

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCEL GUILHERME XAVIER BARBOSA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE
VAPOR APLICADA A UMA BANCADA DIDÁTICA**

Juiz de Fora

2021

MARCEL GUILHERME XAVIER BARBOSA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE
VAPOR APLICADA A UMA BANCADA DIDÁTICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Yipsy Roque Benito

Juiz de Fora

2021

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Barbosa, Marcel Guilherme Xavier.

Simulação numérica da refrigeração por compressão de vapor aplicada a uma bancada didática / Marcel Guilherme Xavier Barbosa. -- 2021.

135 f.

Orientadora: Yipsy Roque Benito

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2021.

1. Simulação numérica. 2. Refrigeração. 3. Transferência de calor. 4. Modelagem computacional. I. Benito, Yipsy Roque, orient. II. Título.

MARCEL GUILHERME XAVIER BARBOSA

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE
VAPOR APLICADA A UMA BANCADA DIDÁTICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 18 de Março de 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof^a Dr^a Yipsy Roque Benito - Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Professor Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Universidade Federal de Juiz de Fora

Professora Dr^a Flávia de Souza Bastos
Universidade Federal de Juiz de Fora

A Nossa Senhora.

AGRADECIMENTOS

À minha família pelo apoio incondicional.

À minha Orientadora, Prof^a. Dr^a Yipsy Roque Benito, pela ajuda, paciência e os ensinamentos ministrados.

Ao Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal pelos conselhos e grande habilidade na docência.

Ao Prof. Dr. Daniel Fernandes pela amizade e motivação.

Aos demais professores do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da UFJF.

Uma das grandes desvantagens de termos pressa
é o tempo que nos faz perder.

G. K. Chesterton

RESUMO

Simulações numéricas do ciclo de refrigeração por compressão de vapor são amplamente utilizadas em estudos paramétricos, projetos e otimizações de ponto de operação. Os modelos dos trocadores de calor são por zonas, separando as zonas de vapor superaquecido, condensação e sub-resfriamento no condensador, e para o evaporador tendo as zonas de evaporação e vapor superaquecido. No compressor tem-se um modelo semi-empírico amplamente utilizado na literatura, e no dispositivo de expansão, tem-se um tubo capilar modelado por correlações empíricas. O ciclo foi simulado conectando-se os componentes em série por aproximações sucessivas, onde ajusta-se os parâmetros operacionais por meio de repetidas iterações até o modelo convergir. A simulação é aplicada a uma bancada de refrigeração e validada usando valores experimentais. As análises paramétricas foram da variação da temperatura de condensação e a variação da temperatura ambiente. Os modelos apresentaram variações inferiores a 10% entre o experimental e o numérico, mesmo ao simular o ciclo inteiro com apenas a temperatura ambiente e a pressão de condensação como parâmetros de entrada.

Palavras-chave: Simulação numérica. Ciclo de refrigeração. Transferência de calor. Modelagem computacional.

ABSTRACT

Numerical simulations of the vapor compression refrigeration cycle are widely used in parametric studies, designs and point-of-operation optimizations. The models of heat exchangers are by zones, separating the zones of superheated steam, condensation and liquid subcooling in the condenser, and for the evaporator having the evaporation and superheated steam zones. In the compressor there is a semi-empirical model widely used in the literature, and for the expansion device, there is a capillary tube modeled by empirical correlations. The cycle was simulated by connecting the components in series by successive approximations, where the operational parameters are adjusted through repeated iterations until the simulation converges. The simulation is applied to a refrigeration bench and validated using experimental values. The parametric analyzes were of the variation of the condensation temperature and the variation of the ambient temperature. The models showed variations of less than 10 % between the experimental and the numerical, even when simulating the entire cycle with only the ambient temperature and the condensation pressure as input parameters.

