
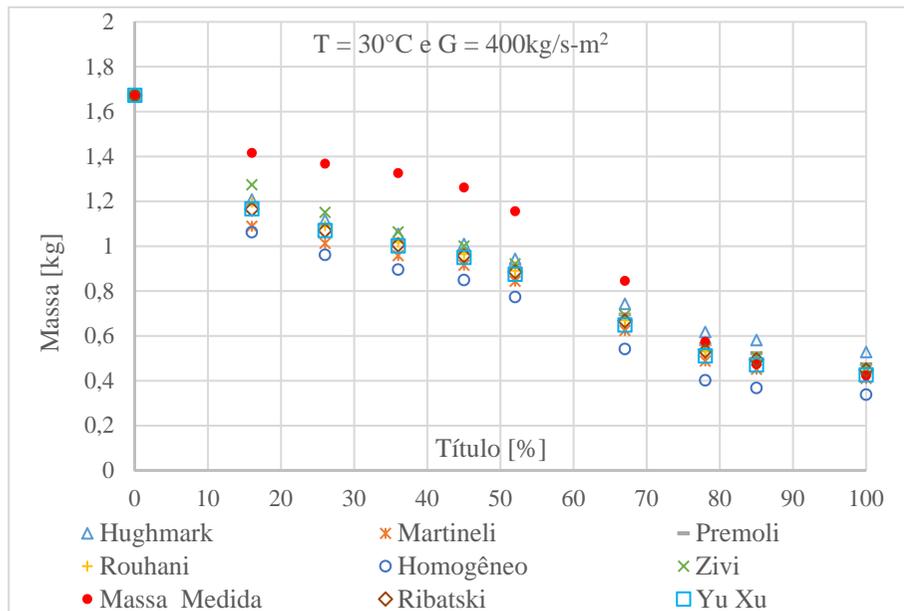
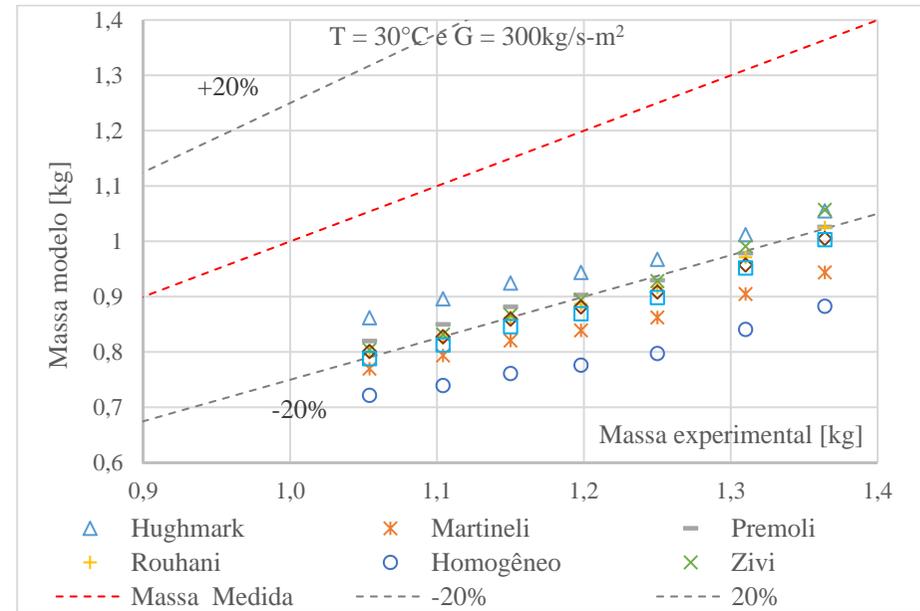
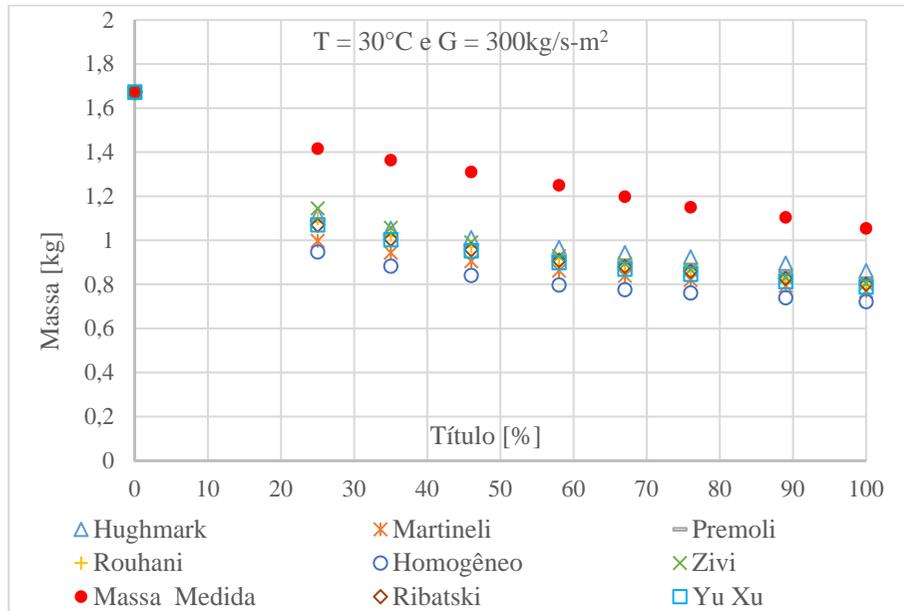


Figura 6.3 – R-134a: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 30^{\circ}\text{C}$.

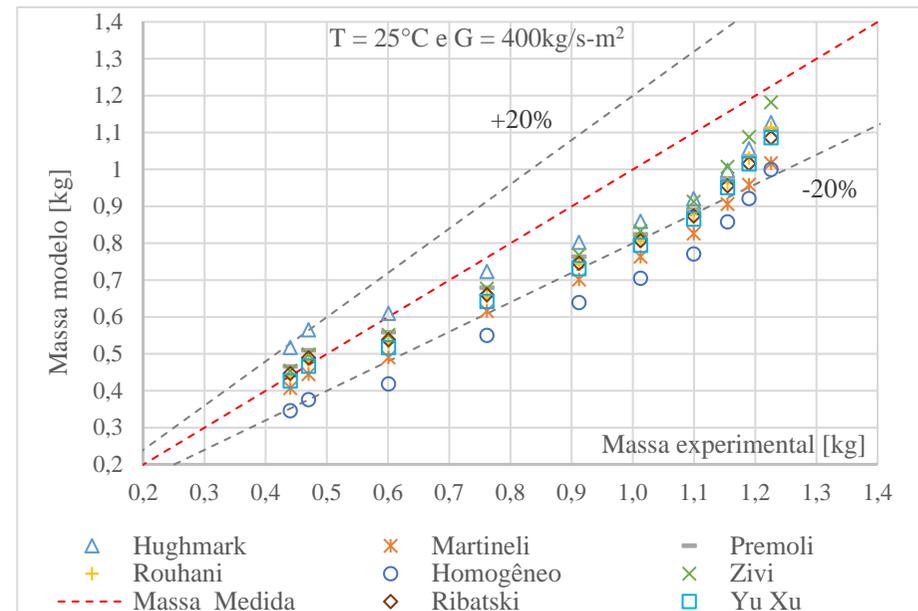
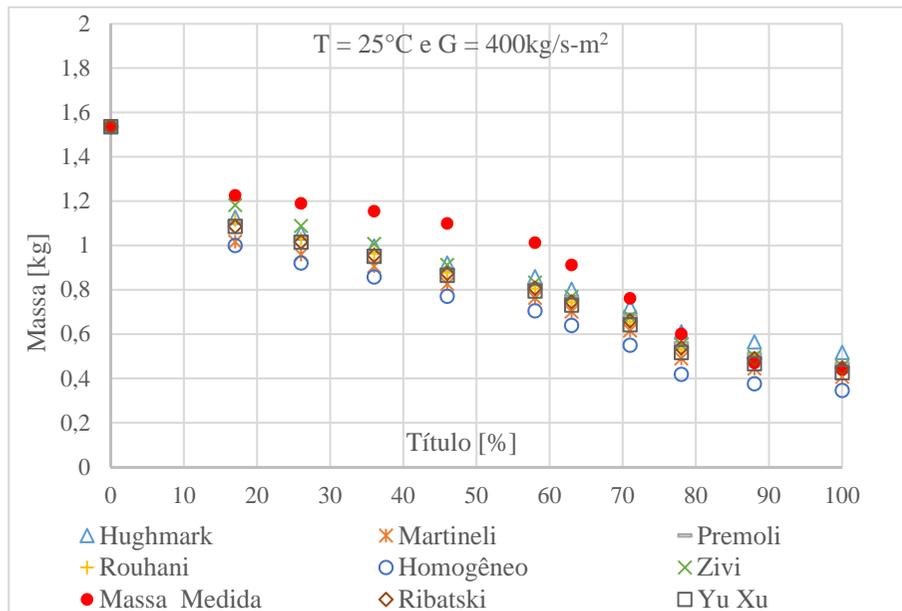
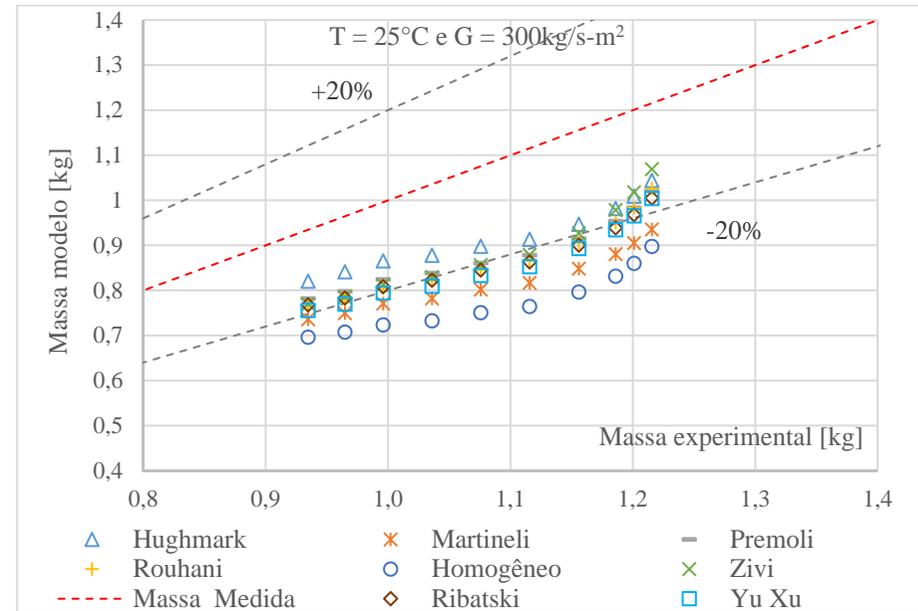
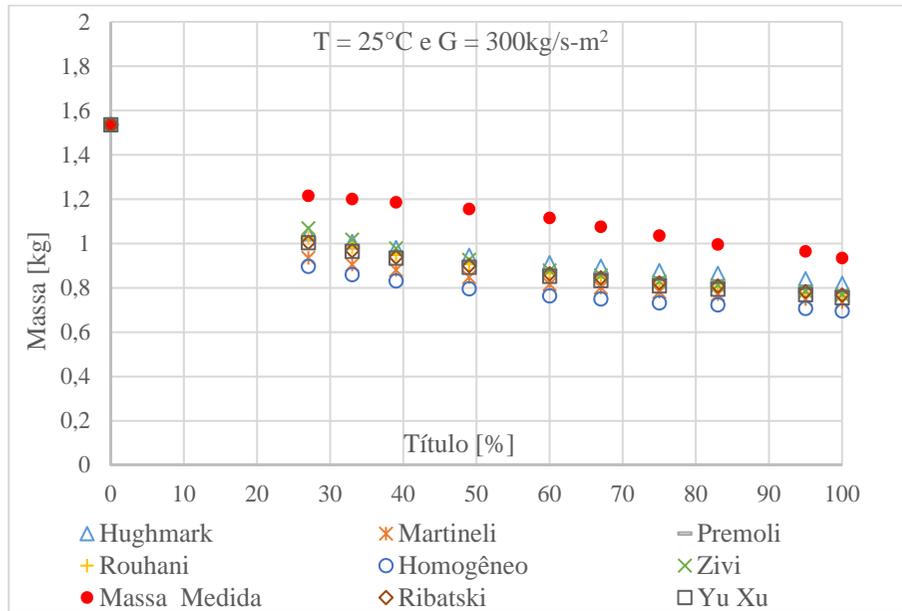


Figura 6.4 – HFO-1234yf: Modelo de simulação linear: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$.

6.3 Apresentação dos Resultados: Modelo de Transferência de Calor

A Tabela A.5 do Apêndice A apresenta os resultados do Modelo de Transferência de Calor para o inventário do banco de testes carregado com o fluido R-134a, nas condições experimentais descritas no Capítulo 5. Assim como foi representado para o Modelo Linear, além do valor da massa, a tabela também relaciona a incerteza propagada do modelo para cada ponto de operação e o erro percentual calculado em relação à massa experimental. Já a Tabela A.6 apresenta os resultados obtidos para o fluido HFO-1234yf. Esses resultados foram gerados a partir da transferência de calor no condensador calculada pelo modelo de simulação, considerando-se as Eq. 2.29 e 2.30, que representam a correlação de Shah (2013).

Assim como apresentado para o Modelo Linear, as Figuras 6.5, 6.6, 6.7 e 6.8 apresentam graficamente o conteúdo das Tabelas A.5 e A.6, relativas ao Modelo de Transferência de Calor, comparando as massas previstas por cada correlação de fração de vazio (testadas no modelo de simulação), com a massa obtida experimentalmente, seja em função do título ou da própria massa experimental. Da mesma forma, as figuras foram separadas pela temperatura de ebulição, incluindo-se os resultados de cada velocidade mássica testada.

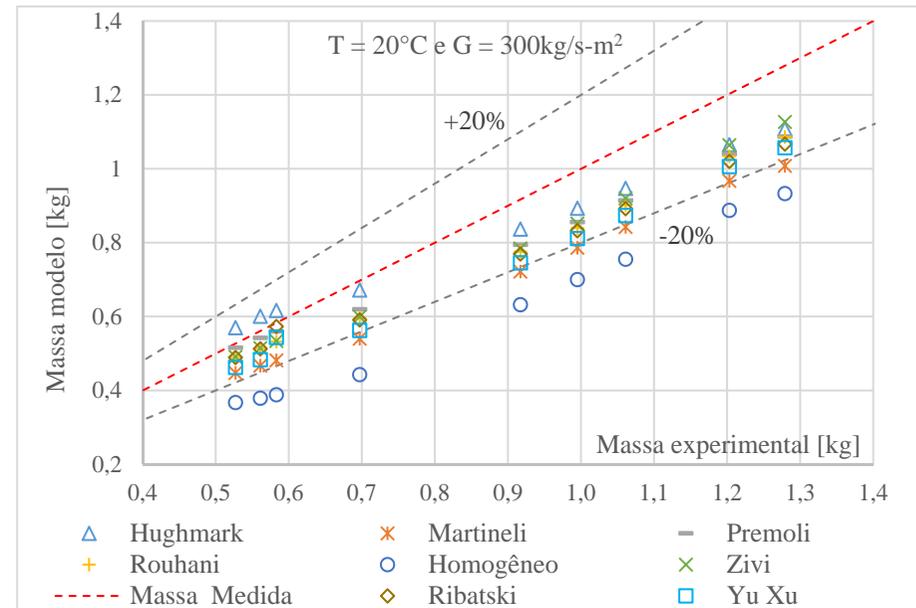
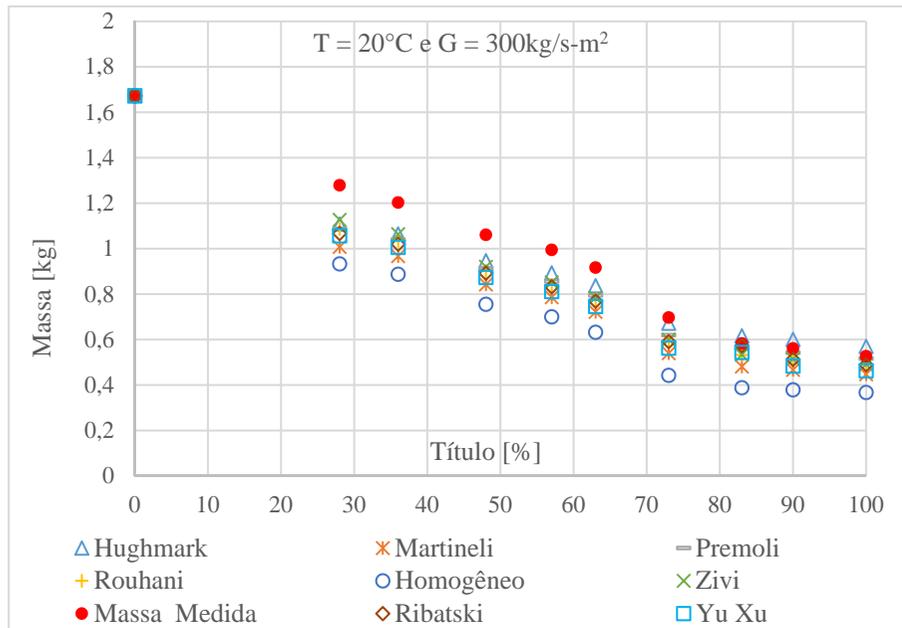


Figura 6.5 – R-134a: Modelo de transferência de calor: resultados para T = 20°C.

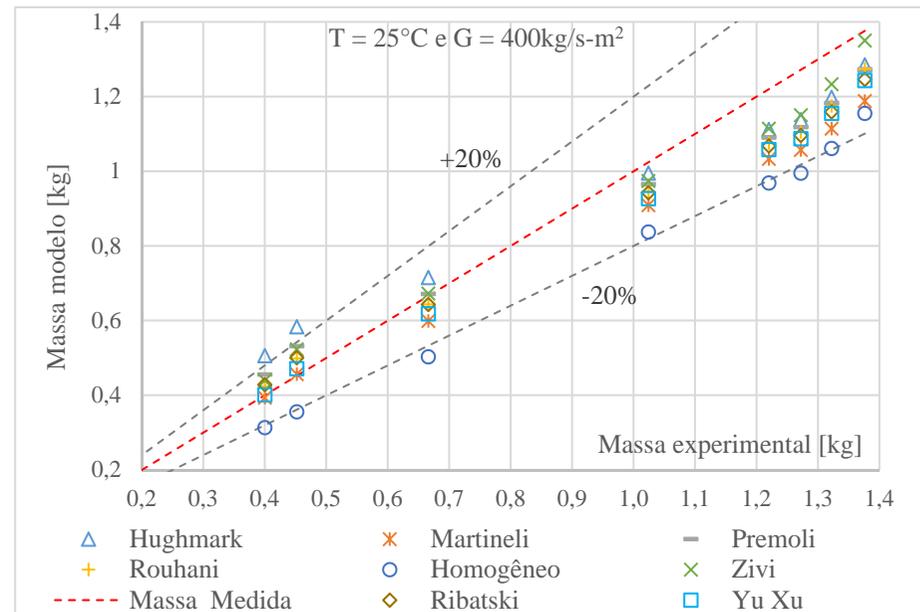
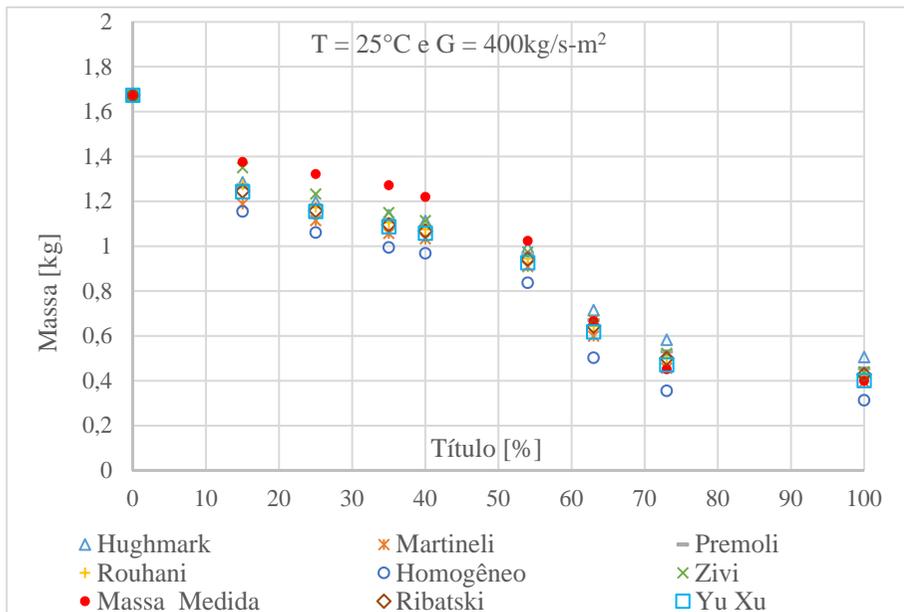
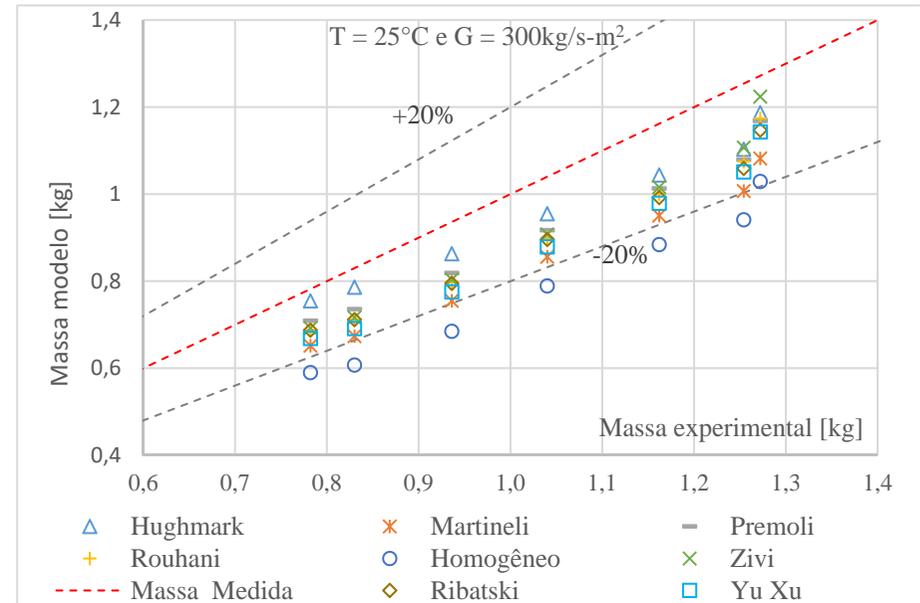
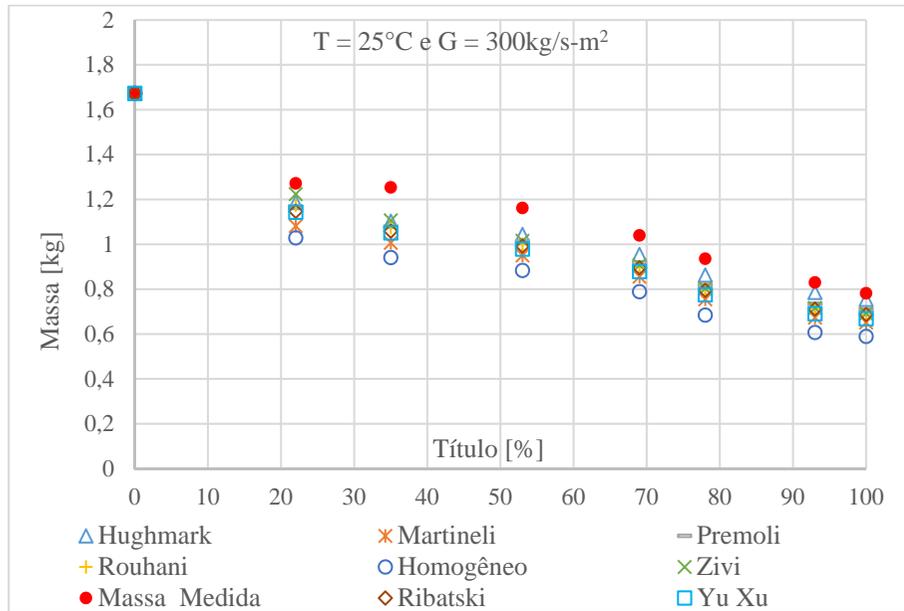


Figura 6.6 – R-134a: Modelo transferência de calor: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$.

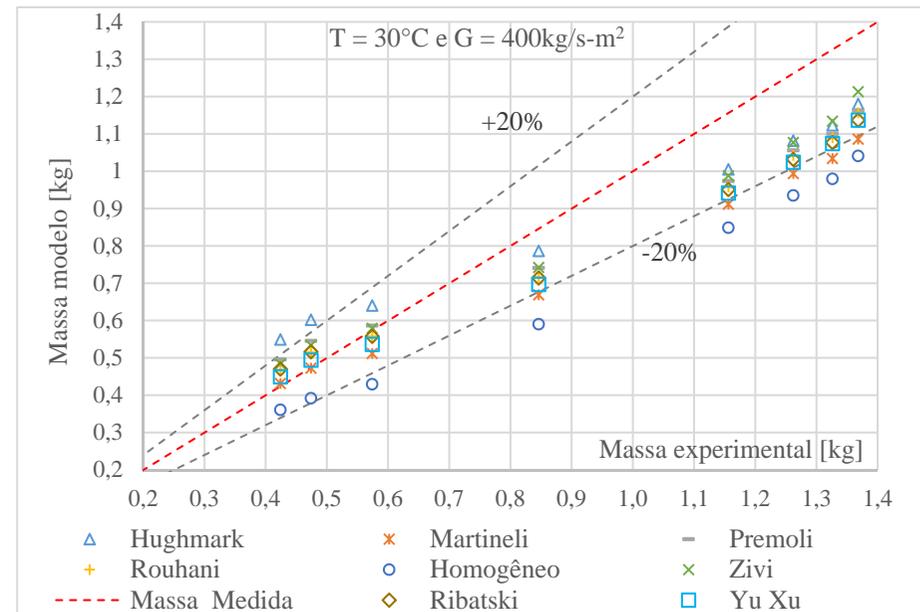
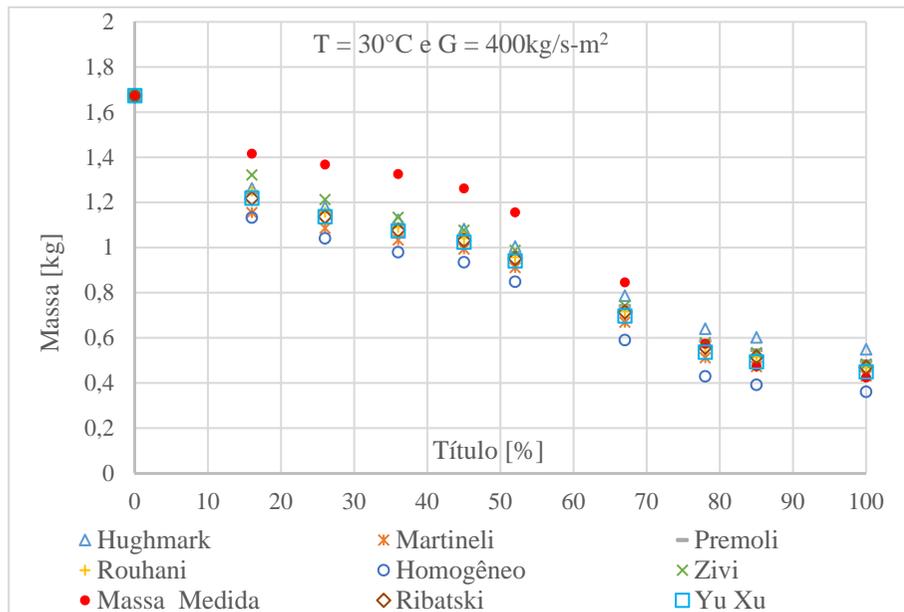
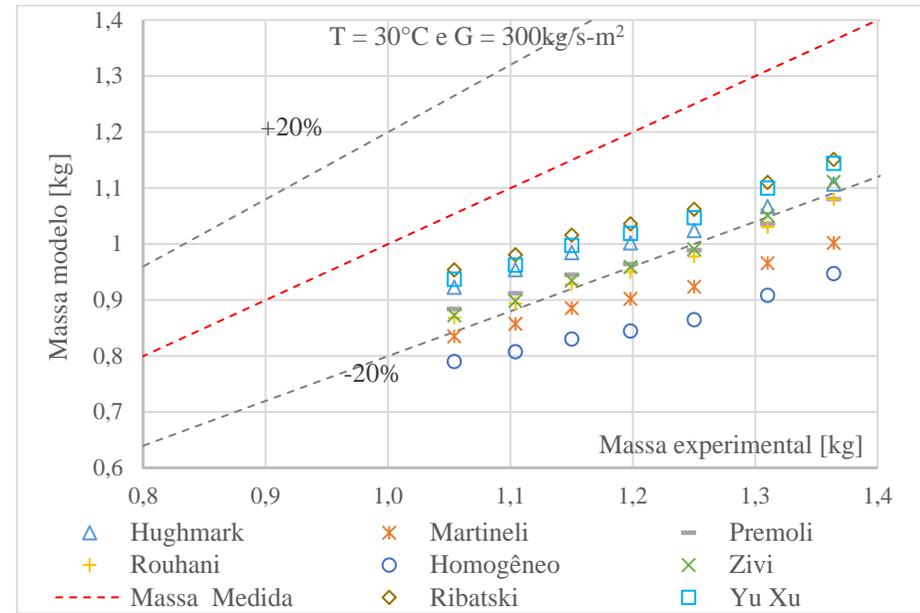
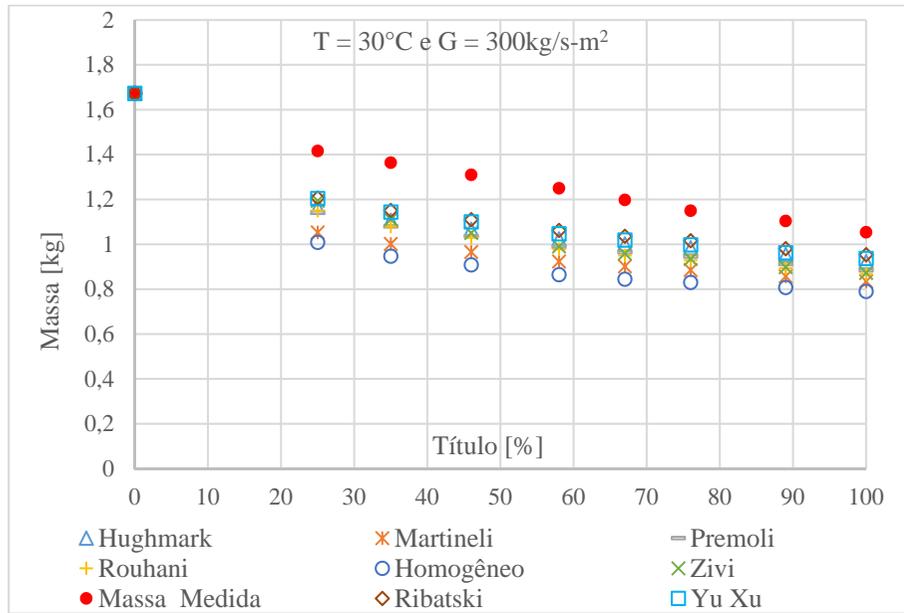


Figura 6.7 – R-134a: Modelo transferência de calor: resultados para $T = 30^{\circ}\text{C}$.

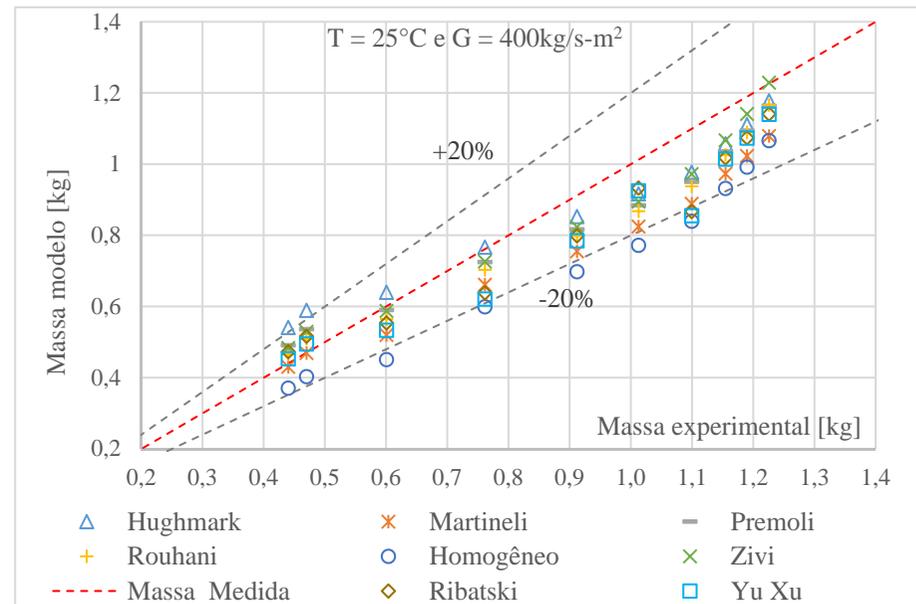
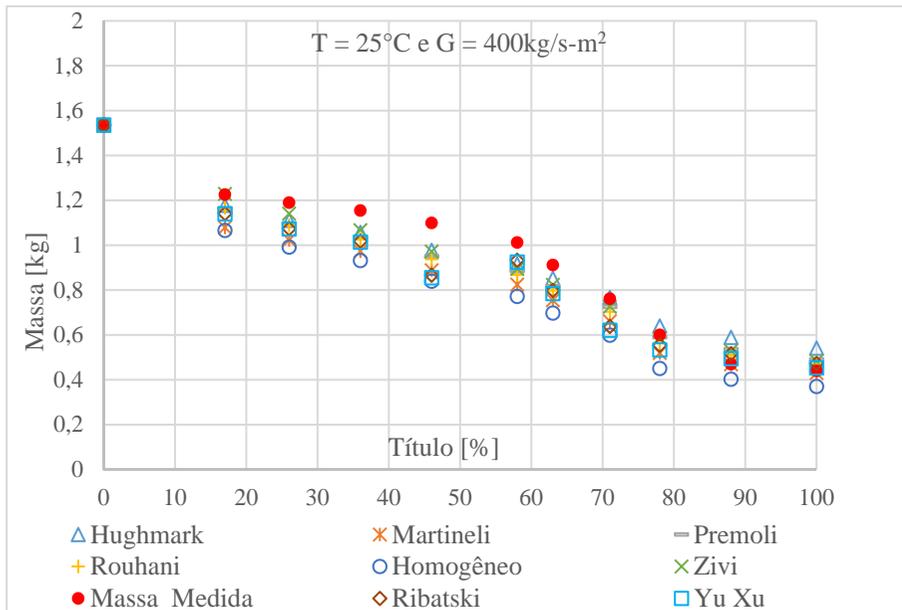
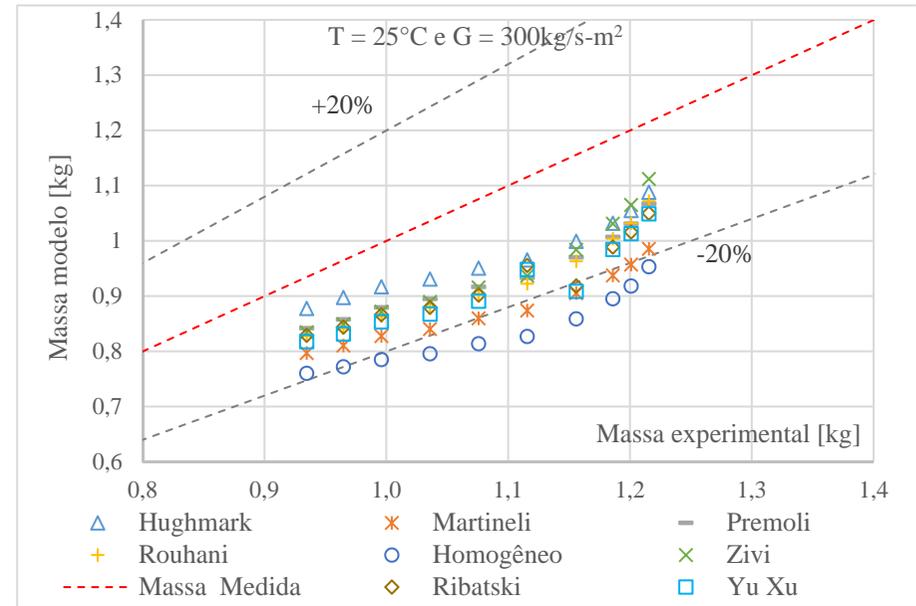
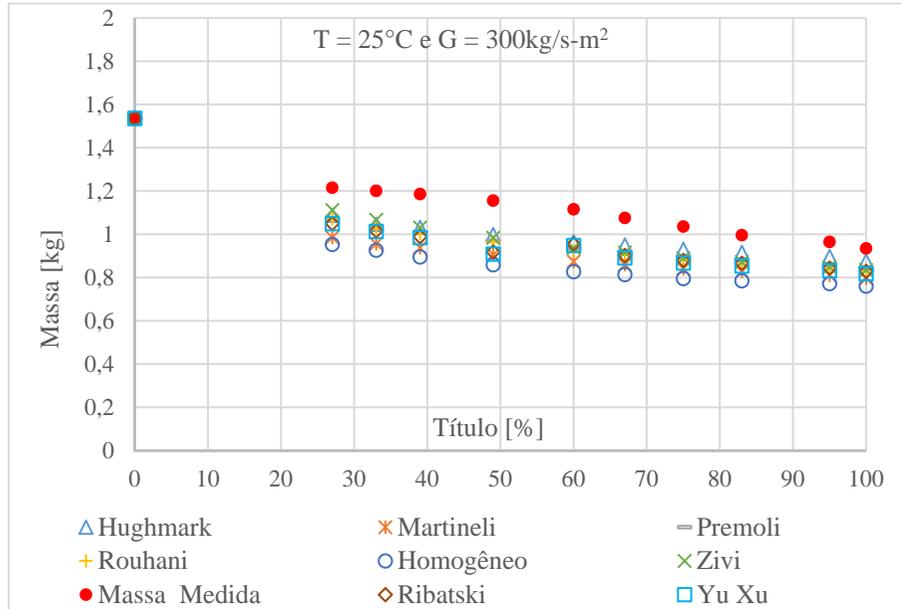


Figura 6.8 – HFO-1234yf: Modelo de transferência de calor: resultados para $T = 25^{\circ}\text{C}$.

6.4 Análise geral dos resultados do modelo de simulação

Analisando-se os resultados obtidos nas tabelas e gráficos apresentados anteriormente, constata-se algumas tendências do modelo de simulação com relação aos parâmetros de entrada, como a temperatura de ebulição, velocidade mássica e título. Nessa primeira análise não serão analisadas as correlações de fração de vazio de forma individual, mas sim a tendência geral de previsão do modelo.

A Tabela 6.1 foi construída a partir das Tabelas A.3, A.4, A.5 e A.6 calculando-se a média geral dos erros percentuais para os valores de previsão da massa de fluido refrigerante, considerando-se no cálculo todos os valores obtidos pelas correlações de fração de vazio testadas. Os erros médios foram dispostos em função dos parâmetros de temperatura de ebulição e da velocidade mássica.

Tabela 6.1 – Erros médios das massas previstas pelo modelo para diferentes valores de T_{eb} e G .

R-134a - Mod. Linear			R-134a - Mod. Transf. Calor		
T [°C]	G [kg/s-m ²]		T [°C]	G [kg/s-m ²]	
	300	400		300	400
20	19,21	---	20	14,00	---
25	19,61	14,20	25	14,31	11,05
30	26,19	18,16	30	19,35	14,95

R-1234yf - Mod. Transf. Calor			R-1234yf - Mod. Transf. Calor		
T [°C]	G [kg/s-m ²]		T [°C]	G [kg/s-m ²]	
	300	400		300	400
25	20,66	13,01	25	15,46	7,74

Analisando-se os resultados obtidos para o fluido R-134a, percebe-se que o aumento da temperatura de ebulição piora os resultados de previsão da massa, seja no Modelo Linear ou no Modelo de Transferência de Calor. Comparando agora os resultados usando-se a variação da velocidade mássica, nota-se que o aumento desse valor melhora os resultados obtidos pelo modelo, tanto para o R-134a quanto para o R-1234yf.

Em relação ao título, analisando-se os gráficos das Figuras 6.1 até 6.8, constata-se que os modelos tendem a funcionar melhor para títulos altos, a partir de cerca de 70% no Modelo Linear e de 60% no Modelo de Transferência de Calor. Para títulos baixos também existe uma faixa de erros menores concentrados entre 0 e 20%. Nessa região, à medida que o título tende a zero, a massa prevista pelo modelo aproxima-se da massa de fluido máxima do sistema, ou seja, da situação em que todo o fluido dentro do equipamento se encontra no estado líquido. É importante mencionar que não foram realizados ensaios para um título igual

a zero devido a limitação imposta pelo controlador de potência da resistência do pré-aquecedor, conforme explicado no Apêndice F. Entretanto, como o volume interno do equipamento é conhecido, pode-se calcular a massa total de fluido considerando que toda a massa no interior do equipamento esteja no estado líquido. Assim, foi possível incluir nos gráficos um ponto de título zero e observar a convergência do modelo para esse valor.

6.5 Comparação entre o Modelo Linear e o Modelo de Transferência de Calor

Para facilitar a comparação entre os modelos linear e de transferência de calor, todos os resultados obtidos por cada correlação de fração de vazio foram dispostos nos gráficos das Figuras 6.9 e 6.10 para o fluido R-134a e nos gráficos das Figuras 6.11 e 6.12 para o fluido R-1234yf. Nesses gráficos as massas previstas são dispostas em função da massa experimental. Foram incluídas linhas de referência para o erro, limitando uma região em torno da massa experimental de $\pm 20\%$.

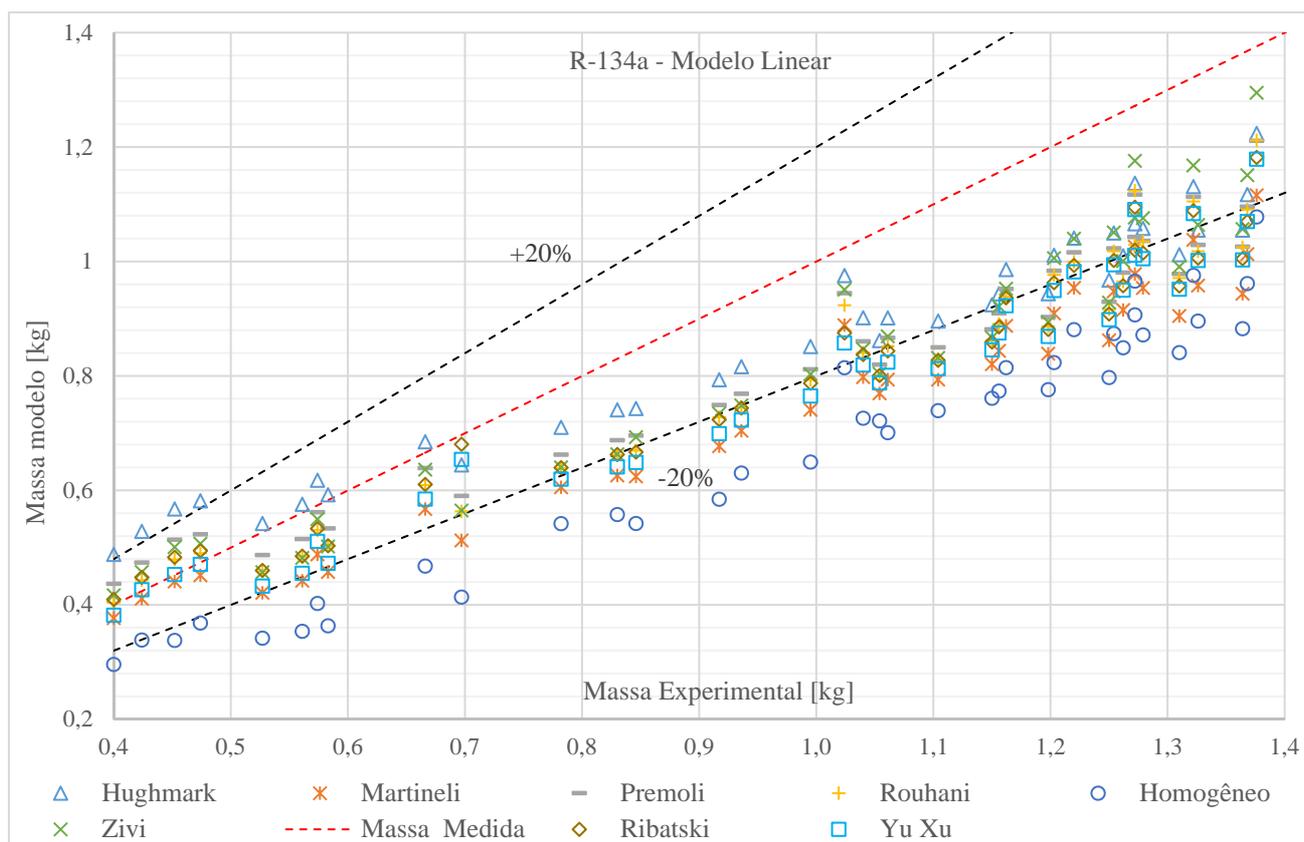


Figura 6.9 – Modelo de simulação linear: Representação gráfica dos resultados

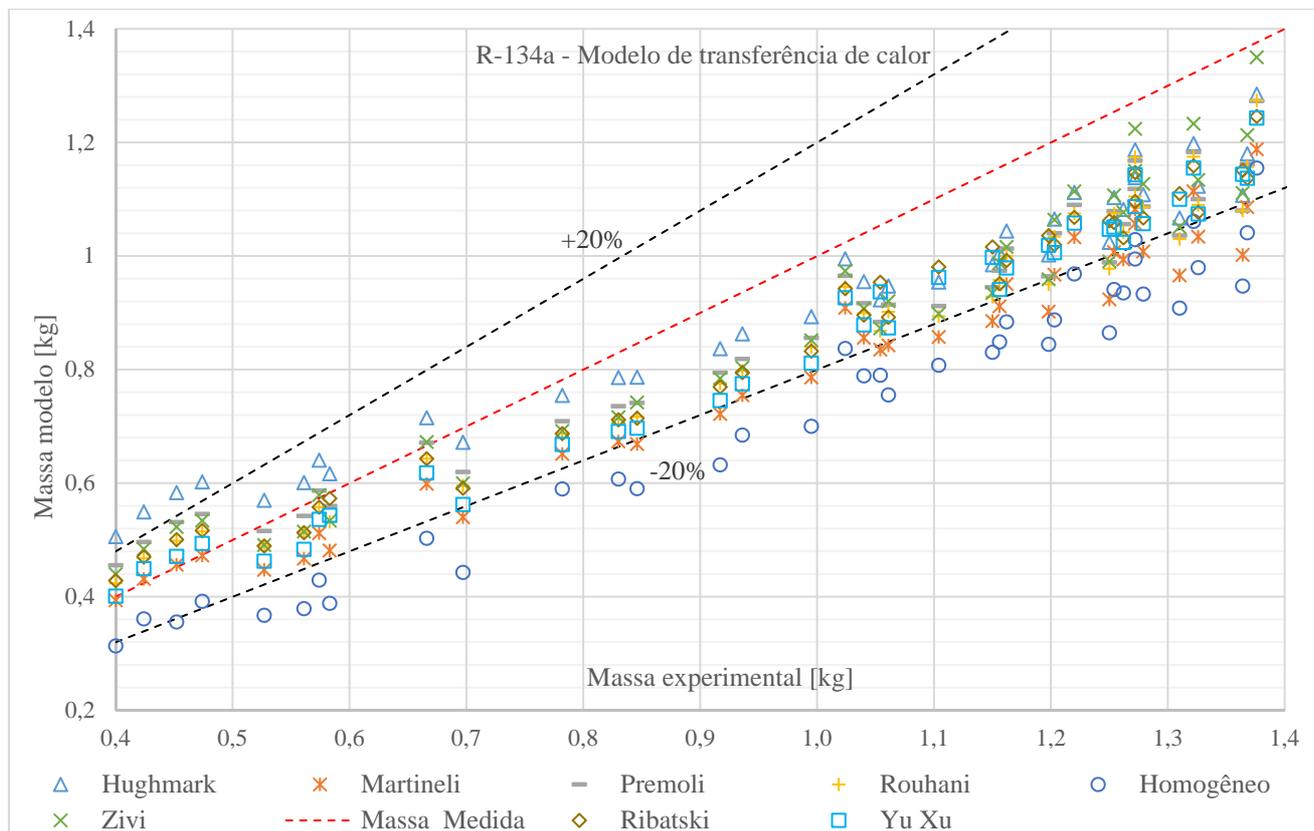


Figura 6.10 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Representação gráfica dos resultados

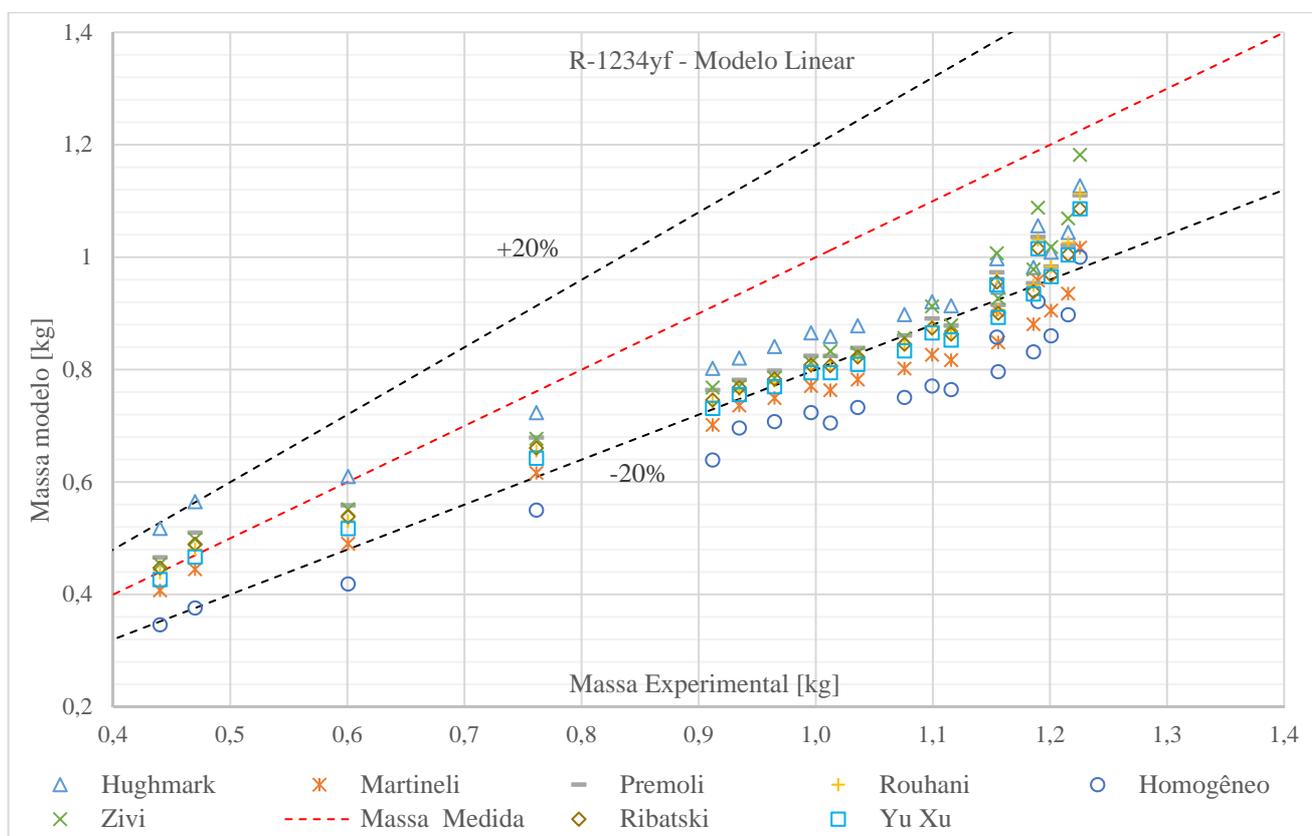


Figura 6.11 – R-1234yf: Modelo de simulação linear: Representação gráfica dos resultados

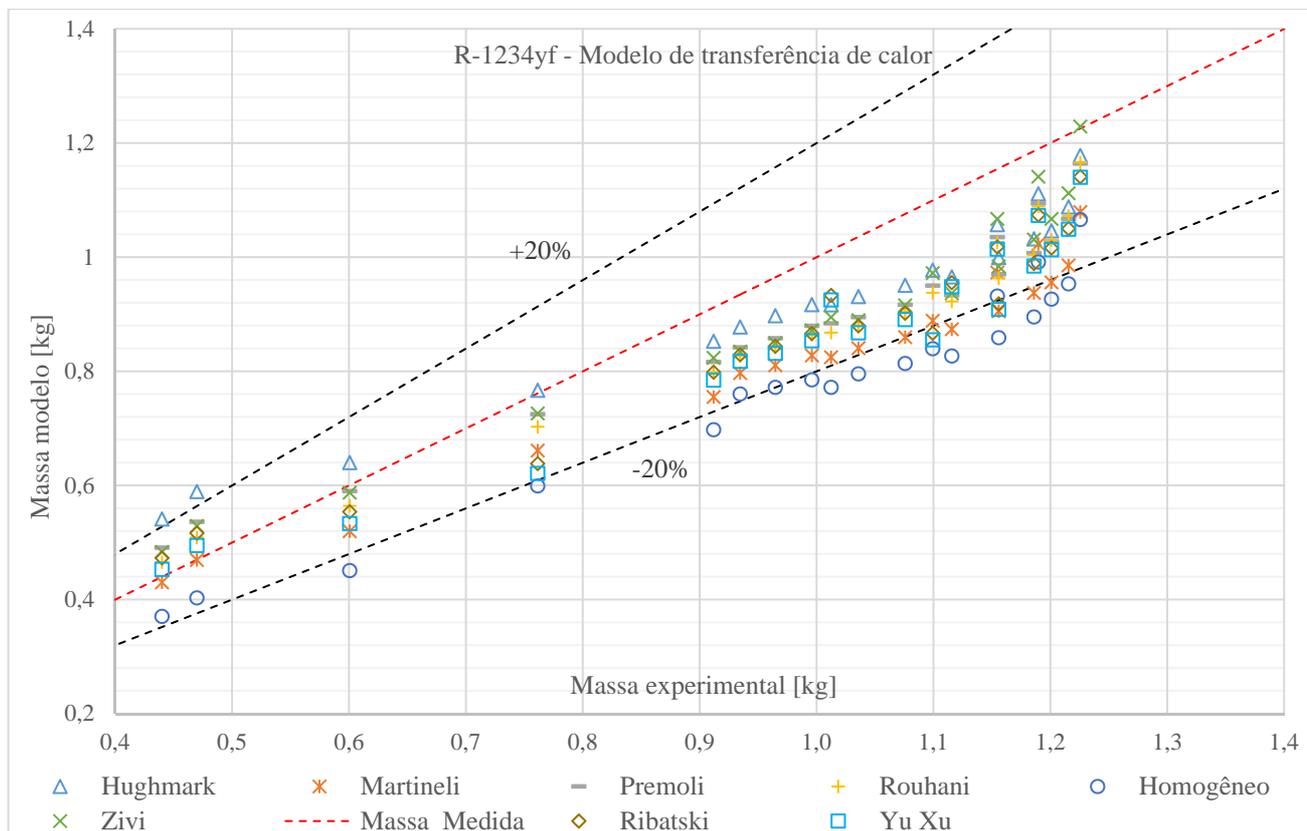


Figura 6.12 – R-1234yf: Modelo de Transf. de Calor: Representação gráfica dos resultados

Percebe-se que tanto para o fluido R-134a quanto para o fluido R-1234yf os resultados obtidos pelo Modelo de Transferência de Calor apresentam erros menores, ficando mais próximos da linha referente à massa experimental medida e mais concentrados dentro da faixa de erro estabelecida.

6.6 Comparação entre as correlações de fração de vazio

Os gráficos das Figuras de 6.13 e 6.14 apresentam a precisão das correlações de fração de vazio do fluido R-134a em relação à massa experimental, enquanto as Figuras 6.15 e 6.16 apresentam os resultados para o fluido R-1234yf. Nos gráficos, foram dispostos os resultados de todos os pontos de operação testados para os modelos linear e de transferência de calor.