Key-words: Numerical simulation. Refrigeration cycle. Heat transfer. Computational modeling.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.	26
Figura 2 – Bancada Amatrol T7082 em destaque os componentes principais.	30
Figura 3 – Zonas dos trocadores de calor.	33
Figura 4 – Configuração geométrica dos trocadores de calor.	35
Figura 5 – Divisões do condensador.	36
Figura 6 – Exemplo de uma possível trajetória dos estados do refrigerante no condensador.	37
Figura 7 – Regiões discretizadas para o modelo evaporador.	37
Figura 8 – Exemplo de uma possível trajetória dos estados do refrigerante no evaporador.	38
Figura 9 – Esquema da relação entre as zonas e os coeficientes de transferência de calor.	44
Figura 10 – geometria da aleta utilizada para calcular sua eficiência.	48
Figura 11 – Esquema da classificação do escoamento.	54
Figura 12 – Lógica computacional do procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos.	69
Figura 13 – Lógica de cálculos para o procedimento <i>Balanco de Energia do Condensador</i>	71
Figura 14 – Lógica da rotina auxiliar de balanço.	72
Figura 15 – Condensador da Bancada presente no LCTH.	73
Figura 16 – Gráfico da comparação entre resultados da entalpia de saída do condensador (h_3).	75
Figura 17 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de troca térmica do condensador (\dot{Q}_{cond}).	76
Figura 18 – Lógica computacional do procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador.	79
Figura 19 – Lógica de cálculos para o procedimento <i>Balanco de Energia do Evaporador</i>	81
Figura 20 – Lógica da rotina auxiliar de balanço	82
Figura 21 – Evaporador da Bancada presente no LCTH.	84
Figura 22 – Gráfico da comparação entre resultados da entalpia de saída do evaporador (h_1).	86
Figura 23 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de troca térmica do evaporador (\dot{Q}_{eva}).	87
Figura 24 – Lógica computacional do procedimento do compressor.	89
Figura 25 – Compressor da bancada de refrigeração presente no LCTH.	90
Figura 26 – Gráfico da comparação entre resultados das entalpias do modelo do compressor e a experimental.	92
Figura 27 – Caminho do tubo após a descarta do compressor até a medição.	93

Figura 28 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas do modelo do compressor e a experimental.	94
Figura 29 – Lógica computacional do procedimento do tubo capilar.	96
Figura 30 – Tubo capilar da bancada de refrigeração presente no LCTH.	97
Figura 31 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas do modelo do tubo capilar e a experimental.	99
Figura 32 – Estrutura do algoritmo da rotina <i>main_program</i>	102
Figura 33 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 1.	105
Figura 34 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 2.	105
Figura 35 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 3.	106
Figura 36 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas da simulação e a experimental.	107
Figura 37 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de transferência de calor do condensador entre o experimental e o ciclo.	108
Figura 38 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de transferência de calor do condensador entre o experimental e o ciclo.	108
Figura 39 – Gráfico da variação das taxas de calor trocado no evaporador e no condensador pela temperatura de condensação.	111
Figura 40 – Gráfico da variação da taxa de calor trocado no evaporador e o trabalho do compressor pela temperatura de condensação.	112
Figura 41 – Gráfico da variação do COP pela temperatura de condensação.	112
Figura 42 – Diagrama P-h do ciclo para três condições da simulação.	113
Figura 43 – Gráfico da variação da temperatura 2 e 4 pela variação da temperatura de condensação.	114
Figura 44 – Gráfico da variação das taxas de calor trocado no evaporador e no condensador pela temperatura ambiente.	116
Figura 45 – Gráfico da variação da taxa de calor trocado no evaporador e o trabalho do compressor pela temperatura.	116
Figura 46 – Gráfico da variação do COP pela temperatura de condensação.	117
Figura 47 – Diagrama P-h do ciclo para três condições da simulação.	118
Figura 48 – Gráfico da variação das temperaturas dos pontos 2 e 4 pela variação da temperatura ambiente.	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros adimensionais π_s	64
Tabela 2 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina <i>coeficientes</i> para o condensador.	68
Tabela 3 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina <i>Coefficientes</i>	70
Tabela 4 – Dados geométricos do condensador.	74
Tabela 5 – Principais variáveis de entrada da simulação do condensador.	74
Tabela 6 – Principais variáveis de saída da simulação do condensador.	74
Tabela 7 – Comparação entre resultados da entalpia de saída do condensador (h_3).	75
Tabela 8 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica do condensador (\dot{Q}_{cond}).	76
Tabela 9 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina <i>coeficientes</i> para o evaporador.	78
Tabela 10 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina <i>Coefficientes</i>	80
Tabela 11 – Dados geométricos do evaporador.	84
Tabela 12 – Principais variáveis de entrada da simulação do evaporador.	85
Tabela 13 – Principais variáveis de saída da simulação do evaporador.	85
Tabela 14 – Comparação entre resultados da entalpia de saída do evaporadora (h_1).	85
Tabela 15 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica do evaporador (\dot{Q}_{eva}).	86
Tabela 16 – Dados de entrada, configurados, intermediários e de saída da rotina do compressor.	88
Tabela 17 – Dados configurados para o compressor.	90
Tabela 18 – Variáveis de entrada da simulação do compressor.	91
Tabela 19 – Variáveis de saída da simulação do compressor.	91
Tabela 20 – Comparação entre a entalpia experimental e calculada do compressor.	91
Tabela 21 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada do compressor.	93
Tabela 22 – Dados de entrada, configurados, intermediários e de saída da rotina do tubo capilar.	95
Tabela 23 – Dados de entrada da simulação do tubo capilar.	98
Tabela 24 – Dados de saída da simulação do tubo capilar.	98
Tabela 25 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada do tubo capilar.	98
Tabela 26 – Dados de entrada, intermediários e de saída do <i>main_program</i>	101
Tabela 27 – Dados experimentais utilizados na simulação do ciclo.	103
Tabela 28 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 1.	103
Tabela 29 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 2.	103
Tabela 30 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 3.	104