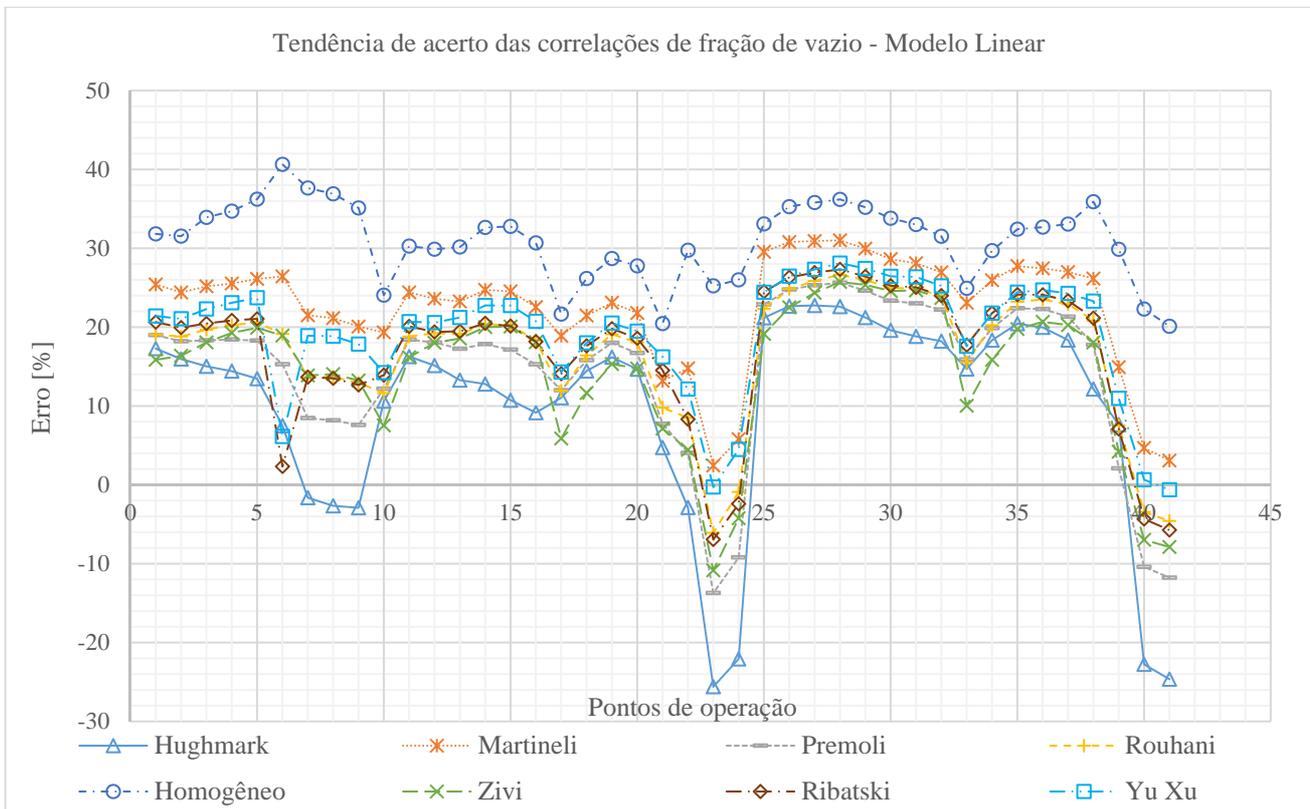


Figura 6.13 – R-134a: Modelo de Simulação Linear: Precisão das correlações

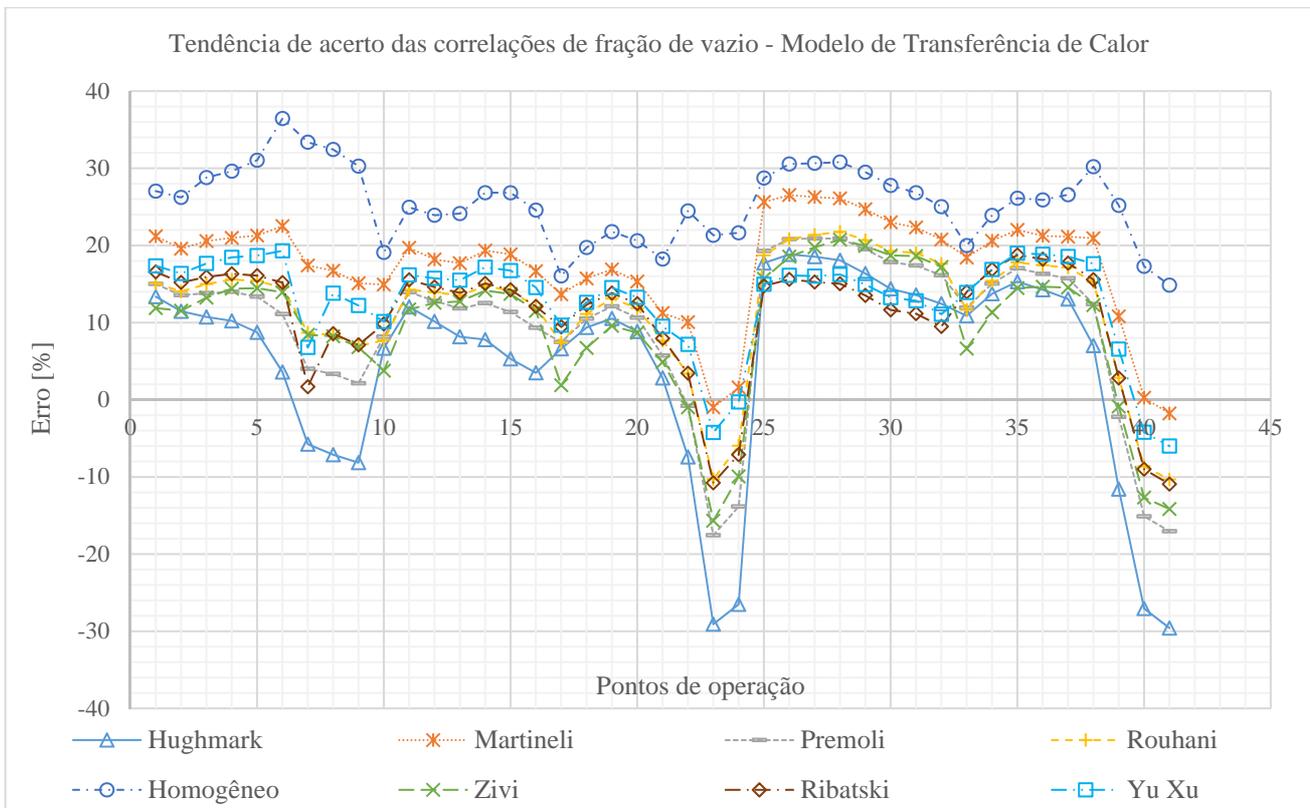


Figura 6.14 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Precisão das correlações

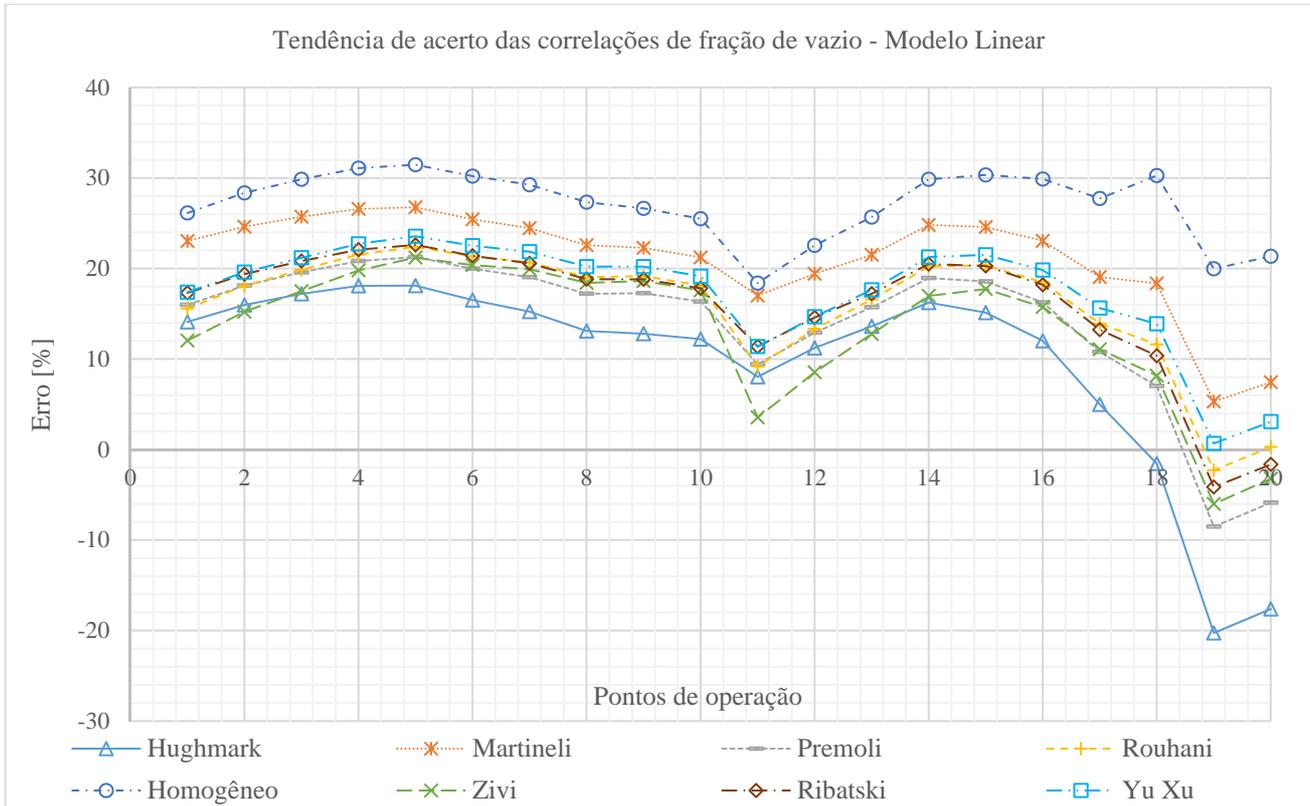


Figura 6.15 – R-1234yf: Modelo de simulação linear: Precisão das correlações

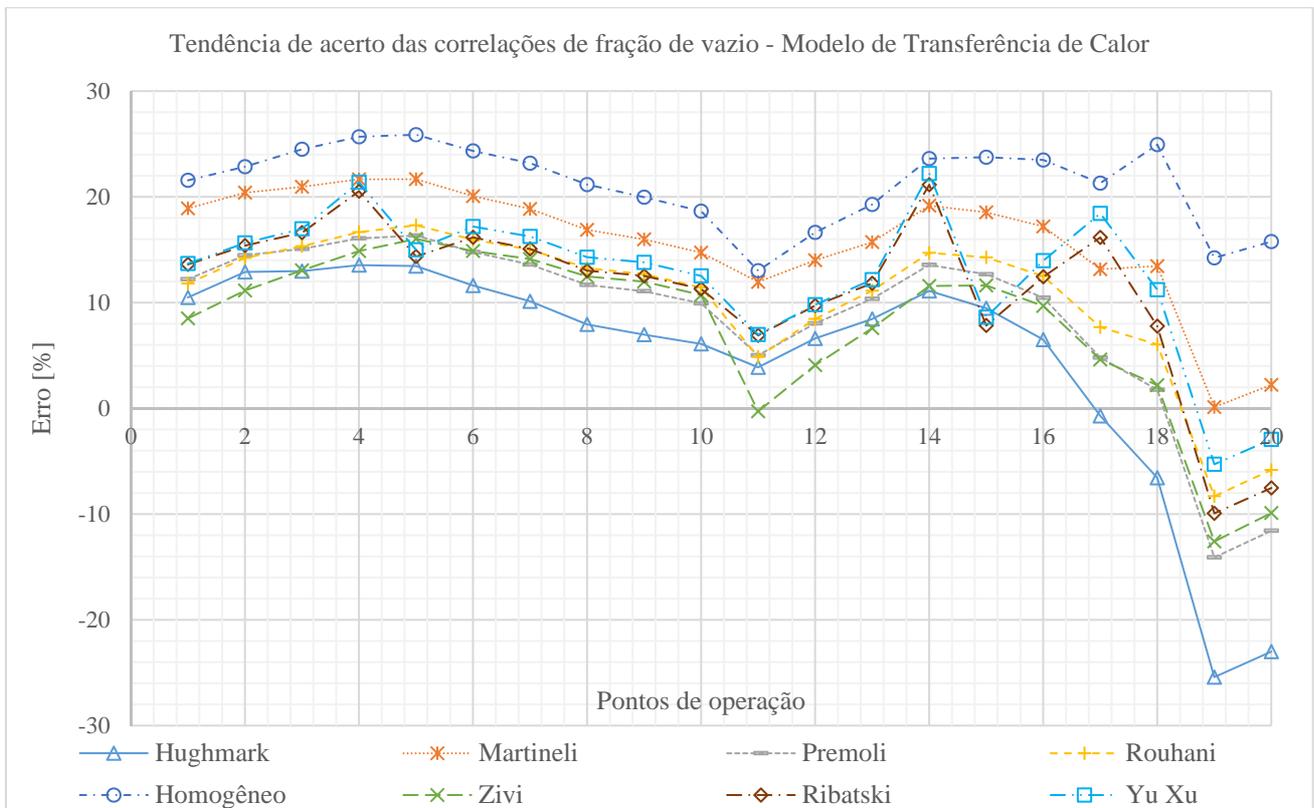


Figura 6.16 – R-1234yf: Modelo de Transf. de Calor: Precisão das correlações

Conforme esperado, verificou-se que as curvas nos gráficos do Modelo de Transferência de Calor, quando comparados com o Modelo Linear, apresentaram, de forma geral, resultados mais próximos da linha de referência de erro zero.

Quanto às correlações testadas, percebe-se que, para a maioria dos pontos de operação de operação, os resultados mais afastados da massa experimental foram aqueles obtidos pela correlação do modelo Homogêneo. Esse resultado era esperado, uma vez que essa correlação não considera o efeito do deslizamento entre as fases líquido e vapor. As correlações de Domansky & Didion (baseadas no parâmetro de Martinelli) e de Yu Xu também apresentaram resultados distantes do eixo de erro igual a zero. Já com resultados localizados na região intermediária do gráfico, e valores próximos entre si, ficaram as correlações de Ribatski e Rouhani. Finalmente, apresentando os melhores resultados situados na região mais próxima da massa experimental se encontram as correlações de Hughmark, Zivi e Premoli.

As figuras 6.17 e 6.18 classificam as correlações de fração de vazio por um critério de menor erro médio, calculados para os fluidos R-134a e R-1234yf, respectivamente, e obtidos a partir dos erros de cada ponto de operação relacionados nas Tabelas A.3, A.4, A.5 e A.6.

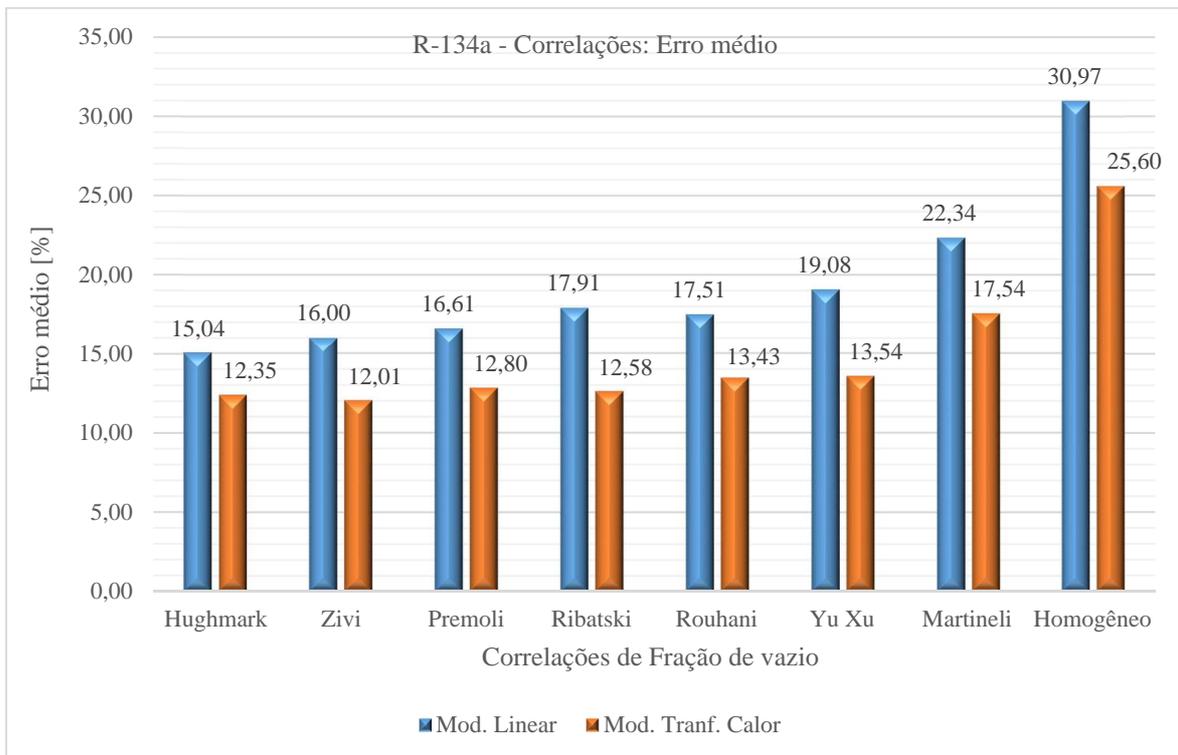


Figura 6.17 – R-134a: Classificação das correlações pelo critério de menor erro médio

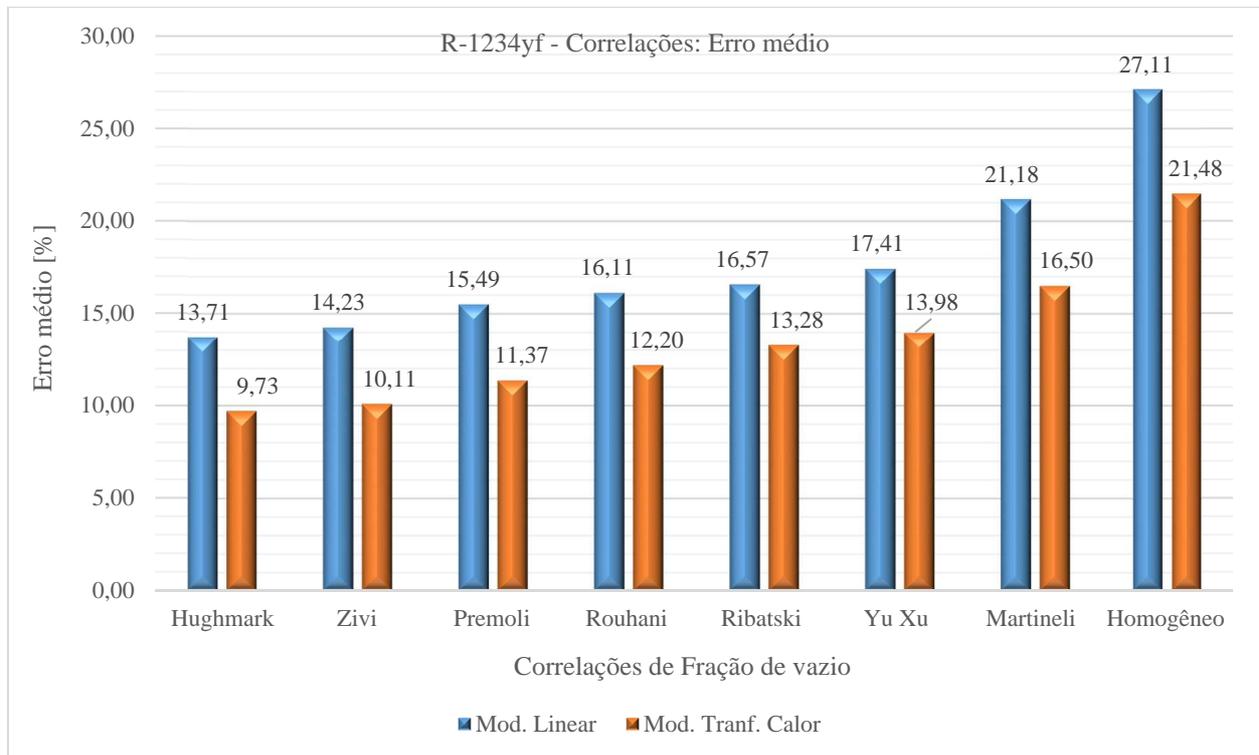


Figura 6.18 – R-1234yf: Classificação das correlações pelo critério de menor erro médio

A partir da análise das Figuras 6.17 e 6.18 é possível classificar o desempenho das correlações em relação aos menores erros médios calculados. Por esse critério, os melhores resultados foram obtidos pela correlação de Hughmark, seguida de Zivi, Premoli, Rouhani, Ribatski, Yu Xu, Martineli e modelo Homogêneo respectivamente. Entretanto, destaca-se que entre as correlações de Rouhani e Ribatski existem uma grande proximidade quanto aos valores obtidos, tornando impreciso qualquer tipo de classificação. Esse critério de avaliação indica que para o fluido R-134a, usando-se o Modelo Linear, a faixa de erros médios, excluindo-se o modelo homogêneo dessa análise, estará situada entre 15,04% e 22,34%. Para o Modelo de Transferência de Calor, essa mesma faixa de erros passará para valores entre 12,35% e 17,54%. Já para o fluido R-1234yf, usando-se o Modelo Linear, a faixa de erros médios, estará situada entre 13,71% e 21,18%. Para o Modelo de Transferência de Calor, essa mesma faixa de erros passará para valores entre 9,73% e 16,50%. Os dados apontam que o modelo apresenta erros médios menores para o fluido R-1234yf.

6.7 Análise das incertezas do modelo versus a incerteza de medição

As Figuras 6.21 a 6.25 representam os melhores resultados obtidos por cada correlação de fração de vazio em cada série de dados. Esses resultados foram produzidos a partir do Modelo de Transferência de Calor para cada ponto de operação testado usando o fluido R-134a. As incertezas obtidas pelo modelo no cálculo

de previsão da massa pelas correlações de fração de vazio foram consideradas no eixo das ordenadas, enquanto que no eixo das abscissas foram consideradas as incertezas do processo de medição da massa experimental. A integração dos dois eixos de incertezas analisadas define, para cada ponto de operação, uma área total de incertezas. Na análise em questão, pode-se considerar que o modelo obteve sucesso quando pelo menos algum ponto dessa área toca a linha referente à massa experimental. As Figuras 6.26 e 6.27 representam as mesmas informações acima descritas para o fluido R-1234yf.

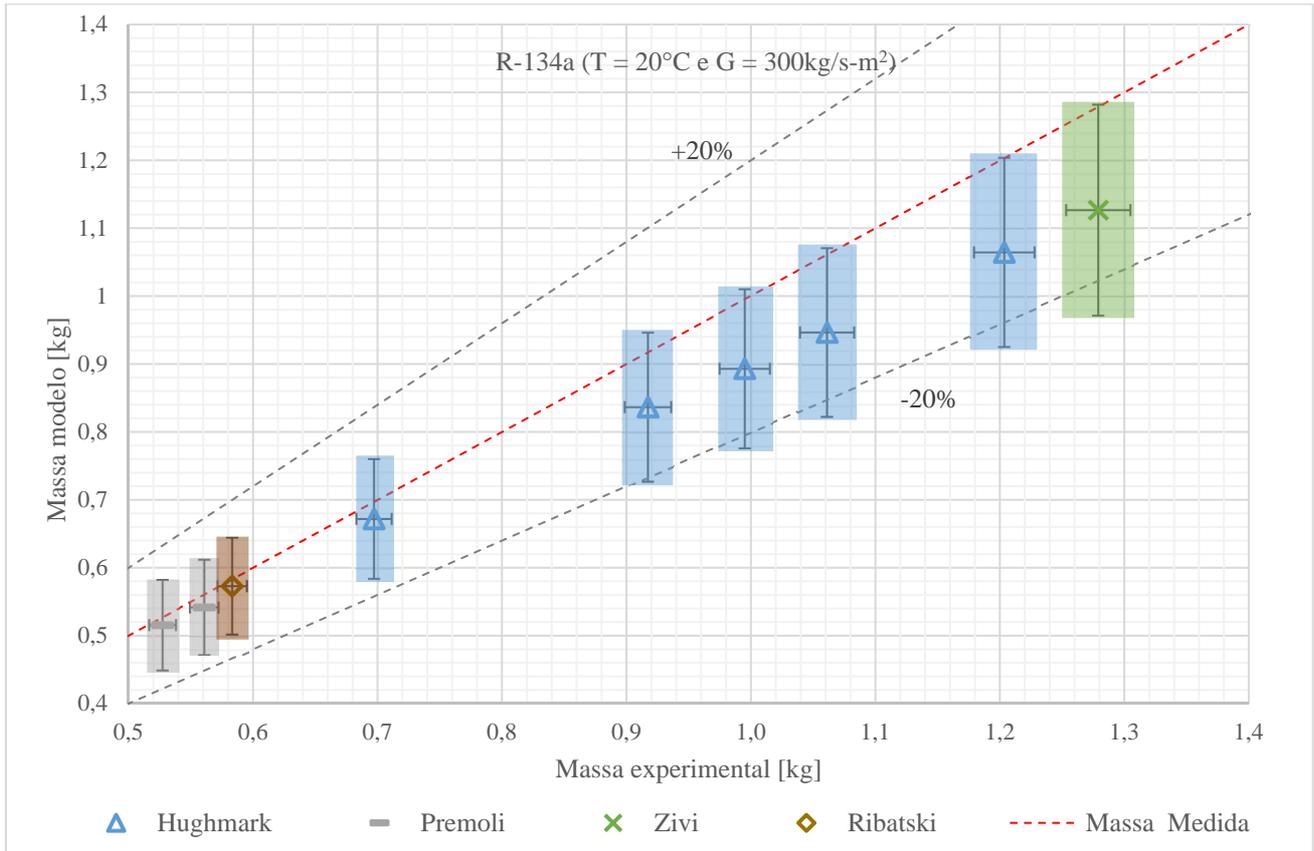


Figura 6.21 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 20^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{kg/s-m}^2$

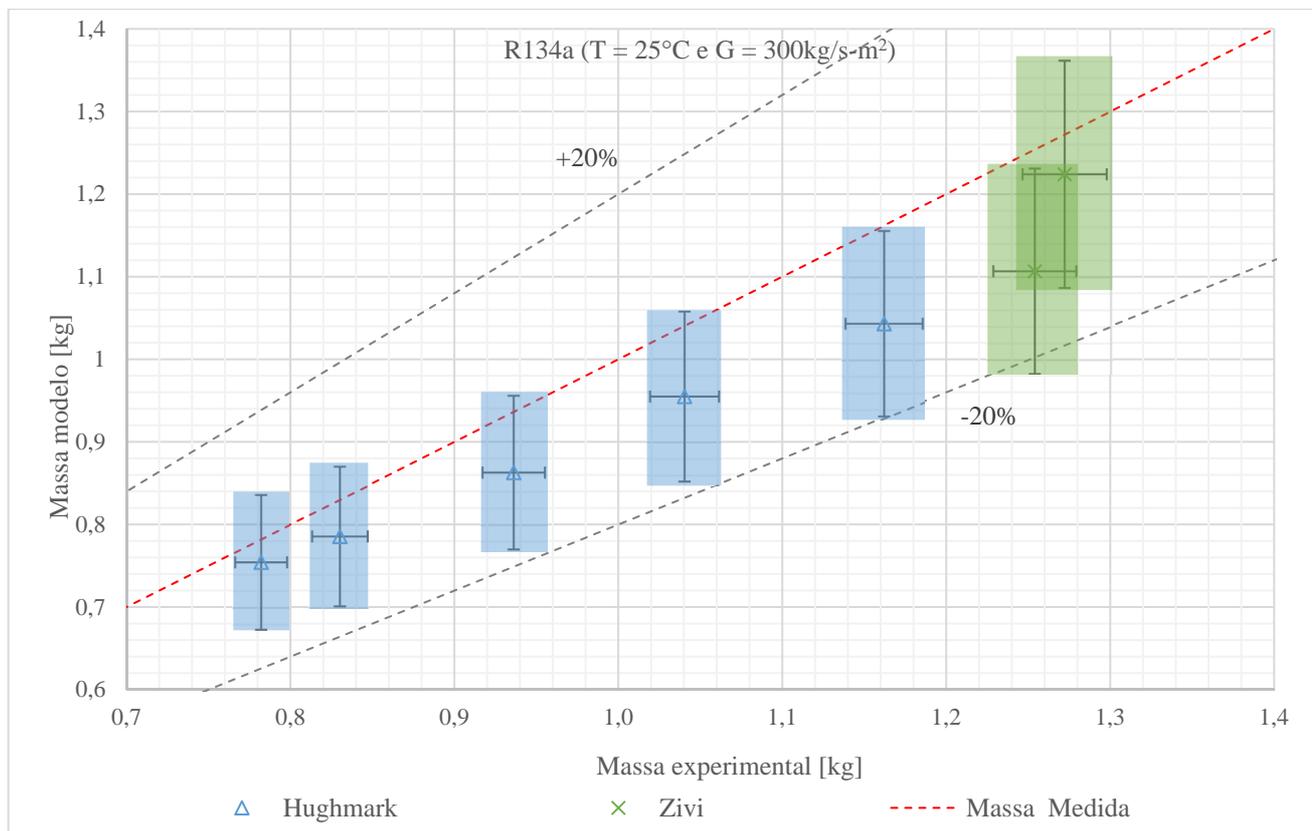


Figura 6.22 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$

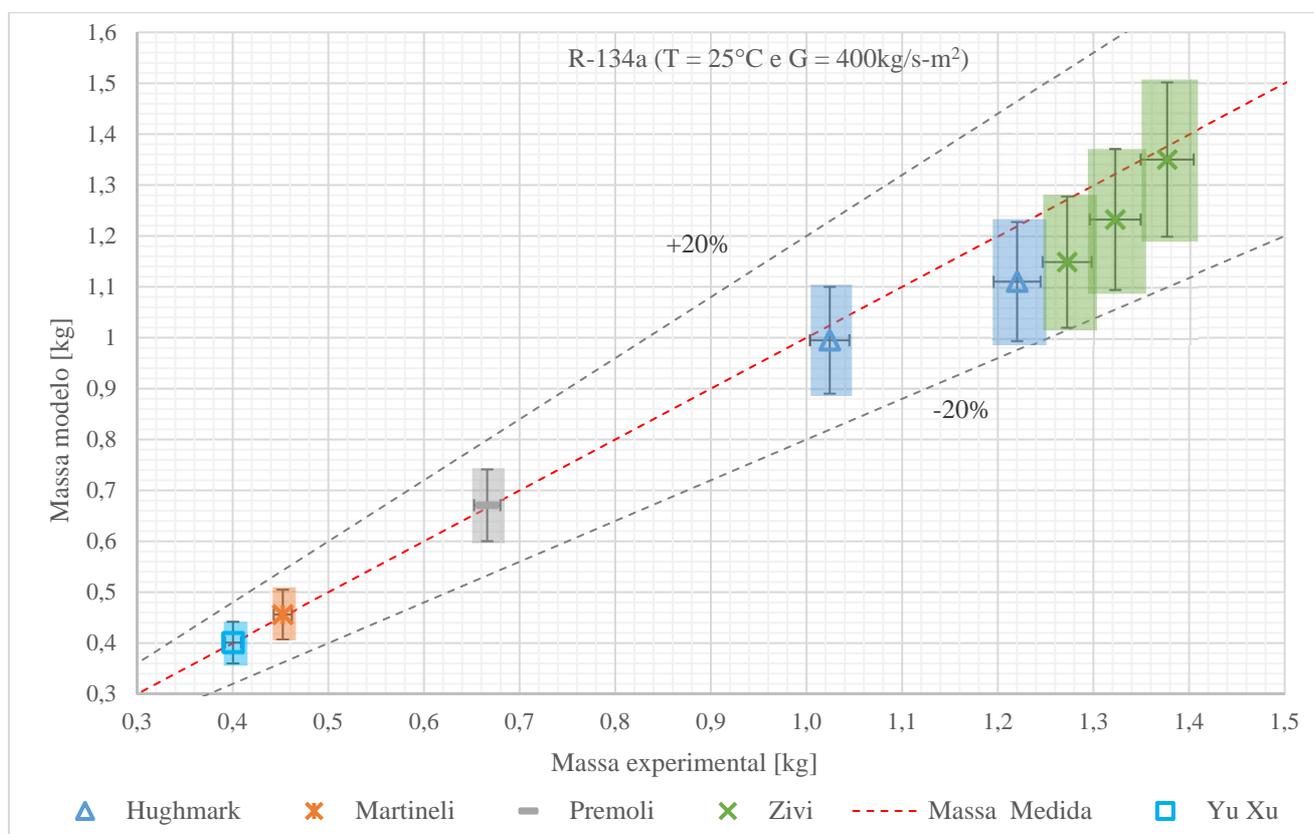


Figura 6.23 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $G = 400\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$

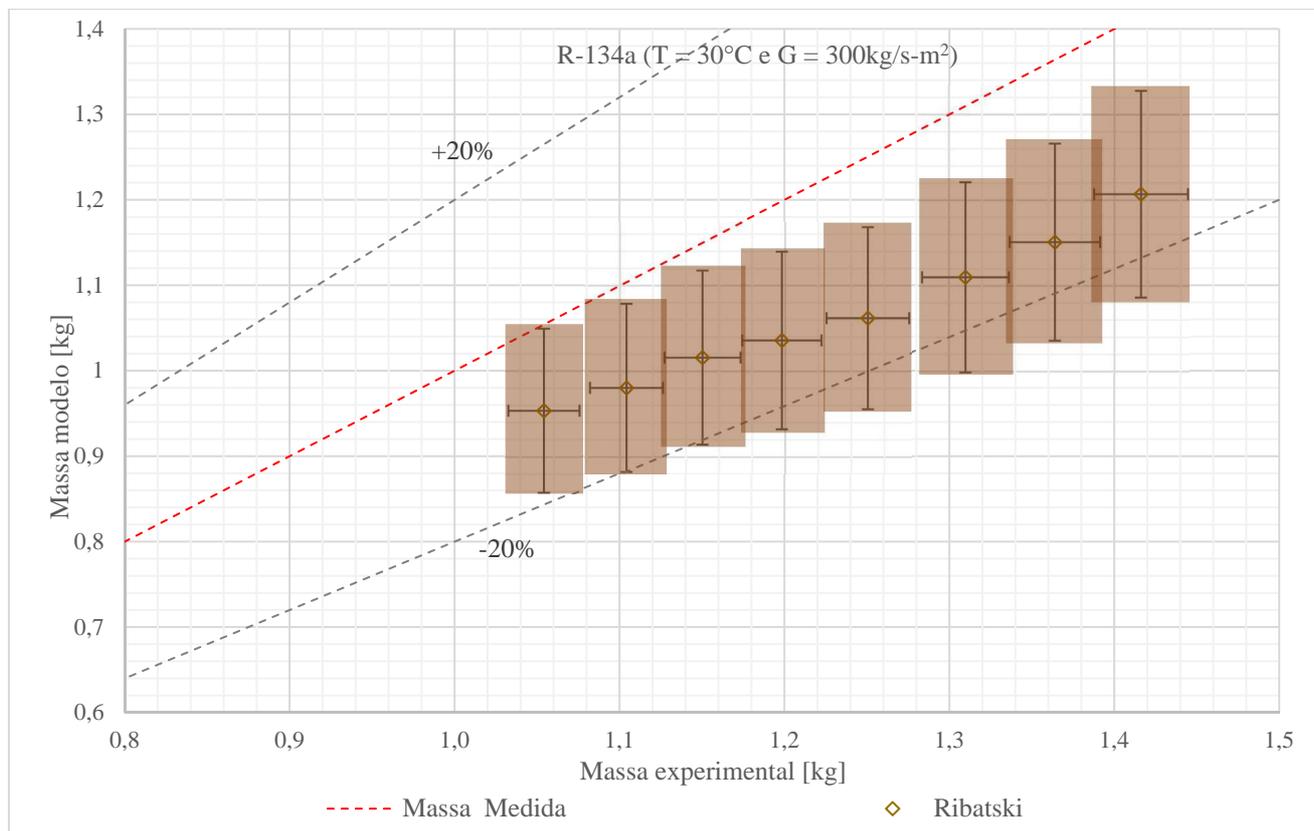


Figura 6.24 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 30^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{kg/s-m}^2$

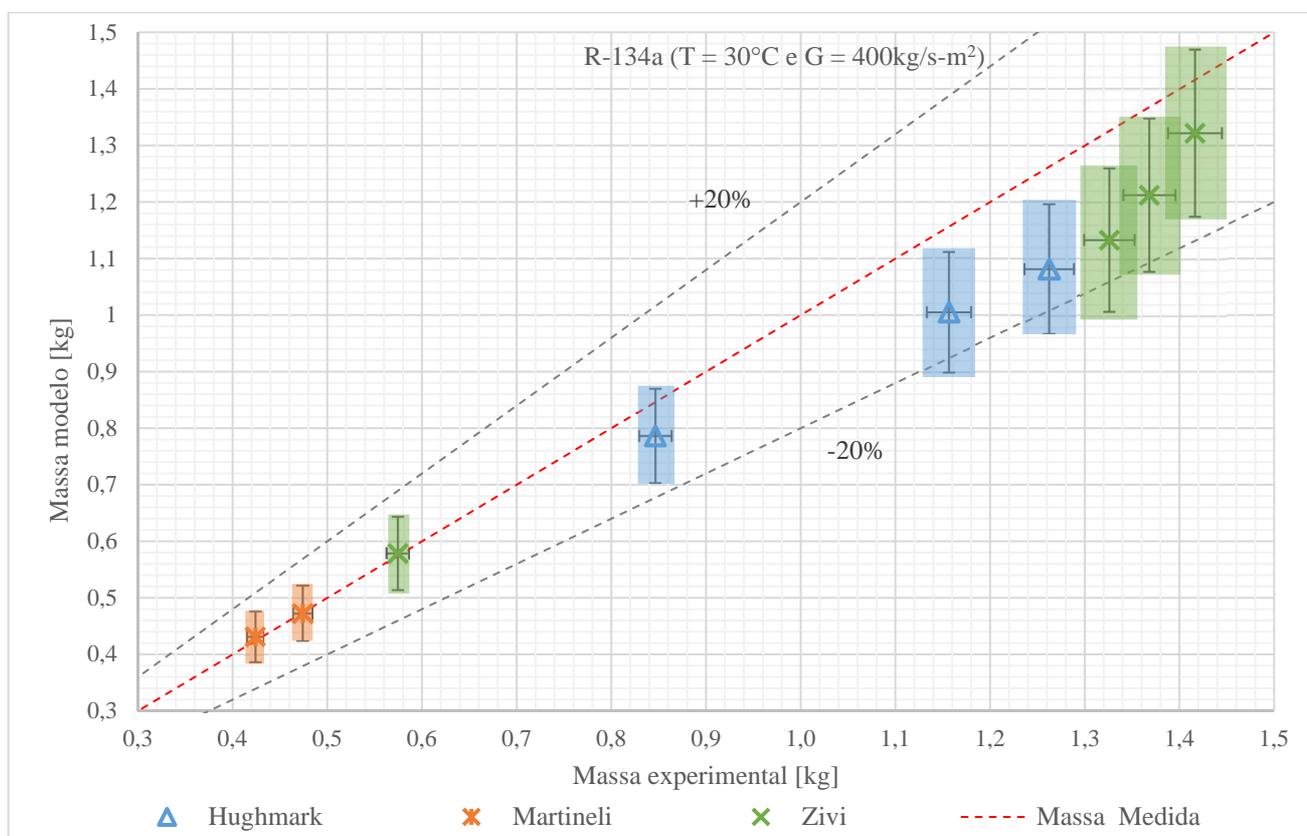


Figura 6.25 – R-134a: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 30^{\circ}\text{C}$ e $G = 400\text{kg/s-m}^2$

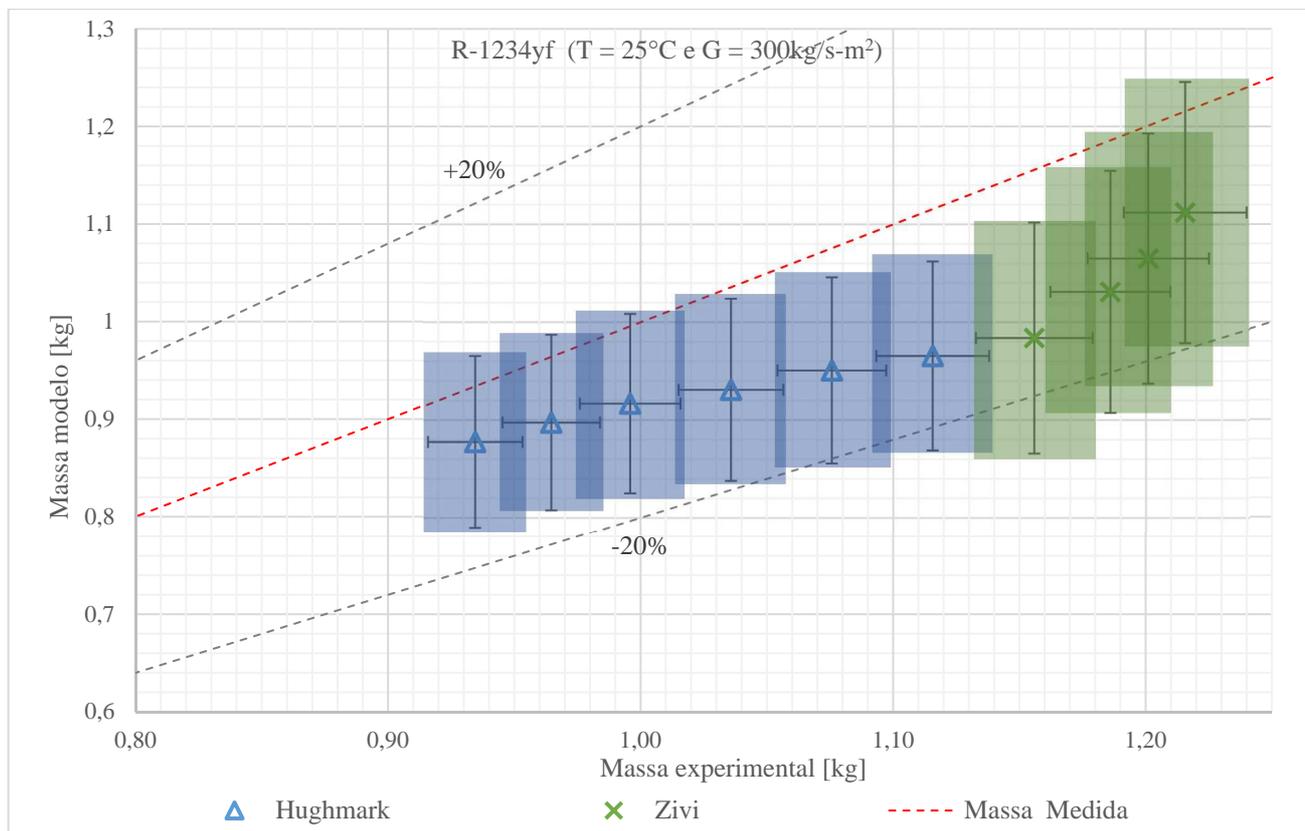


Figura 6.26 – R-1234yf: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$

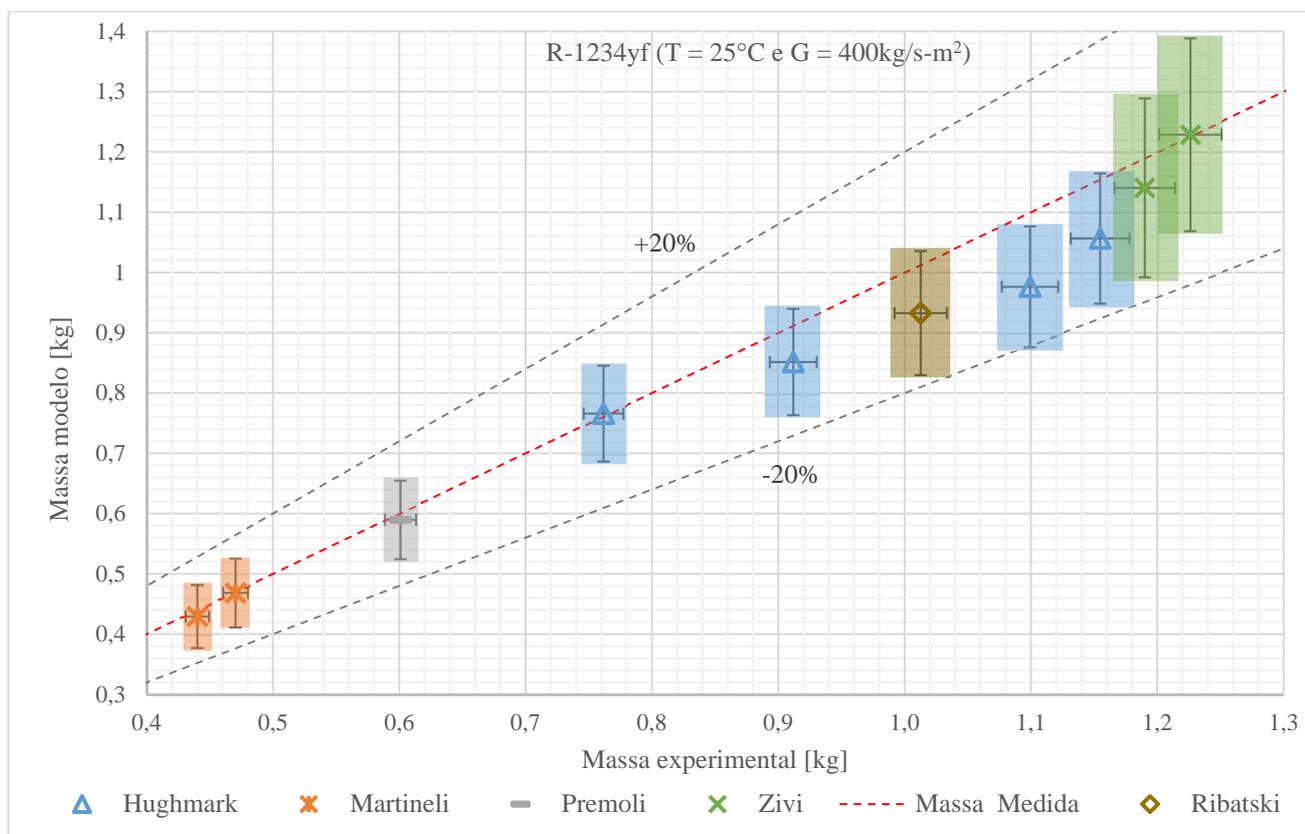


Figura 6.27 – R-1234yf: Modelo de Transf. de Calor: Incertezas para $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $G = 400\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$

A partir dos resultados das Figuras 6.21 até 6.27, é possível resumir as informações na Tabela 6.2, que representa o número de vezes que cada correlação obteve o melhor resultado dentro de cada bateria de testes. A Tabela 6.3, por sua vez, representa o número de vezes que cada correlação obteve o melhor resultado efetivo, ou seja, cada vez que a área de incertezas ficou sobre a linha relativa a massa experimental medida.

Tabela 6.2 – Modelo de Transf. de Calor - Melhores resultados por correlação.

Resultados por ensaio								
Correlações	R-134a					R-1234yf		Total
	T = 20	T = 25	T = 25	T = 30	T = 30	T = 25	T = 25	
	[°C] e	[°C] e						
	G = 300	G = 300	G = 400	G = 300	G = 400	G = 300	G = 400	
[kg/s-m ²]								
Hughmark	4	5	2		3	6	4	24
Martineli			1		2		2	5
Premoli	2		1				1	4
Rouhani								0
Homogêneo								0
Zivi	1	2	3		4	4	2	16
Ribatski	1				8		1	10
Yu Xu			1					1
Total								60

Tabela 6.3 – Modelo de Transf. de Calor - Melhores resultados efetivos por correlação.

Resultados efetivos por ensaio								
Correlações	R-134a					R-1234yf		Total
	T = 20	T = 25	T = 25	T = 30	T = 30	T = 25	T = 25	
	[°C] e	[°C] e						
	G = 300	G = 300	G = 400	G = 300	G = 400	G = 300	G = 400	
[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]	[kg/s-m ²]		
Hughmark	4	5	2		1	4	4	20
Martineli			1		2		2	5
Premoli	2		1				1	4
Rouhani								0
Homogêneo								0
Zivi	1	2	3		3	2	2	13
Ribatski	1				2		1	4
Yu Xu			1					1
Total								47

O gráfico da Figura 6.28 representa a totalização das Tabelas 6.2 e 6.3. Os resultados confirmam a ideia de que o modelo funciona melhor para as temperaturas de 20°C e 25°C, onde a maior parte dos resultados foram considerados efetivos. A correlação de Hughmark dominou as previsões nessa faixa, principalmente nas regiões de título entre 50 e 100% aproximadamente, ou seja, onde o sistema trabalha com valores

médios e pequenos de massa. Em segundo lugar, usando-se o mesmo critério de avaliação, aparece a correlação de Zivi, que obteve os melhores resultados principalmente nas regiões de título entre 15 e 40% aproximadamente, ou seja, onde o sistema apresenta uma maior quantidade de massa de fluido refrigerante. A correlação de Ribatski segue em terceiro lugar, porém, seus resultados foram na grande maioria concentrados na bateria de teste com $T=25^{\circ}\text{C}$ e $G=300\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$ e dos 10 resultados positivos obtidos pela correlação, apenas 4 foram considerados efetivos.

A efetividade total do Modelo de Transferência de Calor pode ser extraída das Tabelas 6.2 e 6.3. Do total de 60 pontos de operação, 47 foram considerados efetivos, ou seja, com um índice de 78,33% de acerto. Desse total, 33,33% foram obtidos pela correlação de Hughmark, seguido de 21,67% alcançados pela correlação de Zivi.

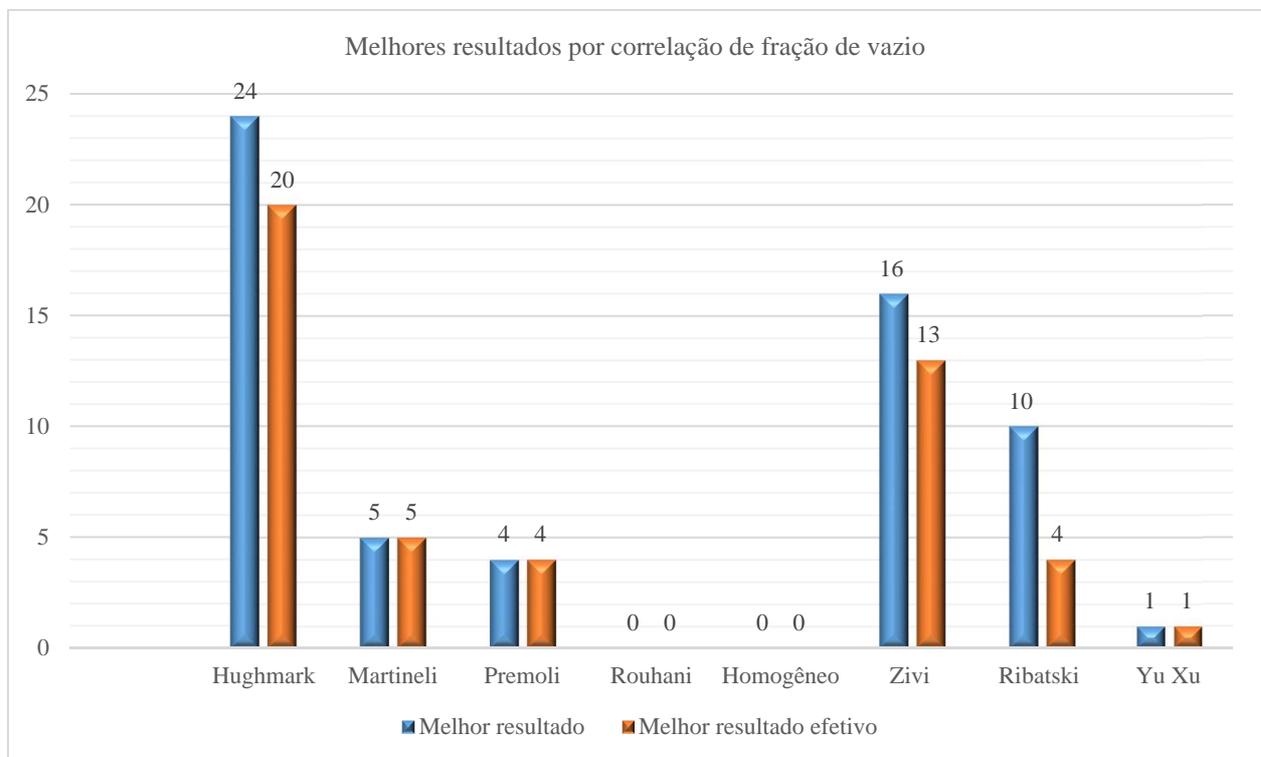


Figura 6.28 – Melhores resultados (geral e efetivo) por correlação

6.8 Conclusão

Neste capítulo, foram apresentados e discutidos os resultados referentes ao modelo de simulação para cada correlação de fração de vazio testada. Foram também avaliados os modelos de simulação propostos: Modelo Linear e Modelo de Transferência de Calor. Finalmente, os resultados obtidos pelo modelo de simulação foram comparados com àqueles obtidos experimentalmente. No capítulo seguinte serão apresentadas as conclusões finais bem como recomendações para trabalhos futuros.

7. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma consistente revisão bibliográfica sobre os fenômenos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento em escoamentos bifásico e monofásico, sendo abordados temas como os padrões de escoamentos, fração de vazio, coeficiente de transferência de calor e perda de carga. Um modelo de simulação foi elaborado de forma a testar algumas das principais correlações de fração de vazio para estimar o inventário em um banco de testes. Foram realizados ensaios nesse banco, que foi carregado com os fluidos R-134a e R-1234yf para a validação do modelo, sendo fixados e combinados entre si três parâmetros: velocidade mássica, temperatura de ebulição e título de saída no pré-quecedor.

A seguir, são apresentadas as principais conclusões deste estudo, bem como recomendações para trabalhos futuros.

7.1 Conclusões

Os resultados obtidos no banco de testes, com os fluidos R-134a e R-1234yf, mostraram que, fixadas a velocidade mássica e o título na saída do pré-aquecedor, temperaturas de ebulição maiores implicaram maior quantidade de massa de fluido no sistema. Já quando a temperatura de ebulição e o título são mantidos fixos, velocidades mássicas menores implicaram presença de maior quantidade de massa.

Os dados relativos à potência aplicada por uma resistência elétrica, enrolada ao longo do comprimento da região bifásica do pré-aquecedor do banco de testes, mostraram um comportamento de distribuição linear, confirmando assim, a condição de fluxo de calor constante inicialmente estabelecida.

Comparando-se os resultados do inventário dos fluidos R-134a e R-1234yf, dentro das mesmas condições de operação, verificou-se uma inversão da quantidade total de massa entre os dois fluidos em função do título. O fluido R-1234yf apresentou, para condição de títulos mais elevados, uma quantidade de massa superior ao R-134a, enquanto que, para condição de títulos mais baixos, o contrário foi constatado. Tal comportamento foi atribuído à relação entre os valores da massa específica de cada fluido nos estados líquido e vapor saturado.

Sobre o modelo de simulação, duas abordagens foram definidas: variação do título linear no condensador (Modelo Linear - fluxo de calor constante) e variação do título calculada com base na correlação de Shah para a troca de calor na região de condensação (Modelo de Transferência de Calor). Constatou-se, a partir dos resultados obtidos, que o aumento da temperatura de ebulição piora os resultados de previsão da massa, seja no Modelo Linear ou no Modelo de Transferência de Calor, enquanto o aumento da velocidade mássica melhora os resultados obtidos. O modelo também tende a funcionar melhor para títulos mais elevados, a

partir de cerca de 70% no Modelo Linear e de 60% no Modelo de Transferência de Calor, devido, principalmente, aos resultados alcançados a partir da correlação de Hughmark. Para títulos baixos também existe uma faixa de erros menores, concentrados entre 0 e 20%, na qual os melhores resultados foram obtidos pela utilização da correlação de Zivi.

Observou-se que, tanto para o fluido R-134a quanto para o fluido R-1234yf, os resultados obtidos pelo Modelo de Transferência de Calor apresentaram erros menores quando comparados ao Modelo Linear, evidenciando a importância da consideração da distribuição de fluxo de calor ao longo da região bifásica do condensador.

Quanto às correlações de fração de vazio testadas, percebeu-se que os melhores resultados alcançados, ou seja, àqueles mais próximos da massa experimental, foram obtidos quando se usou as correlações de Hughmark, Zivi e Premoli. As correlações de Ribatski e Rouhani apresentaram resultados intermediários, com valores muito semelhantes entre si. Já os resultados menos precisos foram aqueles obtidos pelas correlações do modelo Homogêneo, Domansky & Didion (baseadas no parâmetro de Martinelli) e Yu Xu.

Classificando o desempenho das correlações em relação aos menores erros médios, os melhores resultados foram obtidos pela correlação de Hughmark, seguida de Zivi, Premoli, Rouhani e Ribatski com valores muito próximos, Yu Xu, Martineli e o modelo Homogêneo respectivamente.

Para o fluido R-134a, a faixa de erros médios usando-se o Modelo Linear ficou situada entre 15,04% e 22,34%, enquanto que, para o R-1234yf, os valores obtidos ficaram entre 13,71% e 21,18%. Para o Modelo de Transferência de Calor, o R-134a atingiu valores entre 12,35% e 17,54%, sendo que, para o R-1234yf, esses valores situaram-se entre 9,73% e 16,50%. Assim, o modelo apresentou erros médios menores para o fluido R-1234yf.

Quanto aos resultados efetivos analisados para o Modelo de Transferência de Calor, baseados no cálculo das incertezas de medição do modelo e da massa experimental, os resultados confirmam que as melhores previsões de massa foram alcançadas com a utilização da correlação de Hughmark, seguida pela correlação de Zivi. A correlação de Ribatski obteve o terceiro lugar, porém, seus resultados foram na grande maioria concentrados na bateria de teste com $T = 25^{\circ}\text{C}$ e $G = 300\text{kg/s-m}^2$ e dos 10 resultados positivos obtidos pela correlação, apenas 4 foram considerados efetivos.

Do total de 60 pontos de operação simulados pelo Modelo de Transferência de Calor, 47 foram considerados efetivos, ou seja, o modelo obteve um índice de 78,33% de acerto. Desse total, 33,33% foram obtidos pela correlação de Hughmark, seguido de 21,67% alcançados pela correlação de Zivi, ou seja, dos 78,33% de acerto do modelo, 55% são atribuídos somente as duas correlações juntas.

7.2 Aplicação do modelo para o retrofit do R-134a em climatizadores veiculares

No futuro, com a provável redução do preço do refrigerante R-1234yf e o maior apelo ecológico por fluidos com baixíssimo GWP, será viável aplicar a técnica de retrofit em climatizadores a R-134a. O modelo matemático desenvolvido neste trabalho poderá ser uma ferramenta para ajudar a substituição do R-134a pelo fluido R-1234yf nos climatizadores de carros antigos, uma vez que a determinação da massa de R-1234yf a ser colocada no sistema será uma etapa essencial do processo.

Evaporadores e condensadores de climatizadores veiculares são compactos e aletados externamente, com o ar apresentando escoamento forçado e cruzado em relação ao fluido refrigerante, que escoar dentro dos tubos dos trocadores de calor. O escoamento do refrigerante dentro dos tubos já foi amplamente estudado e, de uma forma geral, pode ser estimado com boa precisão por correlações da literatura tanto para a ebulição nos evaporadores, condensação nos condensadores e escoamentos monofásicos do refrigerante nesses dois trocadores de calor. Por outro lado, devido à geometria mais complexa do lado do ar, o coeficiente de troca de calor nesta parte do evaporador e condensador não pode ser calculada com boa precisão. Isso representa uma dificuldade para aplicação do modelo matemático para estimativa do inventário em condicionadores de ar veicular.

Para resolver o problema exposto no final do parágrafo anterior, balanços de energia suplementares poderão ser incorporados ao modelo matemático deste trabalho, de modo a gerar um sistema de equações para calcular os comprimentos das regiões monofásicas e bifásicas do refrigerante, conforme apresentado neste capítulo, mas também o próprio coeficiente de troca de calor do lado do ar. Neste caso, como esse coeficiente é uma incógnita, balanços de energia suplementares deverão ser aplicados nos trocadores de calor. Por exemplo, no evaporador, dois balanços de energia poderão ser realizados: um para a região de ebulição e outro para a região de superaquecimento do refrigerante. Assim, duas equações seriam geradas, e teriam as seguintes incógnitas: o comprimento da tubulação na região de ebulição e o coeficiente de troca de calor do lado do ar. Por outro lado, o comprimento da região de superaquecimento poderia ser expresso pela diferença entre o comprimento total da tubulação e o comprimento da região de ebulição, enquanto o coeficiente de troca de calor no lado do fluido seria estimado com boa precisão por correlações retiradas da literatura para as regiões bifásica e monofásica do escoamento do refrigerante. Por fim, depois de determinados os comprimentos dessas regiões, uma correlação adequada para estimativa da fração de vazio seria usada para calcular a massa específica e a massa de refrigerante no evaporador.

Um procedimento semelhante ao descrito acima poderia ser aplicado para o condensador, sendo agora necessário formar um sistema de três equações e três incógnitas, uma vez que há três regiões distintas para o escoamento do refrigerante dentro do condensador. Nesse trocador de calor, além da região bifásica de

condensação, há duas regiões monofásicas: a zona de desuperaquecimento do refrigerante, anterior à condensação do fluido, e a zona de subresfriamento, posterior à sua condensação.

Segundo resultados obtidos neste trabalho, recomenda-se que o modelo ampliado descrito neste item seja alimentado com as seguintes correlações: (1) de Gnielinski (1976) para a troca de calor nas regiões de escoamentos monofásicos, (2) de Shah (2013) para a troca de calor por condensação, (3) de Hughmark (1962), Zivi (1964) ou Ribatski (2016) ou uma combinação dessas para o cálculo da fração de vazão nas regiões de ebulição e condensação. Com respeito à perda de carga, embora no presente esse valor tenha sido avaliado por meio de medidas de pressão em pontos estratégicos do banco de testes, para o modelo ampliado, esse valor deverá ser estimado por meio de correlações da literatura para as regiões de escoamento bifásicos e monofásicos do refrigerante. Uma correlação para a troca de calor por ebulição retirada da literatura também deverá ser escolhida para o escoamento bifásico no evaporador. Outras variáveis de alimentação do modelo serão a temperatura e umidade do ar ambiente, as temperaturas de evaporação e de condensação do refrigerante, bem como o superaquecimento no evaporador e o subresfriamento no condensador, e as vazões do ar nos trocadores de calor e a vazão do refrigerante.

7.3 Recomendações para trabalhos futuros

- Realizar alterações no banco de testes para permitir a obtenção de resultados mais abrangentes, como a instalação de visores que possibilitem o estudo dos padrões de escoamento, a alteração do controlador de potência da resistência para permitir a obtenção de títulos menores no pré-aquecedor e o aperfeiçoamento do controle da temperatura da água gelada produzida pela bancada auxiliar, de forma a reduzir o tempo de ajuste e torná-lo mais estável;
- Realizar experimentos ampliando a base de dados apresentadas no presente trabalho, seja pela obtenção de novas temperaturas de ebulição ou de novos valores de velocidade mássica;
- Desenvolver um modelo de simulação que considere a utilização de correlações para a estimativa da perda de carga nas regiões monofásicas e bifásicas no pré-aquecedor e no condensador;
- Desenvolver um modelo de simulação para aplicação em evaporadores e condensadores de climatizadores veiculares;
- Desenvolver uma nova correlação de fração de vazão a partir dos dados experimentais obtidos no banco de testes.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALBERTAZZI, G. Jr. & A. R. de Souza, Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial, 1a edição, 2008.
- BUTTERWORTH, D. A comparison of some void-fraction relationships for co-current gas-liquid flow. *Int. J. Multiphase Flow*, 1975, Vol. 1, p. 845-850.
- ÇENGEL, Y.A; GHAJAR, A. J. Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática. Porto Alegre / McGraw Hill, 2012.
- CHATO, J. C. Laminar Condensation Inside Horizontal and Inclined Tubes, *ASHRAE Journal*, Vol. 4 (2), 1962, pp. 52-60.
- CHEMOURS COMPANY. Informações Técnicas: Propriedades termodinâmicas e de transporte, aplicações, armazenamento e manuseio HFC-134a e R-1234yf. Disponível em <https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/>. Acesso em 20 de janeiro de 2016.
- CHEN, N. H. An explicit equation for friction factor in pipe. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, v. 18, n. 3, p. 296-297, 1979. ISSN 0196-4313.
- CHENG, L.; RIBATSKI, G.; THOME, J. R. Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. *Applied Mechanics Reviews*, v. 61, n. 5, p. 050802, 2008. ISSN 0003-6900.
- COUTO, P. R. et al. Calibração de transdutor/transmissor de pressão INMETRO, 2010.
- COLLIER, John G. Convective boiling and condensation. Londres: Mc-Graw-Hill, 1972.
- DAMASCENO, L. Junior. Estudo teórico e experimental da perda de pressão em curvas de retorno com escoamento bifásico da mistura zeotrópica R-407c. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado.
- DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering*, Berkeley, v. 2, n. 8, p. 443-461, 1930.
- DOMANSKI, P. A.; HERMES, C. J. L. An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180° return bends. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, n. 7, p. 793-800, 2008. ISSN 13594311.

- FANG, X. D.; XU, Y.; ZHOU, Z. R. New correlations of single- phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single- phase friction factor correlations. Nuclear engineering and design, v. 241, n. 3, p. 897-902, 2011. ISSN 0029-5493.
- FORSTER, H.K., ZUBER, N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. AIChE Journal, 1955, Vol. 1, N° 4, p. 531-535.
- FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., “Introduction to fluid mechanics.” v.5, New York Edition, 2010.HOLMAN, J., Experimental Methods for Engineers, 8th Edition. McGraw-Hill, 2011.
- FRANÇA. Fernando A.: Instrumentação e Medidas: grandezas mecânicas, UNICAMP 2007.
- GARCIA, J., et al. An experimental study on two-phase frictional pressure drop for R-407c in smooth horizontal tubes, International Journal of Refrigeration, v. 73, p. 163–174, 2017.
- GNIELINSKI, V., “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, International Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- GOMYO T., ASANO H. Void fraction characteristics of one-component gas–liquid two-phase flow in small diameter tubes, Interfacial Phenomena and Heat Transfer, 4 (2016), pp. 1-18.
- HUGHMARK, G.A. Hold up in gas-liquid flow. Chemical Engineering Progress, 1962, Vol. 58, N° 4, p. 62-65.
- HUGHMARK, G.A. (1965), Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow, Chemical Engineering Science, Vol. 20, pp. 1007-1010.
- INCROPERA, F. P., et al. Fundamentals of heat and Heat Mass Transfer, 6th Edition. Hardcover. 2007.
- HIS AUTOMOTIVE: Average Age of Light Vehicles in the U.S. Rises Slightly in 2015 to 11.5 years. Disponível em <<http://news.ihsmarket.com/press-release/automotive/average-age-light-vehicles-us-rises-slightly-2015-115-years-ihs-reports>>. Acesso em 13 de maio de 2016.
- KANIZAWA, F. T; RIBATSKI, G. Void fraction predictive method based on the minimum kinetic energy. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 38, n. 1, p. 209-225, 2016.
- LI, W.; WU, Z. A general correlation for adiabatic two phase pressure drop in micro/minichannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 53, n. 13, p. 2732-2739, 2010. ISSN 0017-9310.

- LIMA, C. Francisco. Avaliação teórica e experimental da fração de vazio em escoamentos bifásicos em máquinas de compressão a vapor. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Orientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury.
- LOCKHART, R.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress*, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.
- MACHADO, L., “Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire”, Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, INSA, França, 1996 (Tese de doutorado).
- MACHADO, L.; Koury, R. N. N.; França, G. A. C.; Augusto, F. C.; Mendoza, O. S. H.. Experimental study of a two-phase flow in a horizontal tube. In: *experimental methods and Measuring techniques in refrigeration*, 2000, liège
- MARFAING O., et al (2016). An analytical relation for the void fraction distribution in a fully developed bubbly flow in a vertical pipe, *Chem. Eng. Sci.* 152, 579-585.
- MARFAING O., et al (2017). Analytical Void Fraction Profile Near the Walls in Low Reynolds Number Bubbly Flows in Pipes: Experimental Comparison and Estimate of the Dispersion Coefficient, *Oil Gas Sci. Technol* 72, 4.
- MARTINS, M. Alvarenga. Cálculo da perda de pressão em um condensador compacto para aplicação didática. 2014. Trabalho (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos de Andrade.
- MONTGOMERY, D. C., *Design and Analysis of Experiments*, 5a. ed., New York: John Wiley & Sons, 2005.
- NAZEMI, E., et al. Void fraction prediction in two-phase flows independent of the liquid phase density changes, *Radiation Meas.*, 68 (2014), pp. 49–54
- NAZEMI, E., et al. Precise Void Fraction Measurement in Two-phase Flows Independent of the Flow Regime Using Gamma-ray Attenuation. *Nuclear Engineering and Technology*, 48 (2016), pp. 64–71.
- OLIVEIRA, J. L. G., PASSOS, J. C., VERSCHAEREN, R., and VAN DER GELD, C., Mass flow rate measurements in gas–liquid flows by means of a venturi or orifice plate coupled to a void fraction sensor, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, pp. 253–260, 2009.

- PABON, J. J. Garcia. Estudo experimental da perda de pressão em escoamento com ebulição convectiva para a mistura zeotrópica r-407c. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado.
- PICANÇO, M. A. Silva. Análise experimental e teórica dos regimes de ebulição nucleada e convectiva em tubo liso e micro-aletado em escoamento anular. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Orientador: Prof. Dr. Júlio César Passos.
- PORTO, M. Pereira. Metodologia para cálculo da massa de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado.
- PREMOLI, A., FRANCESCO, D., PRIMA, A (1970), An empirical correlation for evaluating two-phase mixture density under adiabatic conditions, In European Two-Phase Flow Group Meeting, Milan, Italy.
- RATKOVICHA, N. MAJUMDERB, S. K., BENTZENA, T. R. Empirical correlations and CFD simulations of vertical two-phase gas–liquid (Newtonian and non-Newtonian) slug flow compared against experimental data of void fraction.
- REVELLIN, R. Prediction of frictional pressure drop during flow boiling of refrigerants in horizontal tubes: Comparison to an experimental database, *International Journal of Refrigeration*, 2009.
- ROUHANI, S.Z. AND AXELSSON, E. (1970), Calculation of void volume fraction in the sub cooled and quality boiling regions, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol.13, pp. 383-393.
- RICE, C. K., The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Transactions: Technical And Symposium Papers Presented at the 1987 Winter Meeting*. New York, NY, ASHRAE, Atlanta, GA, 341-367, 1987.
- SALGADO, C. M. et al. Salinity independent volume fraction prediction in annular and stratified (water–gas–oil) multiphase flows using artificial neural networks. *Prog. Nucl. Energy*, 76 (2014), pp. 17–23.
- SHAH M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation. *Int.J Heat Mass Transf.*, 22, 1979, p.5 47-556.
- SHAH, M.M. An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tube. *HVAC&R RESEARCH*, Vol. 15, pp. 889-913, 2009.

- SHAH, M.M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: further development and verification. ASHRAE Transactions, v. 119, p. 3, 2013.
- SMITH, S.L. (1969), Void fractions in two phase flow: A correlation based upon an equal velocity head model, Proceedings of the Institute Mechanical Engineers, London, Vol.184, Part 1, No. 36, pp.647-657.
- SONNTAG, RICHARD E; BORGNAKKE, CLAUS. Introdução à Termodinâmica para Engenharia. 2003. LTC EDITORA.
- STEINER, D., TABOREK, J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. Heat Transfer Engineering, 1992, Vol. 13, N° 2, p. 43-69.
- WHALLEY, P. B. Two-phase flow and heat transfer, New York: Oxford Chemistry Primers, 1996.
- WARK, KENNETH Y RICHARDS, DONALD. Termodinámica. 6. Ed. Editorial McGraw-Hill, España, 2001.
- WILSON, M. J. Experimental investigation of void fraction during horizontal flow in larger diameter refrigeration applications. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign. 1998
- WOJTAN, L. Experimental and analytical investigation of void fraction and heat transfer during evaporation in horizontal tubes. 2004. ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE.
- WOLDESEMAYAT, M. A. & GHAJAR, A. J., Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes. Int. J. Multiphase Flow, 33, p. 347-370, 2007.
- XU, Y.; FANG, X. Correlations of void fraction for two- phase refrigerant flow in pipes. Applied Thermal Engineering, v. 64, n. 1-2, p. 242, 2014. ISSN 1359-4311.
- ZANETTE, T, LAGE, E. MARTINS, AMORIM, F. Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado. Brasília: Ministério do Meio Ambiente – MMA, 2011. 170.
- ZIVI, S. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. Journal of Heat Transfer, v. 86, n. 2, p. 247-251, 1964. ISSN 0022-1481.

APÊNDICE A

Resultados experimentais para o fluido R-134a

Tabela A.1 – Resultados experimentais: R-134a

Ensaio	Condições ambientais		Ponto de operação			Leituras										Massa								
	Data / hora	T _{amb}	P _{atm}	G	T _{cb}	x	Q _{pre}		Vazão	P _{baixa} [P ₁]		P _{alta} [P ₂]		P _{out_pre} [P ₃]		T _{out_cond}	T _{in_pre}	T _{out_pre}	T _{in_agua}	T _{out_agua}	Inicial	Acréscimo	Final	Incerteza
		-	-	-	T ₃	x ₃	Elétrico	Corrigido	bomba	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	T ₁	T ₂	T ₃	-	-	-	±
	[°C]	[kPa]	[kg/s·m ²]	[°C]	[%]	[W]	[W]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[g]	[g]	[g]
1	16/3/17 16:00	27,4	91,79	300,0	20,0	100,0	1054,64	965,0	0,238	4,1	4,13	5,6	5,79	5,0	5,07	13,6	16,1	20,2	13,00	13,9	527,0	---	527,0	11,6
2	16/3/17 16:45	27,6	91,79			90,0	951,22	875,1	0,242	4,1	4,13	5,7	5,79	5,0	5,07	13,7	16,2	20,3	13,00	13,8	527,0	34,0	561,0	12,6
3	16/3/17 17:45	27,6	91,79			83,0	878,37	816,9	0,244	4,1	4,13	5,7	5,79	5,0	5,07	13,7	16,1	20,3	13,00	13,7	561,0	22,0	583,0	13,6
4	16/3/17 18:44	27,2	91,79			73,0	752,51	707,4	0,245	4,1	4,13	5,6	5,69	5,0	5,07	13,7	15,9	20,3	13,30	13,7	583,0	114,0	697,0	14,5
5	16/3/17 19:20	27,3	91,79			63,0	668,07	631,3	0,248	4,2	4,23	5,5	5,59	5,0	5,07	13,7	16,0	20,2	13,60	13,6	697,0	220,0	917,0	15,3
6	16/3/17 20:00	27,1	91,79			57,0	603,97	579,8	0,248	4,2	4,23	5,5	5,59	5,0	5,07	13,7	15,9	20,2	13,65	13,5	917,0	78,0	995,0	16,1
7	16/3/17 20:30	27,3	91,79			48,0	503,45	485,8	0,249	4,2	4,23	5,4	5,48	5,0	5,07	13,7	15,8	20,3	13,69	13,5	995,0	66,0	1061,0	16,9
8	16/3/17 21:30	27,2	91,79			36,0	382,73	369,3	0,248	4,5	4,53	5,2	5,28	5,0	5,07	13,7	15,7	20,2	13,69	13,2	1061,0	142,0	1203,0	17,6
9	16/3/17 22:00	27,1	91,79			28,0	305,57	294,9	0,249	4,6	4,63	5,2	5,28	5,0	5,07	13,7	15,9	20,2	13,69	13,2	1203,0	76,0	1279,0	18,3
1	6/4/17 17:44	27,2	91,84	300,0	25,0	100,0	1125,05	1001,3	0,246	4,7	4,73	6,6	6,72	5,7	5,77	15,0	17,0	24,4	14,90	17,0	782,0	---	782,0	16,2
2	6/4/17 18:08	27,2	91,84			93,0	1019,84	917,9	0,259	4,8	4,83	6,5	6,62	5,7	5,77	15,0	17,0	24,4	14,90	16,7	782,0	48,0	830,0	17,0
3	6/4/17 19:06	27,1	91,84			78,0	856,25	804,9	0,264	4,9	4,94	6,4	6,52	5,7	5,77	15,0	16,9	24,4	14,95	16,4	830,0	106,0	936,0	17,7
4	6/4/17 19:21	27,1	91,84			69,0	757,94	720,0	0,261	5,0	5,04	6,3	6,41	5,7	5,77	15,0	16,9	24,4	14,98	16,1	936,0	104,0	1040,0	18,4
5	6/4/17 19:35	27,1	91,84			53,0	592,58	568,9	0,256	5,1	5,14	6,2	6,31	5,7	5,77	15,0	16,8	24,4	14,99	15,7	1040,0	122,0	1162,0	19,1
6	6/4/17 20:06	27,1	91,84			35,0	407,81	391,5	0,261	5,3	5,34	6,0	6,10	5,7	5,77	15,0	16,8	24,5	14,99	15,3	1162,0	92,0	1254,0	19,7
7	6/4/17 20:33	27,0	91,84			22,0	289,01	277,4	0,261	5,4	5,44	5,9	6,00	5,7	5,77	15,0	16,7	24,4	14,99	15,0	1254,0	18,0	1272,0	20,3
1	29/3/17 15:30	26,7	91,64	400,0	25,0	100,0	1600,00	1392,0	0,345	4,2	4,23	6,9	7,03	5,9	5,97	14,8	16,7	24,4	13,00	14,7	400,0	---	400,0	8,0
2	29/3/17 16:03	26,5	91,64			73,0	1184,38	1042,3	0,351	4,2	4,23	6,8	6,93	5,8	5,87	14,8	16,7	24,4	13,00	14,9	400,0	52,0	452,0	9,4
3	29/3/17 18:00	26,0	91,64			63,0	996,82	907,1	0,356	4,3	4,33	6,6	6,72	5,8	5,87	14,8	16,4	24,4	14,40	15,6	452,0	214,0	666,0	10,7
4	29/3/17 19:15	26,3	91,64			54,0	839,74	789,4	0,355	4,6	4,63	6,5	6,62	5,8	5,87	14,8	16,3	24,4	14,78	15,4	666,0	358,0	1024,0	11,8
5	29/3/17 19:45	26,4	91,64			40,0	637,66	612,2	0,356	4,9	4,94	6,3	6,41	5,8	5,87	14,8	16,0	24,4	14,79	15,1	1024,0	196,0	1220,0	12,8
6	29/3/17 20:15	26,4	91,64			35,0	543,00	521,3	0,360	5,0	5,04	6,2	6,31	5,8	5,87	14,8	16,0	24,4	14,79	15,0	1220,0	52,0	1272,0	13,8
7	29/3/17 20:45	26,5	91,64			25,0	423,81	406,9	0,357	5,3	5,34	6,0	6,10	5,8	5,87	14,8	15,9	24,4	14,79	14,8	1272,0	50,0	1322,0	14,6
8	29/3/17 21:45	26,1	91,64			15,0	297,34	285,4	0,356	5,4	5,44	5,9	6,00	5,8	5,87	14,8	15,8	24,4	14,79	14,6	1322,0	54,0	1376,0	15,5

Tabela A.1 – Resultados experimentais: R-134a (continuação)

Ensaio	Condições ambientais			Ponto de operação			Leituras											Massa						
	Data / hora	Tamb	Patm	G	Teb	x	Q _{pre}		Vazão	P _{baixa} [P ₁]		P _{alta} [P ₂]		P _{out_pre} [P ₃]		T _{out_cond}	T _{in_pre}	T _{out_pre}	T _{in_agua}	T _{out_agua}	Inicial	Acréscimo	Final	Incerteza
		-	-	-	T ₃	x ₃	Elétrico	Corrigido	bomba	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	T ₁	T ₂	T ₃	-	-	-	-	-	-
	[°C]	[kPa]	[kg/s·m ²]	[°C]	[%]	[W]	[W]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[g]	[g]	[g]	[g]
1	8/4/17 11:00	27,7	92,07	300,0	30,0	100,0	1107,36	985,6	0,263	5,8	5,84	7,4	7,55	6,7	6,78	19,9	21,0	28,9	19,89	20,5	1054,0	---	1054,0	21,1
2	8/4/17 11:13	27,6	92,07			89,0	951,22	884,6	0,262	5,9	5,95	7,3	7,45	6,7	6,78	19,9	21,0	28,9	19,89	20,3	1054,0	50,0	1104,0	21,7
3	8/4/17 11:53	27,9	92,07			76,0	804,17	755,9	0,259	6,0	6,05	7,2	7,34	6,7	6,78	19,9	21,1	28,9	19,89	21,1	1104,0	46,0	1150,0	22,3
4	8/4/17 12:06	27,9	92,07			67,0	717,21	681,4	0,266	6,0	6,05	7,2	7,34	6,7	6,78	19,9	21,1	28,9	19,89	20,0	1150,0	48,0	1198,0	22,8
5	8/4/17 12:26	27,7	92,07			58,0	620,90	596,1	0,260	6,1	6,15	7,0	7,14	6,7	6,78	19,9	21,0	28,9	19,89	19,9	1198,0	52,0	1250,0	23,4
6	8/4/17 12:53	28,1	92,07			46,0	515,80	495,2	0,263	6,2	6,25	6,9	7,03	6,7	6,78	19,9	20,9	28,9	19,89	19,8	1250,0	60,0	1310,0	23,9
7	8/4/17 13:15	28,0	92,07			35,0	404,28	388,1	0,263	6,4	6,45	6,8	6,93	6,7	6,78	19,9	20,9	28,9	19,89	19,6	1310,0	54,0	1364,0	24,4
8	8/4/17 13:33	27,9	92,07			23,0	309,64	297,3	0,263	6,5	6,55	6,8	6,93	6,7	6,78	19,9	20,9	28,9	19,89	19,5	1364,0	52,0	1416,0	24,9
1	30/3/17 16:00	25,9	91,69	400,0	30,0	100,0	1564,02	1354,4	0,357	5,2	5,24	7,8	7,97	6,7	6,78	19,9	21,1	28,9	18,50	20,2	424,0	---	424,0	8,5
2	30/3/17 16:45	26,2	91,69			85,0	1345,75	1170,8	0,359	5,2	5,24	7,7	7,86	6,7	6,78	19,9	21,1	28,9	18,70	20,3	424,0	50,0	474,0	9,8
3	30/3/17 17:49	26,7	91,69			78,0	1223,16	1076,4	0,360	5,3	5,34	7,7	7,86	6,7	6,78	19,9	21,1	28,9	18,90	20,7	474,0	100,0	574,0	11,0
4	30/3/17 18:15	26,6	91,69			67,0	1066,00	948,7	0,357	5,4	5,44	7,6	7,76	6,7	6,78	19,9	21,0	28,9	19,70	20,7	574,0	272,0	846,0	12,1
5	30/3/17 18:55	26,1	91,69			52,0	817,82	760,6	0,356	5,7	5,74	7,4	7,55	6,7	6,78	19,9	20,8	28,9	19,88	20,3	846,0	310,0	1156,0	13,1
6	30/3/17 19:20	26,2	91,69			45,0	700,89	665,8	0,355	5,8	5,84	7,2	7,34	6,7	6,78	19,9	20,7	28,9	19,89	20,2	1156,0	106,0	1262,0	14,0
7	30/3/17 19:40	26,2	91,69			36,0	563,00	540,5	0,361	6,0	6,05	7,1	7,24	6,7	6,78	19,9	20,6	28,9	19,89	20,0	1262,0	64,0	1326,0	14,9
8	30/3/17 20:15	26,8	91,69			26,0	438,79	421,2	0,357	6,2	6,25	7,0	7,14	6,7	6,78	19,8	20,6	28,8	19,89	19,9	1326,0	42,0	1368,0	15,7
9	30/3/17 21:15	26,1	91,69			16,0	289,01	277,4	0,352	6,4	6,45	6,8	6,93	6,7	6,78	19,9	20,5	28,9	19,89	19,6	1368,0	48,0	1416,0	16,5

Resultados experimentais para o fluido R-1234yf

Tabela A.2 – Resultados experimentais: R-1234yf

Ensaio	Condições ambientais			Ponto de operação			Leituras										Massa							
	Data / hora	T _{amb}	P _{atm}	G	T _{eb}	x	Q _{pre}		Vazão	P _{baixa} [P ₁]		P _{alta} [P ₂]		P _{out_pre} [P ₃]		T _{out_cond}	T _{in_pre}	T _{out_pre}	T _{in_agua}	T _{out_agua}	Inicial	Acréscimo	Final	Incerteza
		-	-	-	T ₃	x ₃	Elétrico	Corrigido	bomba	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	Leitura	Corrigido	T ₁	T ₂	T ₃	-	-	-	-	±	
		[°C]	[kPa]	[kg/s·m ²]	[°C]	[%]	[W]	[W]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[g]	[g]	[g]	[g]
1	14/6/17 17:25	24,6	92,26	300,0	25,0	100,0	945,60	832,1	0,288	5,1	5,14	6,5	6,62	5,9	5,97	15,0	16,6	24,4	14,83	15,7	924,6	---	924,6	8,7
2	14/6/17 18:00	24,4				93,0	895,05	796,6	0,288	5,2	5,24	6,5	6,62	6,0	6,07	15,0	16,7	24,4	14,83	15,7	924,6	40,1	964,7	10,0
3	14/6/17 18:33	24,2				82,0	779,67	701,7	0,278	5,2	5,24	6,5	6,62	6,0	6,07	14,9	16,6	24,4	14,76	15,4	964,7	31,2	995,9	11,2
4	14/6/17 19:09	24,1				75,0	709,05	645,2	0,289	5,2	5,24	6,5	6,62	6,0	6,07	15,0	16,6	24,4	14,79	15,4	995,9	39,9	1035,8	12,3
5	14/6/17 19:21	24,0				67,0	632,09	584,7	0,286	5,3	5,34	6,4	6,52	6,0	6,07	15,0	16,6	24,4	14,86	15,3	1035,8	39,9	1075,7	13,2
6	14/6/17 19:45	24,0				60,0	569,51	538,2	0,289	5,3	5,34	6,4	6,52	6,0	6,07	15,0	16,5	24,4	14,83	15,2	1075,7	39,9	1115,6	14,1
7	14/6/17 20:01	24,0				50,0	471,78	452,9	0,290	5,4	5,44	6,3	6,41	6,0	6,07	15,0	16,4	24,4	14,87	15,1	1115,6	40,2	1155,8	15,0
8	14/6/17 20:17	24,0				40,0	389,99	374,4	0,288	5,5	5,54	6,2	6,31	6,0	6,07	15,0	16,3	24,5	14,83	14,9	1155,8	30,1	1185,9	15,8
9	14/6/17 20:35	23,9				34,0	341,34	327,7	0,290	5,6	5,64	6,1	6,21	6,0	6,07	15,0	16,3	24,4	14,81	14,9	1185,9	15,0	1200,9	16,6
10	14/6/17 20:55	24				27,0	289,01	277,4	0,287	5,6	5,64	6,1	6,21	6,0	6,07	15,0	16,3	24,4	14,87	14,8	1200,9	14,6	1215,5	17,3
1	16/6/17 10:28	22,7	92,57	400,0	25,0	100,0	1214,20	1129,2	0,389	4,5	4,53	7,0	7,14	6,0	6,07	15,0	16,5	24,4	14,10	15,4	440,0	---	440,0	9,8
2	16/6/17 11:09	22,8				88,0	1066,30	1002,3	0,384	4,5	4,53	6,9	7,03	6,0	6,07	15,0	16,5	24,4	14,30	15,5	440,0	29,9	469,9	11,0
3	16/6/17 11:51	23,0				78,0	951,22	903,7	0,380	4,6	4,63	6,8	6,93	6,0	6,07	14,9	16,4	24,4	14,80	15,7	469,9	130,7	600,6	12,1
4	16/6/17 12:31	23,1				71,0	881,15	837,1	0,380	4,6	4,63	6,8	6,93	6,0	6,07	15,0	16,3	24,4	14,86	15,7	600,6	160,8	761,4	13,1
5	16/6/17 12:47	23,0				63,0	785,10	749,8	0,389	4,8	4,83	6,7	6,83	6,0	6,07	15,0	16,3	24,4	14,95	15,6	761,4	150,5	911,9	14,0
6	16/6/17 13:00	23,5				58,0	730,80	701,6	0,385	5,0	5,04	6,6	6,72	6,0	6,07	15,0	16,1	24,4	14,97	15,4	911,9	100,5	1012,4	14,9
7	16/6/17 14:47	23,2				47,0	601,13	577,1	0,385	5,1	5,14	6,4	6,52	6,0	6,07	15,0	16,1	24,4	14,98	15,3	1012,4	86,9	1099,3	15,7
8	16/6/17 15:02	23,5				36,0	497,21	477,3	0,387	5,2	5,24	6,3	6,41	6,0	6,07	15,1	16,0	24,4	14,99	15,2	1099,3	55,3	1154,6	16,5
9	16/6/17 15:45	23,4				26,0	386,37	370,9	0,381	5,4	5,44	6,2	6,31	6,0	6,07	15,0	16,0	24,4	14,99	15,1	1154,6	35,1	1189,7	17,2
10	16/6/17 15:45	23,3				18,0	289,01	277,4	0,381	5,5	5,54	6,1	6,21	6,0	6,07	15,0	16,0	24,4	14,99	15,1	1189,7	35,9	1225,6	17,9

Resultados do Modelo de Simulação Linear

Tabela A.3 – Resultados do Modelo de Simulação Linear: R-134a.

Título	Hughmark				Martineli				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida
	Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		
[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]
Simulação: R134a - modelo linear (T = 20°C e G = 300kg/s-m2)																																	
28	1,058	0,076	7,23	17,28	0,954	0,059	6,21	25,42	1,036	0,072	6,99	19,00	1,035	0,076	7,36	19,08	0,872	0,048	5,56	31,83	1,076	0,081	7,49	15,87	1,015	0,071	6,97	20,64	1,005	0,070	6,94	21,42	1,279
36	1,011	0,070	6,96	15,96	0,909	0,054	5,99	24,41	0,984	0,066	6,68	18,21	0,977	0,068	6,94	18,81	0,824	0,044	5,28	31,55	1,006	0,071	7,05	16,38	0,963	0,064	6,65	19,95	0,950	0,063	6,60	21,06	1,203
48	0,902	0,063	7,00	15,03	0,794	0,047	5,98	25,18	0,867	0,058	6,65	18,33	0,852	0,058	6,86	19,68	0,701	0,036	5,15	33,93	0,869	0,060	6,85	18,07	0,844	0,056	6,61	20,47	0,824	0,054	6,52	22,31	1,061
57	0,852	0,059	6,98	14,42	0,741	0,044	5,91	25,54	0,812	0,053	6,57	18,43	0,793	0,053	6,73	20,27	0,650	0,033	5,06	34,71	0,803	0,054	6,67	19,28	0,788	0,051	6,51	20,85	0,765	0,049	6,39	23,10	0,995
63	0,794	0,057	7,20	13,47	0,677	0,041	6,04	26,13	0,749	0,051	6,74	18,30	0,728	0,050	6,91	20,60	0,585	0,030	5,11	36,24	0,734	0,050	6,78	19,91	0,724	0,048	6,67	21,06	0,699	0,046	6,54	23,74	0,917
73	0,645	0,054	8,38	7,50	0,513	0,036	7,02	26,44	0,590	0,046	7,85	15,29	0,564	0,046	8,20	19,14	0,414	0,024	5,79	40,65	0,565	0,044	7,74	18,94	0,681	0,045	6,57	2,34	0,654	0,042	6,40	6,14	0,697
83	0,593	0,052	8,72	-1,63	0,458	0,033	7,24	21,51	0,534	0,043	8,14	8,47	0,503	0,043	8,45	13,65	0,364	0,022	5,91	37,65	0,502	0,040	7,89	13,88	0,503	0,041	8,07	13,67	0,473	0,038	7,95	18,92	0,583
90	0,576	0,050	8,73	-2,66	0,442	0,032	7,16	21,16	0,515	0,042	8,11	8,18	0,484	0,040	8,30	13,69	0,354	0,021	5,80	36,92	0,482	0,037	7,74	14,05	0,485	0,039	7,96	13,51	0,455	0,035	7,78	18,86	0,561
100	0,542	0,049	8,96	-2,90	0,421	0,029	6,78	20,08	0,487	0,038	7,76	7,59	0,459	0,036	7,78	12,94	0,342	0,019	5,50	35,12	0,457	0,033	7,22	13,24	0,460	0,035	7,52	12,68	0,433	0,031	7,26	17,86	0,527
Simulação: R134a - modelo linear (T = 25°C e G = 300kg/s-m2)																																	
22	1,137	0,085	7,49	10,61	1,026	0,066	6,45	19,34	1,117	0,081	7,29	12,19	1,124	0,086	7,66	11,64	0,966	0,058	6,04	24,06	1,176	0,093	7,91	7,55	1,095	0,079	7,22	13,92	1,091	0,079	7,22	14,23	1,272
35	1,050	0,073	6,97	16,27	0,948	0,058	6,07	24,42	1,023	0,069	6,72	18,42	1,018	0,070	6,91	18,82	0,874	0,048	5,54	30,29	1,051	0,075	7,15	16,19	1,002	0,067	6,66	20,10	0,994	0,066	6,64	20,70	1,254
53	0,986	0,064	6,49	15,14	0,888	0,051	5,69	23,61	0,952	0,059	6,17	18,06	0,938	0,058	6,18	19,24	0,815	0,042	5,19	29,89	0,953	0,061	6,40	18,02	0,937	0,057	6,06	19,40	0,923	0,055	5,97	20,58	1,162
69	0,902	0,058	6,42	13,28	0,798	0,045	5,59	23,26	0,861	0,052	6,03	17,26	0,841	0,050	5,97	19,15	0,726	0,037	5,07	30,17	0,847	0,052	6,14	18,57	0,838	0,050	5,92	19,47	0,819	0,047	5,78	21,23	1,040
78	0,816	0,054	6,65	12,79	0,705	0,040	5,67	24,73	0,769	0,048	6,19	17,85	0,745	0,046	6,11	20,36	0,630	0,032	5,01	32,65	0,749	0,047	6,21	20,01	0,744	0,045	6,06	20,50	0,723	0,043	5,88	22,76	0,936
93	0,741	0,051	6,82	10,73	0,626	0,036	5,69	24,54	0,688	0,043	6,28	17,14	0,662	0,040	6,10	20,25	0,558	0,028	4,95	32,78	0,663	0,041	6,15	20,08	0,663	0,040	6,07	20,13	0,641	0,037	5,83	22,75	0,830
100	0,710	0,049	6,89	9,16	0,606	0,033	5,51	22,56	0,663	0,040	6,06	15,28	0,639	0,037	5,82	18,30	0,542	0,026	4,83	30,69	0,641	0,038	5,87	18,09	0,640	0,037	5,84	18,17	0,620	0,035	5,57	20,74	0,782
Simulação: R134a - modelo linear (T = 25°C e G = 400kg/s-m2)																																	
15	1,224	0,10	7,83	11,05	1,116	0,08	6,93	18,90	1,211	0,09	7,70	11,99	1,212	0,10	7,87	11,92	1,078	0,07	6,78	21,66	1,295	0,11	8,46	5,89	1,182	0,089	7,56	14,10	1,179	0,089	7,52	14,32	1,376
25	1,131	0,08	7,29	14,45	1,038	0,07	6,62	21,48	1,113	0,08	7,15	15,81	1,105	0,08	7,16	16,41	0,976	0,06	6,35	26,18	1,168	0,09	7,74	11,65	1,089	0,077	7,03	17,62	1,084	0,076	7,01	18,00	1,322
35	1,066	0,07	6,97	16,19	0,978	0,06	6,44	23,11	1,043	0,07	6,80	18,00	1,029	0,07	6,73	19,10	0,907	0,06	6,16	28,71	1,077	0,08	7,25	15,33	1,020	0,068	6,71	19,81	1,011	0,067	6,65	20,52	1,272
40	1,041	0,07	6,85	14,67	0,954	0,06	6,38	21,80	1,016	0,07	6,68	16,72	1,000	0,07	6,58	18,07	0,881	0,05	6,12	27,78	1,040	0,07	7,08	14,75	0,993	0,065	6,59	18,58	0,982	0,064	6,52	19,50	1,220
54	0,976	0,06	6,46	4,73	0,889	0,05	5,95	13,19	0,945	0,06	6,23	7,74	0,924	0,06	6,08	9,79	0,815	0,05	5,60	20,46	0,951	0,06	6,53	7,14	0,875	0,056	6,45	14,53	0,858	0,054	6,34	16,23	1,024
63	0,685	0,06	8,04	-2,87	0,568	0,04	7,16	14,77	0,639	0,05	7,70	4,05	0,609	0,05	7,63	8,50	0,468	0,03	6,19	29,76	0,636	0,05	7,95	4,44	0,611	0,047	7,65	8,32	0,585	0,044	7,51	12,16	0,666
73	0,568	0,05	9,15	-25,60	0,441	0,04	8,20	2,46	0,514	0,05	8,82	-13,72	0,480	0,04	8,86	-6,08	0,338	0,02	7,03	25,24	0,501	0,04	8,93	-10,84	0,483	0,043	8,80	-6,92	0,453	0,039	8,70	-0,27	0,452
100	0,488	0,05	9,44	-22,08	0,377	0,03	7,64	5,80	0,437	0,04	8,37	-9,20	0,404	0,03	8,10	-0,90	0,296	0,02	6,34	26,00	0,417	0,03	8,06	-4,22	0,410	0,033	8,17	-2,40	0,382	0,030	7,82	4,50	0,400

Tabela A.3 – Resultados do Modelo de Simulação Linear: R-134a (continuação).

Título	Hughmark				Martineli				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida
	Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		
[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]
Simulação: R134a - modelo linear (T = 30°C e G = 300kg/s-m2)																																	
25	1,116	0,08	7,57	21,19	0,997	0,064	6,45	29,56	1,092	0,080	7,33	22,88	1,100	0,085	7,70	22,32	0,947	0,058	6,14	33,10	1,145	0,091	7,92	19,14	1,069	0,078	7,25	24,51	1,070	0,078	7,29	24,44	1,416
35	1,055	0,08	7,17	22,65	0,944	0,058	6,16	30,81	1,026	0,071	6,90	24,78	1,025	0,073	7,13	24,85	0,883	0,051	5,73	35,29	1,057	0,078	7,36	22,51	1,005	0,069	6,82	26,32	1,003	0,069	6,86	26,47	1,364
46	1,012	0,07	6,85	22,75	0,905	0,054	5,92	30,92	0,978	0,064	6,53	25,32	0,971	0,065	6,64	25,86	0,841	0,046	5,46	35,81	0,991	0,068	6,87	24,36	0,957	0,062	6,45	26,92	0,952	0,061	6,45	27,34	1,310
58	0,968	0,06	6,60	22,60	0,862	0,049	5,72	31,02	0,930	0,058	6,24	25,63	0,917	0,057	6,25	26,66	0,797	0,042	5,25	36,21	0,928	0,060	6,47	25,74	0,908	0,056	6,15	27,33	0,899	0,055	6,10	28,12	1,250
67	0,944	0,06	6,44	21,22	0,839	0,047	5,60	29,96	0,903	0,055	6,06	24,62	0,887	0,053	6,01	25,98	0,776	0,040	5,15	35,21	0,894	0,056	6,22	25,37	0,881	0,052	5,95	26,43	0,869	0,051	5,87	27,45	1,198
76	0,925	0,06	6,30	19,60	0,821	0,045	5,50	28,63	0,882	0,052	5,91	23,35	0,863	0,050	5,81	24,99	0,761	0,039	5,10	33,82	0,867	0,052	6,02	24,59	0,860	0,050	5,79	25,26	0,846	0,048	5,69	26,45	1,150
89	0,896	0,06	6,15	18,83	0,794	0,043	5,39	28,11	0,850	0,049	5,74	23,02	0,829	0,046	5,58	24,91	0,740	0,037	5,03	33,02	0,832	0,048	5,78	24,66	0,827	0,046	5,61	25,05	0,813	0,044	5,47	26,38	1,104
100	0,862	0,05	6,13	18,22	0,770	0,041	5,30	26,96	0,820	0,046	5,60	22,22	0,801	0,043	5,37	23,98	0,722	0,036	5,01	31,53	0,804	0,045	5,57	23,71	0,801	0,043	5,40	24,00	0,788	0,041	5,23	25,24	1,054
Simulação: R134a - modelo linear (T = 30°C e G = 400kg/s-m2)																																	
16	1,208	0,10	7,97	14,69	1,089	0,08	6,95	23,09	1,191	0,09	7,82	15,89	1,196	0,10	8,02	15,54	1,063	0,07	6,89	24,93	1,274	0,11	8,56	10,03	1,165	0,089	7,63	17,73	1,167	0,089	7,62	17,58	1,416
26	1,117	0,08	7,43	18,35	1,013	0,07	6,62	25,95	1,096	0,08	7,26	19,88	1,091	0,08	7,32	20,25	0,962	0,06	6,36	29,71	1,151	0,09	7,86	15,86	1,070	0,076	7,13	21,78	1,070	0,076	7,14	21,78	1,368
36	1,055	0,07	7,10	20,44	0,958	0,06	6,42	27,75	1,029	0,07	6,90	22,40	1,018	0,07	6,87	23,23	0,896	0,05	6,12	32,43	1,064	0,08	7,37	19,76	1,006	0,068	6,79	24,13	1,002	0,068	6,78	24,43	1,326
45	1,010	0,07	6,90	19,97	0,915	0,06	6,30	27,46	0,981	0,07	6,68	22,30	0,965	0,06	6,60	23,51	0,849	0,05	6,00	32,69	1,001	0,07	7,06	20,68	0,958	0,063	6,57	24,10	0,950	0,062	6,53	24,71	1,262
52	0,944	0,07	6,92	18,37	0,844	0,05	6,30	27,00	0,909	0,06	6,67	21,33	0,891	0,06	6,57	22,92	0,774	0,05	5,94	33,08	0,922	0,06	7,01	20,27	0,886	0,058	6,56	23,36	0,875	0,057	6,50	24,28	1,156
67	0,743	0,06	7,60	12,15	0,625	0,04	6,71	26,17	0,696	0,05	7,24	17,74	0,670	0,05	7,14	20,83	0,542	0,03	5,96	35,91	0,693	0,05	7,49	18,06	0,667	0,048	7,15	21,15	0,649	0,046	7,04	23,30	0,846
78	0,618	0,05	8,52	-7,63	0,488	0,04	7,46	14,93	0,562	0,05	8,13	2,09	0,531	0,04	8,08	7,54	0,403	0,03	6,41	29,88	0,550	0,05	8,25	4,22	0,533	0,043	8,03	7,09	0,511	0,040	7,91	10,98	0,574
85	0,582	0,05	8,73	-22,76	0,452	0,03	7,63	4,68	0,523	0,04	8,33	-10,40	0,490	0,04	8,25	-3,44	0,368	0,02	6,50	22,30	0,507	0,04	8,36	-6,96	0,495	0,041	8,21	-4,32	0,471	0,038	8,06	0,65	0,474
100	0,529	0,05	8,99	-24,65	0,411	0,03	7,29	3,09	0,474	0,04	8,04	-11,77	0,443	0,03	7,77	-4,58	0,339	0,02	6,11	20,12	0,457	0,04	7,81	-7,88	0,448	0,035	7,83	-5,73	0,427	0,032	7,54	-0,61	0,424

Tabela A.4 – Resultados do Modelo de Simulação Linear: HFO-1234yf.

Título	Hughmark				Martineli				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida
	Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		
[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]
Simulação: 1234yf - modelo linear (T = 25°C e G = 300kg/s-m2)																																	
27	1,044	0,101	9,67	14,11	0,935	0,087	9,27	23,05	1,021	0,102	10,00	16,00	1,026	0,103	10,07	15,59	0,898	0,095	10,61	26,15	1,069	0,126	11,81	12,05	1,005	0,097	9,69	17,32	1,004	0,098	9,75	17,40	1,216
33	1,009	0,094	9,29	15,98	0,905	0,082	9,07	24,63	0,983	0,095	9,67	18,12	0,984	0,096	9,75	18,10	0,860	0,086	10,04	28,37	1,018	0,118	11,59	15,23	0,968	0,091	9,44	19,39	0,965	0,093	9,61	19,61	1,201
39	0,982	0,089	9,04	17,21	0,881	0,079	8,97	25,74	0,954	0,090	9,46	19,59	0,950	0,091	9,55	19,88	0,832	0,080	9,65	29,88	0,978	0,112	11,43	17,51	0,939	0,087	9,30	20,84	0,935	0,089	9,53	21,20	1,186
49	0,947	0,083	8,73	18,09	0,848	0,075	8,84	26,60	0,915	0,084	9,19	20,83	0,907	0,085	9,33	21,54	0,796	0,073	9,14	31,10	0,927	0,103	11,16	19,80	0,900	0,082	9,13	22,10	0,893	0,084	9,43	22,74	1,156
60	0,914	0,078	8,49	18,12	0,817	0,072	8,78	26,78	0,878	0,079	9,01	21,28	0,866	0,080	9,21	22,41	0,764	0,066	8,68	31,48	0,879	0,096	10,88	21,22	0,863	0,078	9,03	22,62	0,853	0,080	9,34	23,57	1,116
67	0,898	0,075	8,39	16,53	0,802	0,070	8,75	25,45	0,861	0,077	8,95	19,99	0,846	0,078	9,16	21,36	0,751	0,063	8,43	30,22	0,856	0,092	10,69	20,40	0,845	0,076	9,00	21,42	0,833	0,077	9,27	22,53	1,076
75	0,878	0,083	9,41	15,24	0,782	0,075	9,59	24,47	0,839	0,084	10,03	19,05	0,822	0,085	10,30	20,69	0,733	0,073	9,94	29,27	0,829	0,103	12,47	19,94	0,823	0,082	9,99	20,58	0,809	0,084	10,40	21,87	1,036
83	0,865	0,078	8,96	13,10	0,771	0,072	9,30	22,59	0,824	0,079	9,60	17,22	0,806	0,080	9,89	19,06	0,724	0,066	9,17	27,34	0,812	0,096	11,77	18,43	0,808	0,078	9,65	18,83	0,795	0,080	10,02	20,22	0,996
95	0,841	0,075	8,96	12,80	0,750	0,070	9,36	22,30	0,798	0,077	9,65	17,28	0,780	0,078	9,94	19,17	0,708	0,063	8,94	26,66	0,785	0,092	11,66	18,63	0,783	0,076	9,71	18,81	0,770	0,077	10,04	20,22	0,965
100	0,821	0,074	8,99	12,21	0,736	0,069	9,38	21,24	0,782	0,076	9,69	16,36	0,765	0,076	9,89	18,14	0,696	0,060	8,64	25,51	0,770	0,088	11,36	17,59	0,768	0,039	5,14	17,83	0,756	0,037	4,93	19,16	0,935
Simulação: R134a - modelo linear (T = 25°C e G = 400kg/s-m2)																																	
17	1,127	0,108	9,57	8,05	1,017	0,089	8,78	17,02	1,110	0,107	9,68	9,43	1,113	0,109	9,81	9,19	1,000	0,102	10,16	18,41	1,182	0,127	10,77	3,56	1,086	0,101	9,33	11,39	1,086	0,101	9,32	11,39	1,226
26	1,056	0,095	8,95	11,24	0,959	0,081	8,43	19,43	1,036	0,094	9,11	12,92	1,031	0,095	9,20	13,34	0,921	0,086	9,32	22,57	1,088	0,113	10,42	8,55	1,016	0,090	8,86	14,60	1,015	0,091	8,96	14,68	1,190
36	0,997	0,085	8,53	13,62	0,906	0,075	8,24	21,52	0,973	0,085	8,74	15,73	0,963	0,085	8,81	16,59	0,858	0,075	8,75	25,70	1,007	0,102	10,14	12,78	0,956	0,082	8,57	17,23	0,951	0,083	8,76	17,65	1,155
46	0,921	0,079	8,53	16,25	0,826	0,070	8,46	24,82	0,891	0,079	8,83	18,96	0,877	0,078	8,92	20,23	0,771	0,067	8,74	29,87	0,913	0,095	10,38	16,99	0,874	0,076	8,72	20,50	0,865	0,078	8,97	21,29	1,099
58	0,859	0,073	8,49	15,13	0,763	0,066	8,63	24,60	0,824	0,073	8,87	18,59	0,806	0,073	9,01	20,37	0,705	0,061	8,61	30,35	0,833	0,087	10,47	17,74	0,807	0,071	8,83	20,29	0,795	0,072	9,11	21,52	1,012
63	0,802	0,070	8,77	12,02	0,702	0,064	9,08	23,07	0,764	0,071	9,24	16,26	0,743	0,070	9,43	18,49	0,639	0,057	8,92	29,90	0,768	0,084	11,00	15,76	0,746	0,069	9,25	18,21	0,731	0,070	9,55	19,84	0,912
71	0,723	0,079	10,86	4,99	0,616	0,070	11,34	19,07	0,679	0,079	11,58	10,80	0,655	0,078	11,93	13,93	0,550	0,067	12,25	27,75	0,677	0,095	13,99	11,08	0,661	0,076	11,53	13,25	0,642	0,078	12,08	15,64	0,761
78	0,610	0,073	11,96	-1,55	0,490	0,066	13,44	18,36	0,558	0,073	13,09	7,03	0,531	0,073	13,68	11,62	0,419	0,061	14,49	30,29	0,552	0,087	15,81	8,18	0,538	0,071	13,24	10,37	0,517	0,072	13,99	13,90	0,601
88	0,565	0,070	12,45	-20,26	0,445	0,064	14,32	5,32	0,510	0,071	13,84	-8,51	0,481	0,070	14,58	-2,28	0,376	0,057	15,16	19,98	0,498	0,084	16,96	-6,00	0,489	0,069	14,09	-4,13	0,467	0,070	14,96	0,68	0,470
100	0,518	0,067	12,95	-17,61	0,407	0,061	14,93	7,45	0,466	0,067	14,48	-5,86	0,439	0,067	15,20	0,30	0,346	0,052	14,99	21,36	0,454	0,080	17,65	-3,20	0,447	0,034	7,65	-1,64	0,426	0,031	7,34	3,09	0,440

Resultados do Modelo de Transferência de Calor

Tabela A.5 – Resultados do Modelo de Transferência de Calor: R134a

Título	Hughmark				Martineli				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida
	Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		
[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]
Simulação: R134a - modelo de transferência de calor (T = 20°C e G = 300kg/s-m2)																																	
28	1,108	0,124	11,20	13,37	1,008	0,107	10,63	21,19	1,087	0,121	11,13	15,01	1,086	0,114	10,45	15,09	0,933	0,090	9,69	27,04	1,127	0,139	12,31	11,88	1,067	0,115	10,82	16,58	1,057	0,112	10,60	17,36	1,279
36	1,065	0,113	10,58	11,47	0,967	0,098	10,16	19,59	1,040	0,109	10,50	13,55	1,034	0,101	9,76	14,05	0,888	0,081	9,14	26,23	1,064	0,123	11,55	11,55	1,020	0,104	10,21	15,21	1,006	0,100	9,93	16,38	1,203
48	0,947	0,104	11,01	10,74	0,843	0,089	10,61	20,57	0,914	0,099	10,88	13,83	0,902	0,090	9,99	15,00	0,755	0,070	9,22	28,80	0,921	0,110	11,91	13,24	0,892	0,094	10,57	15,92	0,874	0,089	10,14	17,67	1,061
57	0,893	0,098	11,01	10,23	0,786	0,084	10,63	20,98	0,856	0,093	10,85	13,99	0,840	0,083	9,93	15,59	0,700	0,064	9,13	29,63	0,852	0,101	11,80	14,40	0,833	0,088	10,53	16,33	0,811	0,081	10,03	18,46	0,995
63	0,837	0,100	11,95	8,75	0,722	0,083	11,46	21,29	0,794	0,093	11,71	13,37	0,776	0,083	10,67	15,41	0,632	0,061	9,68	31,05	0,784	0,099	12,66	14,46	0,769	0,087	11,35	16,10	0,746	0,080	10,74	18,69	0,917
73	0,672	0,101	15,08	3,60	0,540	0,079	14,57	22,51	0,620	0,091	14,75	11,10	0,596	0,079	13,32	14,56	0,443	0,053	11,99	36,46	0,600	0,095	15,85	13,95	0,591	0,085	14,30	15,19	0,562	0,075	13,38	19,31	0,697
83	0,617	0,096	15,64	-5,75	0,482	0,073	15,19	17,41	0,560	0,086	15,28	4,01	0,532	0,073	13,75	8,70	0,388	0,048	12,40	33,38	0,534	0,087	16,34	8,42	0,573	0,081	14,10	1,70	0,543	0,071	13,10	6,79	0,583
90	0,601	0,092	15,39	-7,11	0,467	0,070	14,91	16,74	0,542	0,081	15,01	3,35	0,514	0,069	13,46	8,38	0,379	0,046	12,12	32,44	0,515	0,082	15,96	8,24	0,513	0,075	14,53	8,57	0,484	0,065	13,44	13,81	0,561
100	0,570	0,087	15,24	-8,14	0,447	0,065	14,59	15,10	0,516	0,077	14,87	2,14	0,490	0,064	13,12	6,98	0,367	0,043	11,81	30,28	0,491	0,076	15,51	6,83	0,489	0,070	14,23	7,13	0,463	0,060	13,06	12,22	0,527
Simulação: R134a - modelo de transferência de calor (T = 25°C e G = 300kg/s-m2)																																	
22	1,187	0,138	11,59	6,68	1,082	0,118	10,86	14,94	1,168	0,135	11,54	8,18	1,174	0,130	11,05	7,70	1,029	0,106	10,34	19,10	1,224	0,155	12,68	3,77	1,147	0,129	11,20	9,83	1,143	0,127	11,12	10,14	1,272
35	1,103	0,113	10,25	12,04	1,007	0,100	9,93	19,70	1,079	0,110	10,20	13,96	1,075	0,103	9,57	14,27	0,941	0,087	9,29	24,95	1,107	0,123	11,12	11,72	1,059	0,105	9,92	15,55	1,051	0,103	9,76	16,19	1,254
53	1,044	0,099	9,50	10,15	0,951	0,089	9,33	18,19	1,013	0,096	9,43	12,82	1,000	0,089	8,85	13,94	0,884	0,076	8,59	23,92	1,016	0,103	10,18	12,56	0,992	0,091	9,22	14,62	0,979	0,088	8,98	15,75	1,162
69	0,955	0,095	9,90	8,17	0,856	0,082	9,63	17,70	0,917	0,089	9,74	11,85	0,899	0,082	9,09	13,52	0,789	0,068	8,67	24,13	0,907	0,094	10,38	12,75	0,896	0,085	9,49	13,87	0,879	0,080	9,15	15,50	1,040
78	0,863	0,092	10,67	7,80	0,755	0,077	10,26	19,35	0,819	0,085	10,42	12,53	0,798	0,077	9,61	14,75	0,685	0,062	8,98	26,84	0,803	0,089	11,05	14,17	0,795	0,081	10,13	15,09	0,775	0,075	9,65	17,19	0,936
93	0,786	0,088	11,20	5,30	0,674	0,072	10,67	18,86	0,736	0,080	10,87	11,39	0,713	0,071	9,95	14,16	0,607	0,056	9,20	26,83	0,716	0,082	11,40	13,72	0,712	0,075	10,54	14,27	0,691	0,069	9,95	16,75	0,830
100	0,755	0,084	11,19	3,50	0,652	0,069	10,58	16,68	0,709	0,077	10,89	9,34	0,688	0,068	9,85	12,01	0,590	0,054	9,09	24,58	0,692	0,078	11,24	11,52	0,687	0,072	10,45	12,11	0,668	0,066	9,82	14,55	0,782
Simulação: R134a - modelo de transferência de calor (T = 25°C e G = 400kg/s-m2)																																	
15	1,285	0,13	10,31	6,61	1,188	0,12	9,87	13,66	1,273	0,13	10,31	7,49	1,274	0,13	10,02	7,41	1,155	0,11	9,77	16,06	1,350	0,15	11,07	1,89	1,246	0,125	10,03	9,45	1,243	0,125	10,04	9,67	1,376
25	1,198	0,11	9,37	9,38	1,114	0,10	9,27	15,73	1,183	0,11	9,37	10,51	1,175	0,11	9,03	11,12	1,061	0,10	9,07	19,74	1,233	0,12	9,98	6,73	1,159	0,106	9,17	12,33	1,155	0,106	9,13	12,63	1,322
35	1,138	0,11	9,28	10,53	1,057	0,10	9,26	16,90	1,118	0,10	9,26	12,11	1,105	0,10	8,91	13,13	0,995	0,09	8,92	21,79	1,150	0,11	9,81	9,59	1,096	0,100	9,09	13,84	1,087	0,098	9,01	14,54	1,272
40	1,112	0,10	9,23	8,85	1,033	0,10	9,23	15,33	1,090	0,10	9,19	10,66	1,075	0,10	8,86	11,89	0,969	0,09	8,85	20,61	1,114	0,11	9,71	8,69	1,068	0,097	9,05	12,46	1,058	0,095	8,94	13,28	1,220
54	0,995	0,09	9,39	2,83	0,909	0,09	9,42	11,25	0,965	0,09	9,35	5,74	0,946	0,08	8,98	7,67	0,837	0,07	8,85	18,24	0,974	0,10	9,90	4,90	0,943	0,087	9,19	7,96	0,927	0,084	9,02	9,52	1,024
63	0,715	0,08	11,60	-7,40	0,599	0,07	11,52	10,08	0,671	0,08	11,46	-0,78	0,643	0,07	10,75	3,39	0,503	0,05	10,11	24,47	0,673	0,08	12,37	-0,98	0,643	0,072	11,17	3,45	0,618	0,066	10,75	7,19	0,666
73	0,583	0,07	12,75	-29,07	0,456	0,06	12,89	-0,97	0,531	0,07	12,64	-17,54	0,499	0,06	11,82	-10,29	0,356	0,04	11,02	21,33	0,523	0,07	13,76	-15,66	0,501	0,062	12,36	-10,75	0,471	0,056	11,79	-4,23	0,452
100	0,506	0,06	11,64	-26,50	0,394	0,05	11,89	1,60	0,455	0,05	11,64	-13,83	0,424	0,05	10,80	-5,95	0,313	0,03	10,06	21,65	0,440	0,06	12,52	-9,92	0,428	0,049	11,32	-7,10	0,401	0,043	10,66	-0,27	0,400

Tabela A.5 – Resultados do Modelo de Transferência de Calor: R134a (continuação).

Título	Hughmark				Martinesi				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida				
	Massa		Incerteza		Erro		Massa		Incerteza		Erro		Massa		Incerteza		Erro		Massa		Incerteza		Erro		Massa		Incerteza		Erro		Massa			Incerteza		Erro	
	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]		[%]	[kg]	[kg]	[%]
Simulação: R134a - modelo de transferência de calor (T = 30°C e G = 300kg/s-m2)																																					
25	1,165	0,11	9,65	17,73	1,053	0,089	8,43	25,64	1,143	0,108	9,48	19,28	1,151	0,105	9,13	18,71	1,009	0,080	7,91	28,74	1,194	0,127	10,64	15,68	1,207	0,132	10,95	14,76	1,204	0,132	10,95	14,97	1,416				
35	1,107	0,09	8,19	18,84	1,002	0,073	7,32	26,54	1,080	0,087	8,02	20,82	1,080	0,081	7,50	20,82	0,947	0,063	6,62	30,56	1,111	0,100	9,00	18,55	1,151	0,118	10,25	15,62	1,144	0,117	10,19	16,13	1,364				
46	1,067	0,08	7,38	18,55	0,966	0,064	6,67	26,27	1,036	0,074	7,19	20,92	1,030	0,068	6,62	21,37	0,908	0,054	5,89	30,66	1,051	0,084	8,02	19,77	1,110	0,111	9,95	15,27	1,100	0,108	9,84	16,03	1,310				
58	1,024	0,07	6,87	18,08	0,924	0,058	6,25	26,10	0,989	0,066	6,66	20,90	0,978	0,059	6,06	21,78	0,865	0,046	5,36	30,81	0,991	0,073	7,37	20,75	1,062	0,103	9,70	15,04	1,047	0,100	9,56	16,24	1,250				
67	1,002	0,07	6,68	16,36	0,902	0,055	6,05	24,70	0,964	0,062	6,42	19,52	0,950	0,055	5,82	20,68	0,845	0,043	5,11	29,50	0,959	0,068	7,04	19,94	1,036	0,099	9,57	13,52	1,019	0,096	9,41	14,94	1,198				
76	0,985	0,06	6,54	14,38	0,886	0,052	5,89	23,00	0,945	0,059	6,24	17,83	0,928	0,052	5,64	19,27	0,831	0,041	4,93	27,78	0,935	0,063	6,76	18,71	1,016	0,096	9,46	11,65	0,998	0,093	9,31	13,25	1,150				
89	0,954	0,09	9,44	13,58	0,857	0,079	9,17	22,34	0,912	0,084	9,26	17,40	0,894	0,078	8,74	19,04	0,808	0,068	8,45	26,84	0,898	0,087	9,71	18,63	0,981	0,091	9,31	11,17	0,962	0,088	9,14	12,84	1,104				
100	0,923	0,09	9,45	12,45	0,835	0,076	9,10	20,78	0,884	0,082	9,31	16,14	0,868	0,075	8,67	17,63	0,790	0,066	8,36	25,03	0,873	0,084	9,57	17,21	0,954	0,089	9,28	9,51	0,937	0,085	9,09	11,10	1,054				
Simulação: R134a - modelo de transferência de calor (T = 30°C e G = 400kg/s-m2)																																					
16	1,262	0,13	10,62	10,88	1,155	0,12	10,01	18,43	1,247	0,13	10,59	11,94	1,251	0,13	10,34	11,65	1,133	0,11	10,00	19,99	1,322	0,15	11,37	6,64	1,218	0,125	10,28	13,98	1,219	0,126	10,33	13,91	1,416				
26	1,180	0,11	9,53	13,74	1,086	0,10	9,32	20,61	1,162	0,11	9,51	15,06	1,157	0,11	9,17	15,42	1,041	0,10	9,16	23,90	1,213	0,12	10,15	11,33	1,137	0,106	9,28	16,89	1,137	0,105	9,27	16,89	1,368				
36	1,123	0,10	9,33	15,31	1,034	0,10	9,23	22,02	1,100	0,10	9,30	17,04	1,090	0,10	8,94	17,80	0,980	0,09	8,95	26,12	1,134	0,11	9,86	14,48	1,077	0,098	9,11	18,78	1,074	0,097	9,05	19,00	1,326				
45	1,082	0,10	9,32	14,26	0,994	0,09	9,25	21,25	1,056	0,10	9,25	16,32	1,042	0,09	8,90	17,43	0,935	0,08	8,87	25,90	1,077	0,11	9,77	14,66	1,032	0,094	9,09	18,23	1,024	0,092	9,01	18,86	1,262				
52	1,005	0,10	9,54	13,06	0,912	0,09	9,45	21,14	0,974	0,09	9,46	15,74	0,958	0,09	9,06	17,15	0,849	0,08	8,94	26,58	0,988	0,10	9,99	14,55	0,951	0,088	9,27	17,72	0,941	0,086	9,14	18,57	1,156				
67	0,787	0,09	10,86	7,02	0,669	0,07	10,68	20,93	0,741	0,08	10,70	12,39	0,717	0,07	10,11	15,26	0,590	0,06	9,65	30,21	0,742	0,09	11,46	12,27	0,714	0,075	10,44	15,58	0,697	0,071	10,16	17,64	0,846				
78	0,640	0,08	11,82	-11,57	0,512	0,06	11,72	10,82	0,587	0,07	11,66	-2,21	0,558	0,06	10,95	2,86	0,429	0,04	10,31	25,19	0,579	0,07	12,58	-0,87	0,558	0,063	11,38	2,82	0,536	0,059	10,98	6,57	0,574				
85	0,602	0,07	11,81	-27,05	0,473	0,06	11,81	0,27	0,546	0,06	11,68	-15,11	0,515	0,06	10,97	-8,63	0,392	0,04	10,32	17,30	0,534	0,07	12,63	-12,66	0,517	0,059	11,41	-8,99	0,494	0,054	10,97	-4,20	0,474				
100	0,549	0,06	11,48	-29,58	0,432	0,05	11,47	-1,77	0,496	0,06	11,39	-17,03	0,468	0,05	10,59	-10,31	0,361	0,04	9,95	14,86	0,484	0,06	12,17	-14,15	0,470	0,052	11,07	-10,92	0,449	0,047	10,56	-5,99	0,424				

Tabela A.6 – Resultados do Modelo de Transferência de Calor: R-1234yf.

Título	Hughmark				Martinesi				Premoli				Rouhani				Homogêneo				Zivi				Ribatski				Yu Xu				Massa Medida
	Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		Massa	Incerteza	Erro		
[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]	[kg]	[%]	[%]	[kg]
Simulação: R1234yf - modelo de transferência de calor (T = 25°C e G = 300kg/s-m2)																																	
27	1,088	0,100	9,23	10,49	0,986	0,094	9,53	18,91	1,067	0,104	9,73	12,22	1,072	0,103	9,63	11,81	0,953	0,105	11,04	21,57	1,112	0,126	11,34	8,52	1,050	0,099	9,41	13,62	1,049	0,100	9,51	13,70	1,216
33	1,046	0,089	8,55	12,90	0,956	0,087	9,11	20,40	1,027	0,094	9,12	14,48	1,030	0,092	8,98	14,23	0,926	0,098	10,58	22,86	1,067	0,113	10,63	11,15	1,016	0,093	9,14	15,40	1,013	0,095	9,34	15,65	1,201
39	1,032	0,088	8,50	12,98	0,937	0,088	9,37	20,95	1,007	0,093	9,24	15,09	1,004	0,092	9,19	15,34	0,895	0,093	10,41	24,50	1,031	0,115	11,11	13,06	0,989	0,090	9,15	16,62	0,985	0,093	9,43	16,98	1,186
49	0,999	0,100	10,05	13,55	0,905	0,094	10,37	21,66	0,970	0,104	10,70	16,08	0,963	0,103	10,72	16,67	0,859	0,105	12,25	25,69	0,984	0,126	12,82	14,88	0,918	0,099	10,76	20,54	0,909	0,100	10,98	21,39	1,156
60	0,966	0,089	9,26	13,45	0,874	0,087	9,97	21,67	0,933	0,094	10,03	16,35	0,922	0,092	10,03	17,32	0,827	0,098	11,85	25,88	0,937	0,113	12,11	16,03	0,955	0,093	9,72	14,36	0,948	0,095	9,98	15,00	1,116
67	0,951	0,088	9,23	11,62	0,860	0,088	10,22	20,07	0,917	0,093	10,15	14,78	0,904	0,092	10,21	15,96	0,814	0,093	11,45	24,35	0,916	0,115	12,51	14,88	0,902	0,090	10,03	16,18	0,891	0,093	10,42	17,20	1,076
75	0,931	0,084	9,07	10,13	0,840	0,086	10,29	18,86	0,895	0,090	10,10	13,60	0,880	0,090	10,24	15,01	0,796	0,088	11,07	23,19	0,890	0,111	12,49	14,12	0,880	0,088	10,04	15,08	0,867	0,087	10,06	16,26	1,036
83	0,917	0,081	8,84	7,94	0,828	0,085	10,21	16,89	0,880	0,087	9,93	11,68	0,864	0,088	10,16	13,26	0,785	0,083	10,53	21,17	0,872	0,106	12,14	12,48	0,866	0,086	9,96	13,02	0,854	0,087	10,15	14,30	0,996
95	0,897	0,080	8,95	6,98	0,811	0,084	10,37	15,98	0,858	0,087	10,11	11,08	0,842	0,087	10,35	12,69	0,772	0,080	10,39	19,98	0,849	0,103	12,16	11,99	0,844	0,086	10,18	12,53	0,832	0,070	8,38	13,81	0,965
100	0,878	0,081	9,24	6,10	0,797	0,084	10,56	14,73	0,842	0,088	10,39	9,93	0,828	0,087	10,55	11,43	0,760	0,078	10,23	18,65	0,834	0,101	12,09	10,72	0,829	0,086	10,43	11,30	0,818	0,070	8,54	12,53	0,935
Simulação: R1234yf - modelo de transferência de calor (T = 25°C e G = 400kg/s-m2)																																	
17	1,178	0,102	8,67	3,88	1,079	0,093	8,64	11,96	1,164	0,104	8,89	5,03	1,166	0,104	8,89	4,86	1,066	0,107	10,04	13,02	1,229	0,119	9,65	-0,28	1,141	0,098	8,58	6,90	1,140	0,098	8,64	6,98	1,226
26	1,111	0,090	8,14	6,62	1,023	0,087	8,54	14,01	1,094	0,093	8,52	8,04	1,089	0,093	8,51	8,46	0,992	0,096	9,68	16,64	1,141	0,109	9,55	4,09	1,074	0,089	8,30	9,73	1,073	0,091	8,45	9,81	1,190
36	1,057	0,086	8,13	8,45	0,973	0,085	8,76	15,72	1,035	0,089	8,64	10,36	1,026	0,089	8,66	11,14	0,932	0,089	9,59	19,29	1,067	0,105	9,87	7,59	1,018	0,086	8,49	11,83	1,014	0,089	8,74	12,18	1,155
46	0,977	0,102	10,45	11,11	0,889	0,093	10,49	19,18	0,950	0,104	10,89	13,57	0,938	0,104	11,05	14,71	0,840	0,107	12,74	23,62	0,972	0,119	12,20	11,58	0,867	0,098	11,30	21,15	0,855	0,098	11,52	22,21	1,099
58	0,917	0,090	9,86	9,47	0,825	0,087	10,60	18,54	0,884	0,093	10,55	12,68	0,868	0,093	10,68	14,28	0,772	0,096	12,43	23,76	0,895	0,109	12,18	11,63	0,933	0,089	9,56	7,84	0,925	0,091	9,81	8,63	1,012
63	0,853	0,086	10,08	6,50	0,755	0,085	11,30	17,21	0,816	0,089	10,95	10,47	0,798	0,089	11,13	12,50	0,698	0,089	12,81	23,49	0,824	0,105	12,79	9,68	0,798	0,086	10,82	12,45	0,785	0,089	11,29	13,97	0,912
71	0,767	0,080	10,49	-0,71	0,661	0,080	12,16	13,16	0,725	0,084	11,61	4,81	0,703	0,084	11,92	7,68	0,599	0,081	13,57	21,30	0,726	0,100	13,83	4,62	0,638	0,082	12,82	16,17	0,621	0,084	13,56	18,44	0,761
78	0,640	0,075	11,76	-6,56	0,520	0,077	14,72	13,45	0,590	0,079	13,46	1,76	0,564	0,080	14,09	6,04	0,451	0,075	16,53	24,94	0,587	0,095	16,13	2,20	0,554	0,078	14,06	7,78	0,533	0,080	15,02	11,22	0,601
88	0,589	0,072	12,18	-25,41	0,469	0,073	15,49	0,13	0,536	0,076	14,15	-14,09	0,509	0,076	14,93	-8,30	0,403	0,069	17,12	14,24	0,529	0,091	17,27	-12,58	0,517	0,075	14,43	-9,92	0,495	0,076	15,46	-5,28	0,470
100	0,541	0,067	12,42	-23,00	0,430	0,068	15,76	2,23	0,491	0,071	14,55	-11,57	0,466	0,071	15,33	-5,82	0,371	0,061	16,58	15,77	0,484	0,086	17,81	-9,89	0,473	0,049	10,38	-7,52	0,453	0,045	9,96	-2,93	0,440

APÊNDICE B

Procedimento de calibração do medidor de vazão

O medidor de vazão foi calibrado de forma a relacionar a vazão volumétrica medida experimentalmente, para vários pontos de operação, em função do sinal de frequência apresentado em sua saída e lidos com um osciloscópio. Os resultados estão apresentados na Figura B.1, na qual é possível verificar a relação de linearidade entre a frequência e a vazão. A Figura B.2 apresenta a curva de calibração gerada dentro de uma margem de erro de $\pm 2\%$, e a Figura B.3 apresenta as principais características técnicas do equipamento.

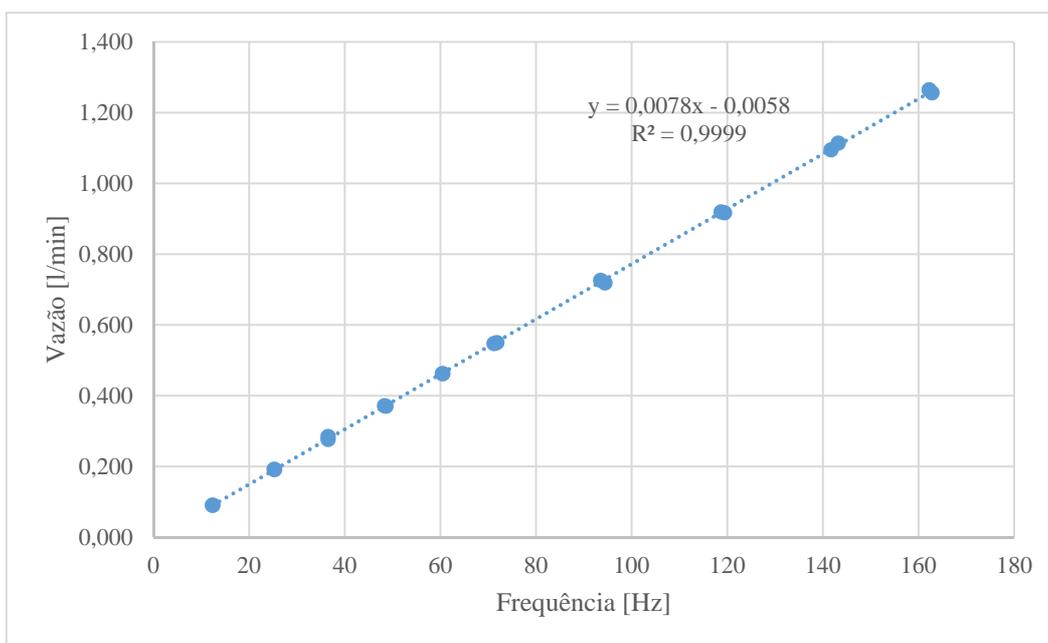


Figura B.1 – Calibração do Medidor de Vazão

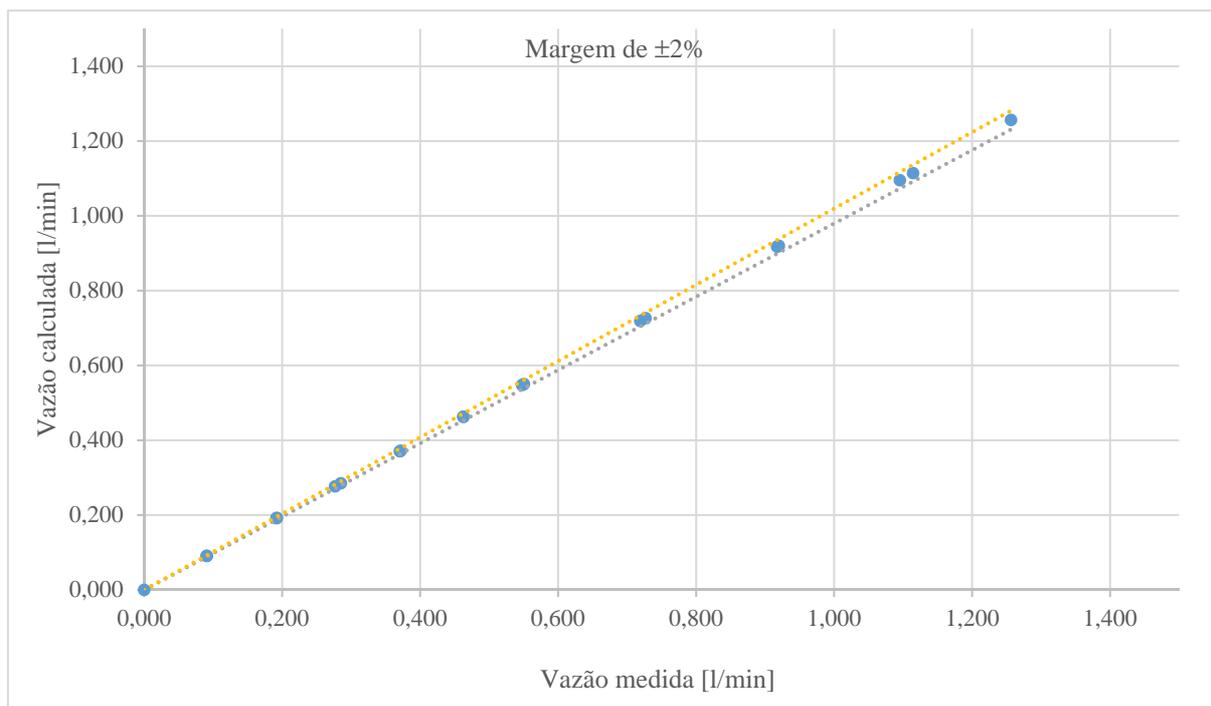
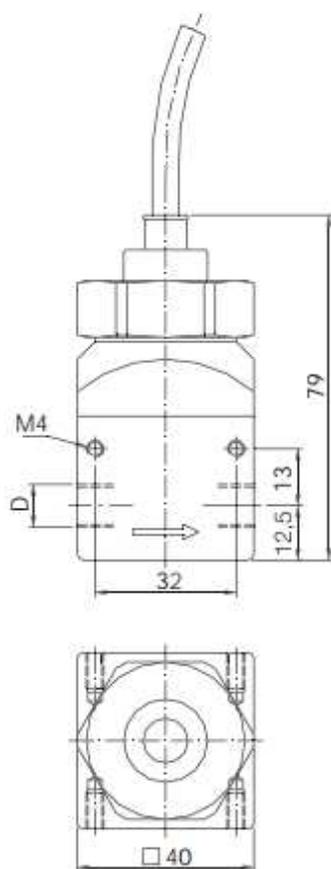


Figura B.2 – Calibração do Medidor de Vazão: margem de erro.



Áreas de Aplicação:

- Líquidos de Baixa Viscosidade
- Líquidos não condutivos
- Controle de dosagem c/ eletrônica externa
- Filtragem em geral

Dados Técnicos:

Precisão de medição:
DPM...000, F 300 2.5% f. s.

DPM...L,
DPM...C, DPM...Z: 1% f. s.

Linearidade: 1% f. s.

Repetibilidade: 0.5 %

Temperatura do fluido: de -40 a +80°C

Temperatura de ambiente: de -30 a +60°C

Pressão máxima de oper.: 16 bar

Proteção: IP 65

Material:

Caixa: latão nickelado
 Aço inox. 1.4404

Parte superior: latão nickelado
 aço inox. 1.4404

Conexão tp. união: latão nickelado ou
 aço inox. 1.4405

Orifício: 1.4405

Eixo: saphira

Aleta rotativa: polipropileno

Suporte da aleta: polysulfona

Figura B.3 – Medidor de Vazão: Especificação técnica.

APÊNDICE C

Procedimento de calibração dos transmissores de pressão e manômetros

Para a utilização dos transmissores de pressão que compõe o sistema, foi realizado um procedimento de calibração por meio de uma bomba hidráulica, conforme a Figura C.1. Relacionando-se a pressão de referência fornecida pela bomba hidráulica com a tensão de saída gerada pelos transmissores de pressão, foi possível gerar uma curva de calibração conforme a Figura C.2.



Figura C.1 – Bomba hidráulica para calibração de manômetros

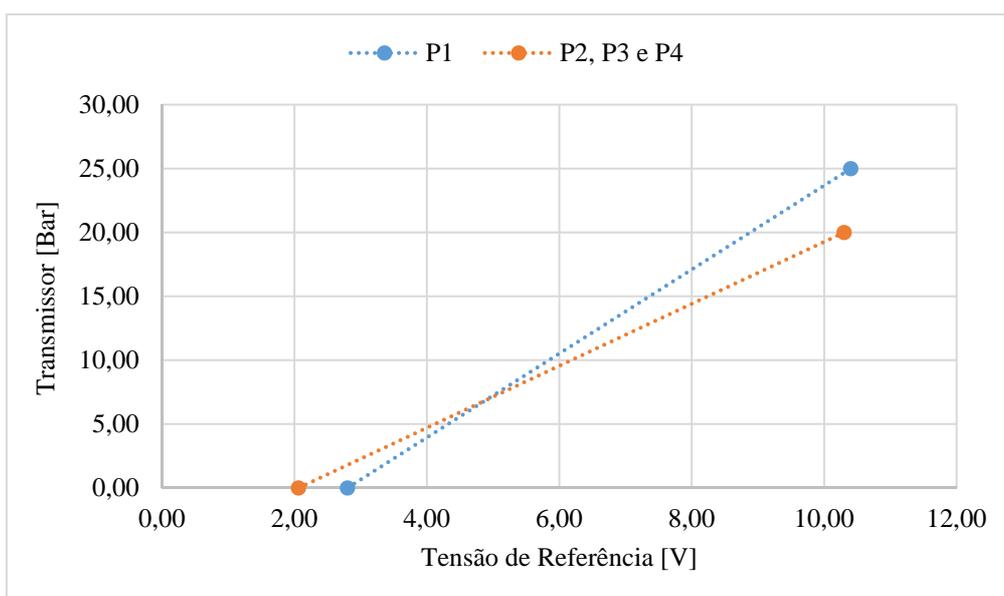


Figura C.2 – Calibração dos transmissores de pressão

Os manômetros de Bourdon também foram calibrados com a utilização da bomba hidráulica, e os resultados estão disponíveis na Figura C.3.

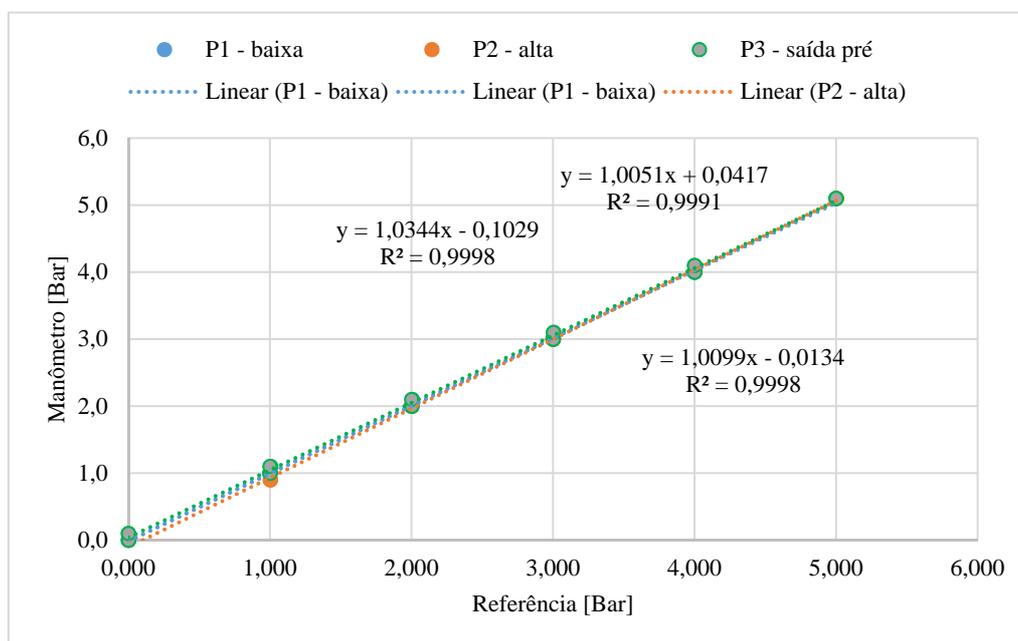


Figura C.3 – Calibração dos manômetros de Bourdon

A Figura C.4 apresenta as principais características técnicas dos transmissores de pressão.

ESPECIFICAÇÕES	
Faixa de Medição:	Ver gravação no corpo do transmissor.
Sinal de Saída:	4-20 mA, em dois fios
Tensão (V):	12 a 28 Vdc
Carga (RL):	$RL_{m\acute{a}x} = (V - 12 V) / 20 \text{ mA}$
Precisão:	< 1 % do fundo de escala (FE) (10...40 °C)
	< 2 % do fundo de escala (FE) (0...80 °C)
	(incluindo linearidade, histerese e repetibilidade)
Long-term stability:	0,4 % / FE / ano
Sobre-Pressão:	150 % FE
Pressão de Ruptura:	300 % FE
Conexão Elétrica:	DIN 175301-803C (mini DiN)
Grau de Proteção:	IP65
Peso:	200 g
Temperatura Ambiente:	-40 a 80 °C
Temperatura do Fluido de Processo:	-40 a 100 °C
Resposta Dinâmica:	< 10 ms (0 a 99 %)
Conexão ao Processo:	Rosca externa 1/4" - 18 NPT (modelo básico)
Partes Molhadas:	Inox 1Cr18Ni9Ti, Diafragma Cerâmica (Al ₂ O ₃ - 96 %)
Vedação:	Borracha Nitrílica (NBR)
Compatibilidade Eletromagnética:	EN50081-1/-2 e EN50082-2
Proteção para a inversão na polaridade da alimentação.	

Figura C.4 – Transmissor de pressão manométrica: Especificação técnica.

APÊNDICE D

Procedimento de calibração dos termopares

A calibração dos termopares foi realizada de forma a relacionar a temperatura estabelecida como padrão, a partir de um termômetro de referência, com o sinal de tensão de saída produzido pelo termopar. Os resultados da calibração estão apresentados na Figura D.1 (termopares do fluido secundário), sendo gerada uma curva de calibração para cada termopar da bancada de testes.

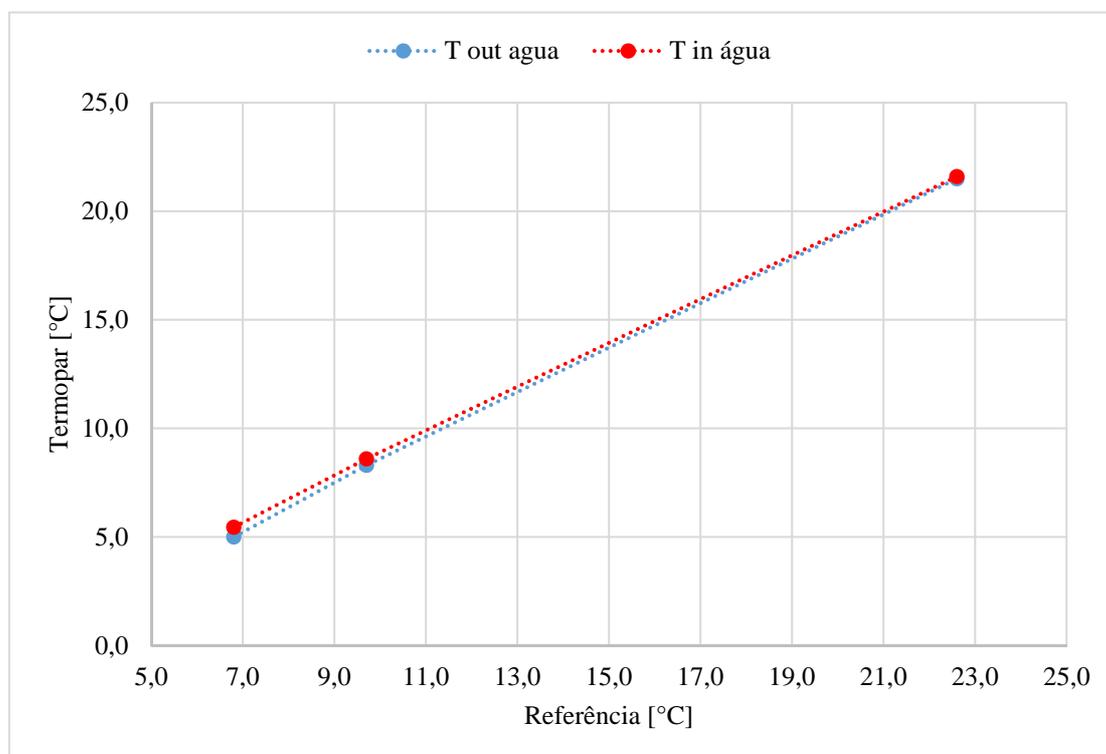


Figura D.1 – Calibração dos termopares.

APÊNDICE E

Procedimento de calibração da balança

Para a calibração da balança, foi utilizada uma balança auxiliar previamente calibrada como referência. A grande dificuldade na calibração foi detectar a interferência das mangueiras conectadas ao acumulador, sejam das mangueiras de entrada e saída de água ou da mangueira de carregamento de fluido refrigerante. Para pesos livres sobre a balança, e colocados na presença do acumulador sobre a plataforma, a balança apresentou a curva de calibração mostrada na Figura E.1. Foram realizadas 3 sequências de medidas para cada faixa de medição.

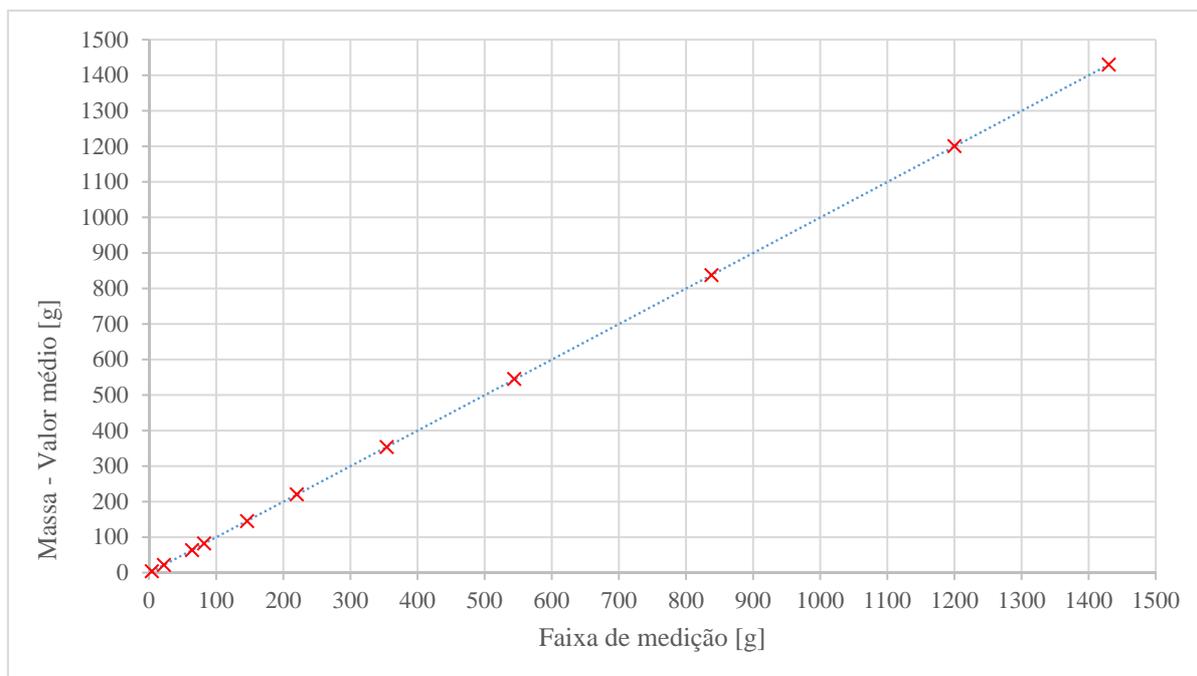


Figura E.1 – Calibração da balança: Média das indicações obtidas com $n=3$

Percebe-se em toda extensão da faixa de trabalho que as mangueiras praticamente não interferem no resultado de medição. As médias das indicações são muito próximas aos valores verdadeiros convencionais adotados. O efeito da tendência, para cada faixa de medição, está relatado na Tabela 3.5 e representado graficamente na Figura E.2. Percebe-se uma grande dispersão de dados, porém, restrita dentro de uma faixa de pequena amplitude com valor máximo de 1,4 g.

Tabela E.1 – Valores da tendência apresentada pela balança.

	Massa [g]										
VVC	4	22	64	82	146	220	354	544	838	1200	1430
T_{dc}	0,3	0,0	-0,3	0,3	-0,7	0,7	-0,1	1,4	-0,5	0,9	0,2

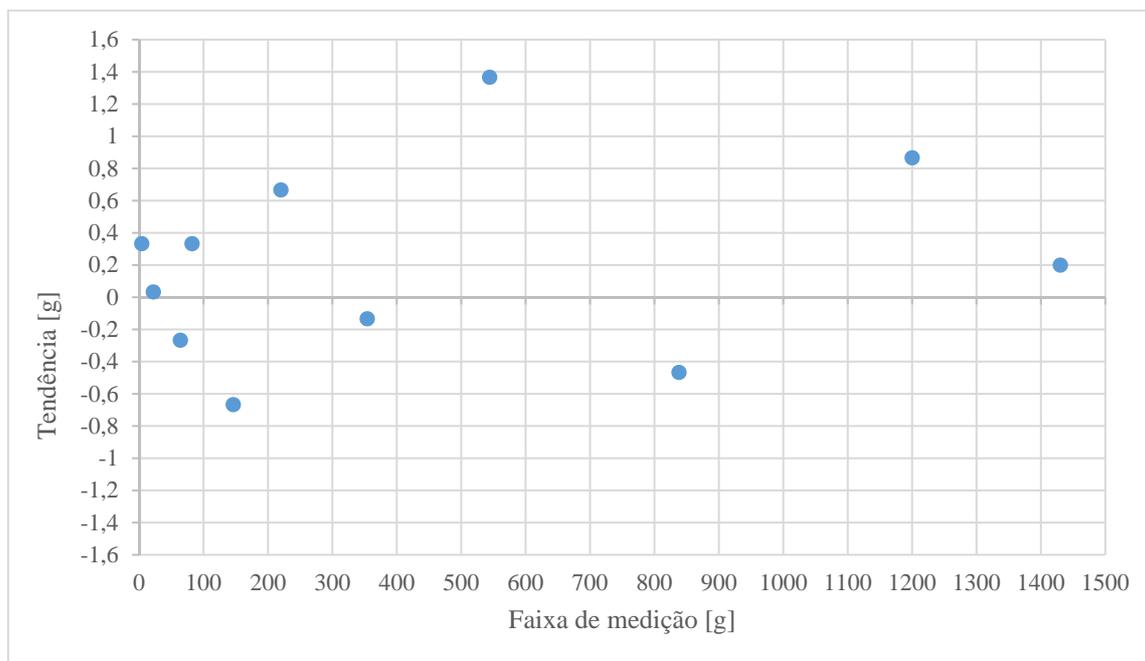


Figura E.2 – Calibração da balança: curva de tendência

Outro efeito a se considerar no resultado de medição é a incerteza referente à massa de fluido que permanece aprisionada dentro da mangueira após o procedimento de carga ou descarga. Essa massa é parcialmente medida pela balança, não sendo possível determinar sua magnitude de forma precisa. Para minimizar esse efeito, foi definido que a carga ou descarga de fluido para a bancada de testes é realizada apenas na tomada de vapor do acumulador, garantindo-se que uma massa mínima esteja presente dentro da mangueira no momento do fechamento dos registros.

Nos testes realizados, incluindo-se o efeito da massa de vapor dentro da mangueira, o erro máximo determinado foi de ± 5 g para essa massa aprisionada.

Assim, apesar da pequena margem de erro verificada na calibração da balança, o resultado da medição será a composição da respectiva tendência verificada em cada faixa de medição, conforme a Tabela 3.5, e do erro máximo ± 5 g em termos absolutos, adotado para toda extensão da faixa de medição avaliada.

APÊNDICE F

Procedimento de calibração da potência no pré-aquecedor

O procedimento de calibração foi realizado com o auxílio de diversos equipamentos de medição, como voltímetros, amperímetros e um osciloscópio digital, capaz de medir a amplitude e frequência das formas de ondas de tensão e corrente geradas na saída do conversor. É extremamente importante para o procedimento experimental garantir que a potência aplicada ao pré-aquecedor seja bem determinada, pois o controle da faixa de títulos é realizado por meio do ajuste do seu valor.

A Figura F.1 apresenta os resultados da calibração, de forma a relacionar a tensão de entrada do conversor de frequência que aciona a resistência com a potência fornecida ao pré-aquecedor, bem como sua melhor curva de ajuste. A Figura F.2 indica que a curva gerada fica limitada a uma faixa de erros de $\pm 2\%$.

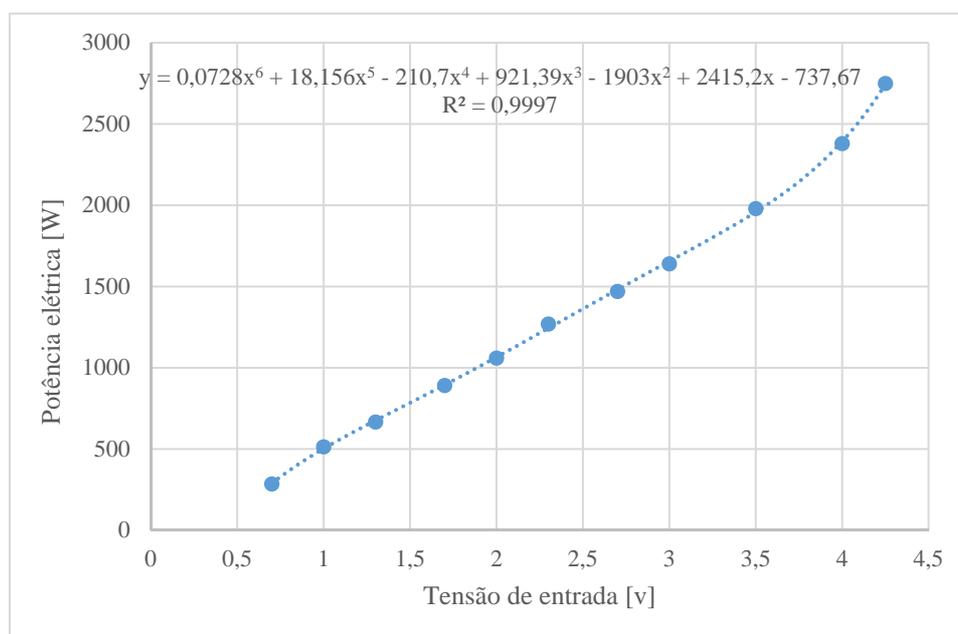


Figura F.1 – Calibração da potência fornecida à resistência do pré-aquecedor.

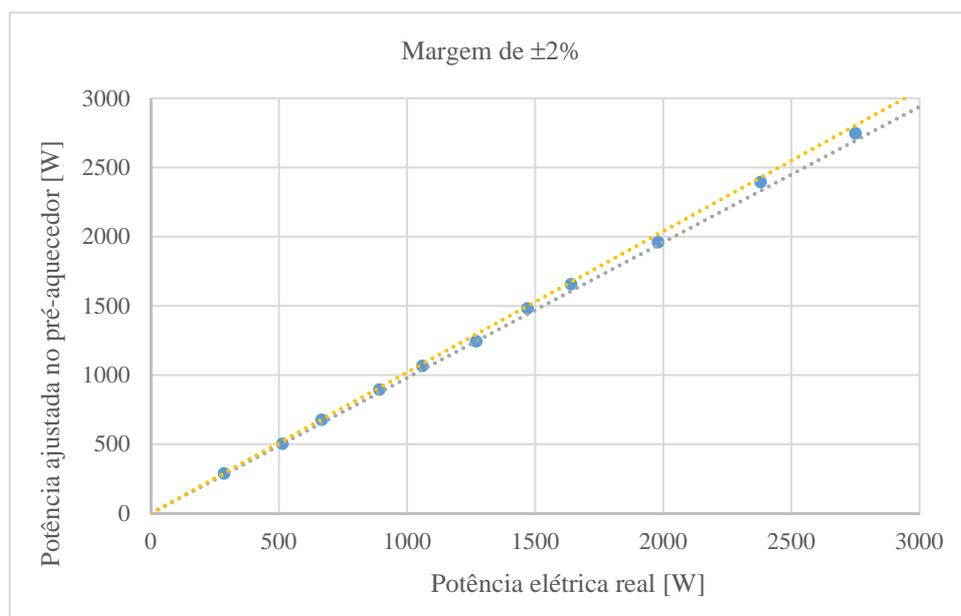


Figura F.2 – Potência elétrica real x Potência ajustada no pré-aquecedor.

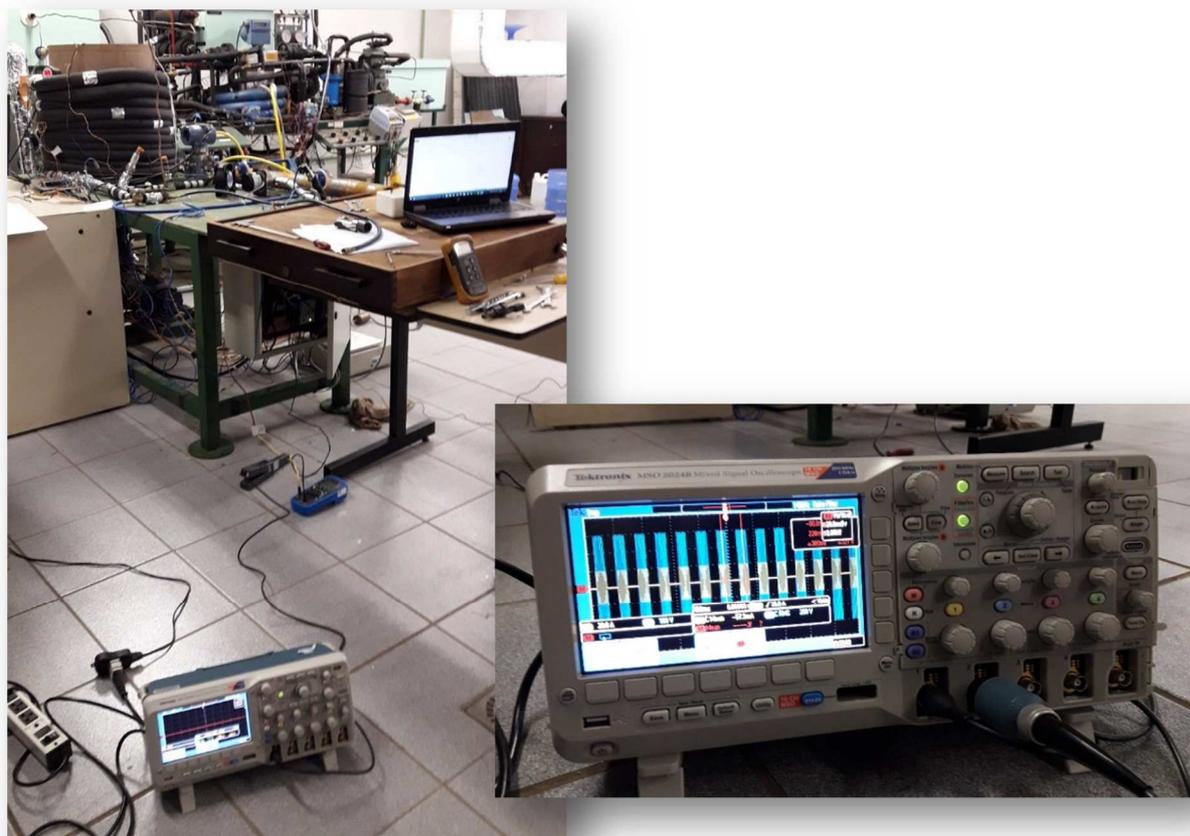


Figura F.3 – Procedimento de calibração da potência elétrica.

O teste também serviu para demonstrar o efeito da temperatura do filamento sobre o valor da resistência elétrica na faixa de trabalho da máquina. A resistência medida a frio possui um valor ôhmico de $16,1 \Omega$. Calculada sobre o valor de máxima potência do equipamento, ou seja, com 2750 W aplicados sobre o pré-aquecedor, o valor ôhmico calculado foi de $17,6 \Omega$. Nesse ponto de operação é possível calcular o valor da resistência apenas com o enunciado da Lei de Ohm, Eq. F.1, pois o controlador entrega à resistência todo o sinal da rede, sem nenhum ajuste na forma de onda da tensão ou de sua frequência.

$$P_e = \frac{V^2}{R} \quad (\text{F.1})$$

O efeito térmico sobre o valor da resistência pode ser compensado por meio do ajuste de curva gerado pelo polinômio da Figura F.4, usado na calibração do controlador.

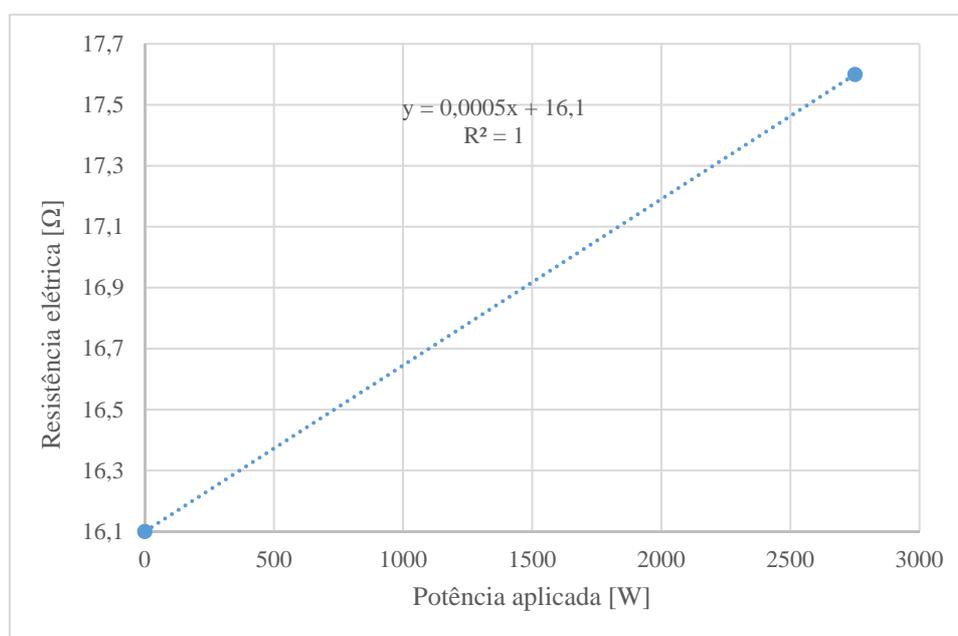


Figura F.4 – Valor da resistência em função da potência elétrica

O pré-aquecedor também foi testado de forma a se obter o seu rendimento, ou seja, a potência realmente entregue ao fluido, considerando as perdas ocorridas pelo isolamento térmico e as perdas na fiação elétrica em virtude do efeito Joule. O experimento consistiu em circular água no estado líquido pelo circuito do pré-aquecedor, aplicando vários degraus de potência e medindo-se a temperatura de entrada e de saída bem como sua vazão volumétrica. Uma vez que a massa específica ρ e o calor específico c_p são conhecidos para a água nas condições estabelecidas, é possível determinar a potência \dot{Q} recebida pelo fluido por meio da Eq. F.2.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{F.2})$$

Uma calibração adicional foi realizada em diferencial com os termopares na entrada e saída do pré-aquecedor para obtenção de valores mais confiáveis. Para várias faixas de temperatura foram feitas medições de ambos os termopares em relação a um termopar padrão, de forma a se proceder uma calibração por diferencial de temperatura, ajustando-se posteriormente os valores medidos no experimento. Os resultados estão apresentados na Figura F.5.

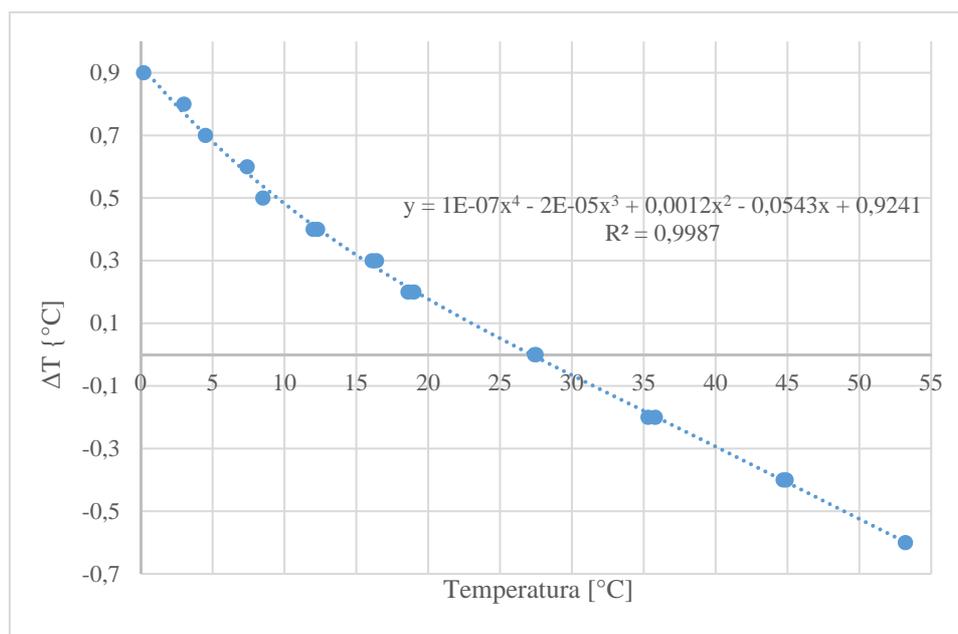


Figura F.5 – Calibração: diferencial de temperatura - termopar entrada/saída do pré-aquecedor

Na Figura F.6 são apresentados os resultados obtidos para a comparação entre a potência fornecida pelo controlador e a potência entregue ao fluido. Cabe ressaltar que o teste foi realizado para vazões dentro da faixa de operação do ensaio principal, e considerando a potência variando de forma ascendente e descendente.

O experimento em questão também serviu para se determinar o tempo mínimo de estabilização do pré-aquecedor, de forma a se garantir que o equipamento atinja o regime permanente em qualquer ponto de operação. A Figura F.7 apresenta os resultados, indicando que o maior tempo registrado para estabilização da máquina após a aplicação de um degrau de potência foi de cerca de 600s, ou seja, após cerca de 10min, garante-se que o equipamento alcance o regime permanente. Cabe ressaltar que a amplitude dos degraus aplicados nos testes é condizente com as variações de potência usadas no experimento principal.

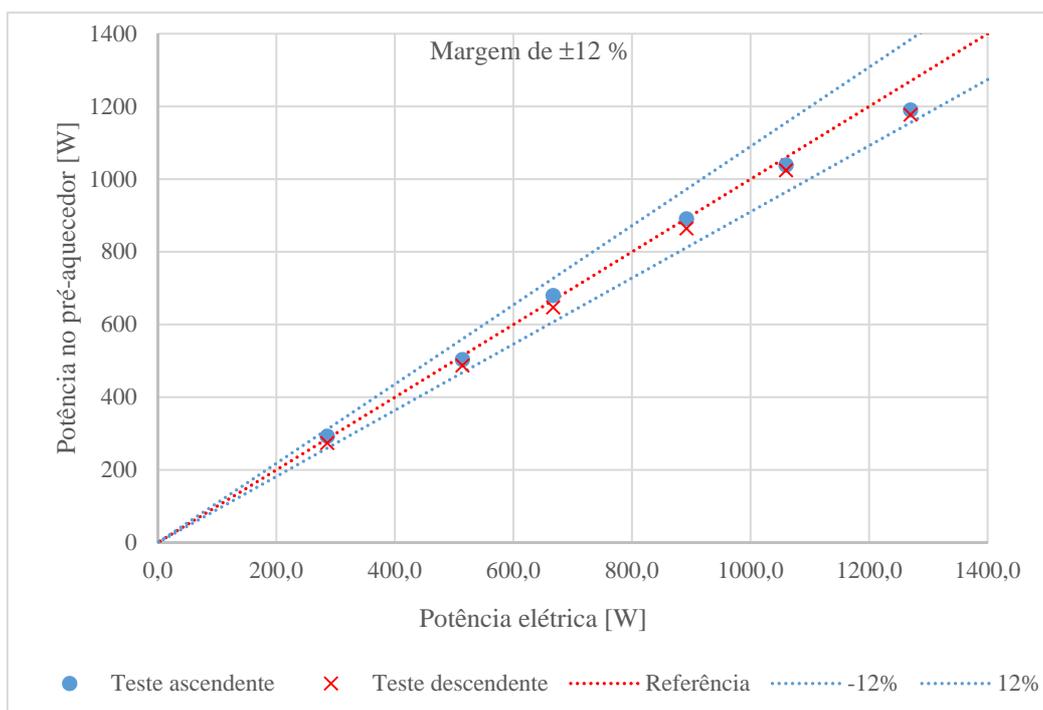


Figura F.6 – Rendimento do pré-aquecedor

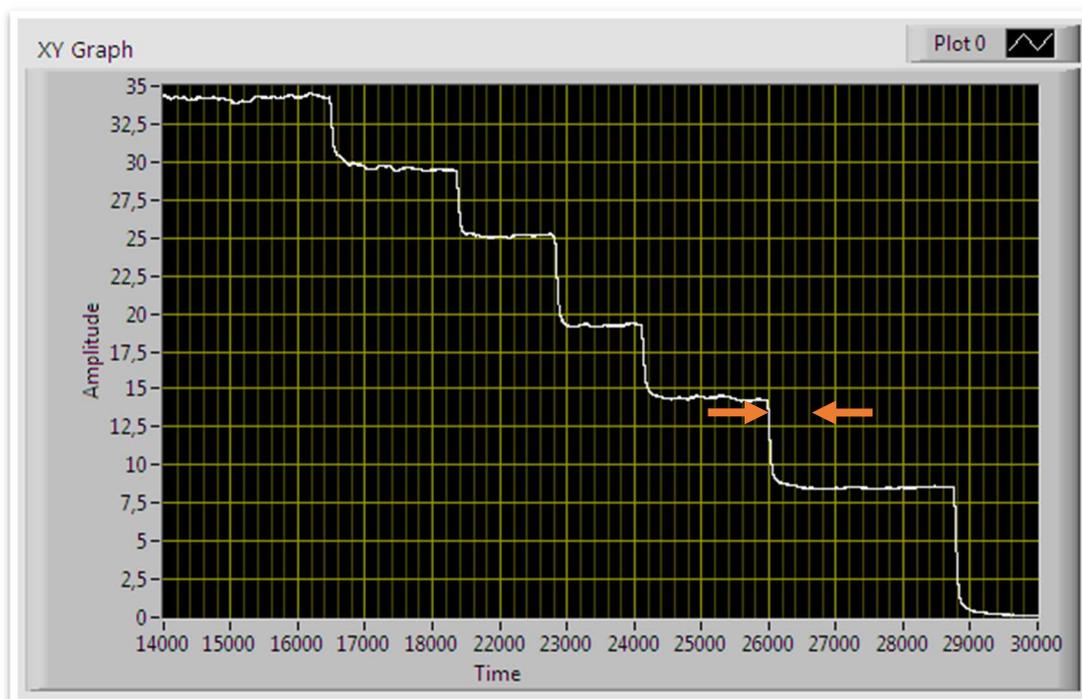


Figura F.7– Tempo de estabilização

APÊNDICE G

Procedimento experimental

O procedimento experimental foi metodicamente descrito abaixo, de forma a reproduzir passo a passo os procedimentos realizados:

- 1) Definir os parâmetros de entrada do experimento, ou seja, a velocidade mássica e a temperatura de ebulição do refrigerante, bem como os títulos desejados na saída do pré-aquecedor.
- 2) Ligar a máquina de refrigeração para produção de água gelada (fluido secundário).
- 3) Por meio do PID, ajustar a temperatura da água da máquina de refrigeração de acordo com a temperatura de ebulição pré-fixada. Experimentos demonstraram que essa temperatura deve ser aproximadamente 10°C inferior à temperatura de ebulição pretendida no banco de testes.
- 4) Executar o modelo matemático, de forma a estimar a quantidade inicial de massa a ser carregada na bancada de testes, definida primeiramente para um título de 100%.
- 5) Realizar o procedimento de vácuo na tubulação da bancada de testes, garantindo que toda massa de fluido refrigerante anterior tenha sido retirada.
- 6) Ligar a balança digital, verificando seu nivelamento.
- 7) Aguardar sua estabilização e realizar o procedimento de tara.
- 8) Verificar se o acumulador está carregado com fluido refrigerante.
- 9) Caso seja necessário carregar o acumulador, ligar a bomba de circulação de água do acumulador, fazendo circular água gelada no seu interior para baixar a pressão interna ao mínimo possível.
- 10) Desligar a bomba de circulação do acumulador e aguardar a estabilização da balança.
- 11) Carregar o acumulador com a quantidade de fluido necessário, anotando o valor de massa carregada.
- 12) Se o acumulador estiver carregado, ligar a bomba de circulação de água fazendo circular água quente no seu interior, aumentando sua pressão interna até o valor de aproximadamente 10 bares. Deve-se ter atenção para não deixar a pressão subir em excesso.

- 13) Desligar a bomba de circulação do acumulador e aguardar a estabilização da balança.
- 14) Realizar o procedimento de tara.
- 15) Carregar a bancada de testes através da tomada de vapor do acumulador, com a quantidade de massa inicial, controlando o procedimento através da balança. Anotar o valor de massa medido pela balança.
- 16) Verificar se a temperatura da água está estável e dentro dos parâmetros de controle.
- 17) Ligar a bancada de testes e ajustar a vazão de fluido.

Importante: A vazão de fluido deve ser conferida e ajustada se necessário a cada alteração nos parâmetros da máquina.

- 18) Ajustar a potência fornecida ao pré-aquecedor, iniciando com valor o valor mínimo fornecido pelo controlador e gradativamente subir o patamar estipulado pelo modelo para obtenção do título final de 100%.

Importante: No regime transiente da máquina, o fluido pode momentaneamente passar para o estado de vapor superaquecido na saída do pré-aquecedor. Isso ocorre devido a inércia do sistema, até que o líquido bombeado chegue efetivamente no pré-aquecedor. Deve-se ficar atento para que nessa situação, o valor temperatura de saída não fique muito elevada e possa causar danos ao conjunto. Por isso, a potência no pré-aquecedor deve ser ajustada gradativamente.

- 19) Após o ajuste da potência, aguardar o tempo necessário à estabilização da bancada de testes.
- 20) Ajustar a quantidade de massa para que seja definido o primeiro ponto de operação, verificando se o visor na saída do pré-aquecedor está completamente repleto de vapor. A presença de gotículas esporádicas revela que o ponto foi atingido.
- 21) Verificar também o visor na entrada da bomba, garantindo a presença de 100% de líquido.
- 22) Caso existam bolhas na região citada no item anterior, deve-se ajustar a quantidade de fluido, carregando-se a máquina cuidadosamente até que as bolhas desapareçam.

Importante: A interface de programação fornece a forma de onda e a frequência de ajuste da bomba. Para garantir que esteja chegando apenas líquido na bomba, deve-se observar que a frequência seja constante, sem variações bruscas, apresentando uma forma de onda regular e bem definida.

- 23) A carga de massa adicional levará a um aumento da temperatura de ebulição, que deverá ser novamente ajustada através do controle de temperatura da água.
- 24) Confirmar se as leituras dos instrumentos de medição são compatíveis com os valores previstos.
- 25) Confirmar se o fluido está no estado de líquido subresfriado na entrada da bomba.
- 26) Confirmar se o fluido está no estado de vapor saturado na saída do pré-aquecedor.
- 27) Registrar criteriosamente a leitura dos instrumentos de medição.
- 28) Executar o modelo matemático, de forma a estimar a quantidade de massa necessária para o próximo ponto de operação e a potência a ser ajustada para obtenção do próximo título de trabalho.
- 29) Realizar o acréscimo de fluido na bancada de testes de forma gradativa até alcançar a quantidade prevista.
- 30) Registrar criteriosamente a leitura da balança digital.
- 31) Aguardar a estabilização da máquina observando a leitura dos instrumentos. Espera-se um aumento da pressão de ebulição.
- 32) Diminuir gradativamente a potência aplicada ao pré-aquecedor até atingir a potência esperada para o próximo título, para o qual a pressão de ebulição deve retornar ao patamar anterior.
Importante: O parâmetro de controle principal é a pressão de ebulição, que deve permanecer constante para cada ponto de medição.
- 33) Aguardar o tempo necessário à estabilização da bancada de testes.
- 34) Verificar se as leituras dos instrumentos de medição são compatíveis com os valores previstos e se o fluido está corretamente no estado de líquido saturado na entrada da bomba.
Importante: A temperatura de saída do condensador também deve ser mantida constante para cada ponto de operação, de forma a garantir a constância do ciclo termodinâmico. Caso exista variação desse, deve-se promover o ajuste da temperatura da máquina de refrigeração de forma a promover o seu retorno ao patamar anterior.
- 35) Caso detectado a presença de vapor na entrada da bomba, ajustar com cuidado a quantidade de massa no banco de testes até que essa região esteja totalmente preenchida por líquido.
- 36) A carga de massa adicional levará a um aumento da temperatura de ebulição, que deverá ser novamente ajustada através do controle de potência.

- 37) A alteração da potência leva a um novo ajuste de título, que deve ser recalculado, mudando ligeiramente o ponto de operação pretendido, e sendo computado como o ponto oficialmente alcançado.
- 38) Atingido o ponto de operação, registrar criteriosamente a leitura dos instrumentos de medição para reiniciar o procedimento de transição para um novo ponto de operação.
- 39) Repetir o procedimento a partir do item 28, até a obtenção do ponto de menor título possível.
- 40) O último ponto de ajuste da máquina deverá obedecer ao limite inferior de potência fornecida pelo controlador. Assim, deve-se antes de realizar a carga de massa, proceder o ajuste da potência mínima, primeiramente ajustando esse valor e, posteriormente, colocando a carga de massa ideal, ou seja, àquela que fará com que a temperatura de ebulição retorne ao seu patamar inicial.