Tabela 31 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada pela simulação.	106
Tabela 32 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica entre o experimental e o da simulação do ciclo.	107
Tabela 33 – Comparação entre o trabalho do compressor e o COP do sistema entre o experimental e a simulação.	109
Tabela 34 – Parâmetros operacionais da simulação utilizada no estudo.	111
Tabela 35 – Parâmetros operacionais da simulação utilizada no estudo.	115
Tabela 36 – Dados coletados experimento 1.	126
Tabela 37 – Análise da incerteza experimento 1.	126
Tabela 38 – Dados processados do experimento 1.	128
Tabela 39 – Dados coletados experimento 2.	129
Tabela 40 – Análise da incerteza experimento 2.	129
Tabela 41 – Dados processados do experimento 2.	131
Tabela 42 – Dados coletados experimento 3.	132
Tabela 43 – Análise da incerteza experimento 3.	132
Tabela 44 – Dados processados do experimento 3.	134

SIMBOLOGIA

A	Área total de transferência de calor	m^2
A_{air}	Área total de troca de calor do lado externo	m^2
A_c	Área transversal de fluxo	m^2
$A_{s,fin}$	Área efetiva da aleta	m^2
$A_{s,fin,tot}$	Área total das aletas	m^2
$A_{s,unfin}$	Área do trocador de calor que permite a passagem do escoamento de ar	m^2
A_{tot}	Área total das aletas	m^2
A_R	Área de troca de calor do lado do refrigerante	m^2
Bo	Número de ebulição	-
c, m	Constantes equação 3.48	-
C	Capacidade térmica	J/K
C_{vm}	Razão do volume morto	-
C_c	Razão das capacidade térmicas	-
c_p	Calor específico a pressão constante	$J/kg \cdot K$
c_v	Calor específico a volume constante	$J/kg \cdot K$
Co	Número de convecção	-
COP	Coefficiente de performance	-
d, e, f	Parâmetros da equação 3.93	-
d_c	Diâmetro do tubo capilar	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
D_{in}	Diâmetro interno do tubo	m
D_{out}	Diâmetro externo do tubo	m
DR	taxa de deslocamento	m^3/s
e	Rugosidade da superfície interna do tubo	μm

F	Frequência da rede elétrica	hz
$f_{sc,sh,sat,esh,vap}$	Fração da área em análise (sc , sh , sat , esh ou vap)	-
f_{fd}	Fator de atrito	-
f_{zona}	Fração da zona em análise	-
Fr	Número de Froude	-
Fr_{mod}	Número de Froude modificado	-
g	Aceleração gravitacional	m/s^2
G	Fluxo mássico	$kg/(s \cdot m^2)$
h	Entalpia do refrigerante	$J/kg \cdot K$
h_{fg}	Calor latente de evaporação	$J/kg \cdot K$
H	Altura da face frontal do trocador de calor	m
Gr	Número de Grashof	-
Gz	Número de Graetz	-
j_{air}	Fator de Colburn	-
k	Condutividade térmica	-
k	Razão de calor específico (c_p/c_v)	-
L	Espessura do trocador de calor	m
L_c	Comprimento do tubo capilar	m
L_{tube}	Comprimento total da tubulação do trocador de calor	m
$L_{section}$	Comprimento da seção em análise (sh , sc , esh)	m
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
n	Coefficiente politrópico	-
Nr_{loop}	Contador de voltas	-
$N_{t,col}$	Número de colunas de tubos	-
$N_{t,row}$	Número de linhas de tubos	-
NTU	Número de unidades de transferência	-
Nu	Número de Nusselt	-
P	Pressão	Pa

p_{fin}	Passe da aleta	m
Pr	Número de Prandtl	-
\dot{Q}	Taxa de troca de calor	W
\dot{q}	Taxa de troca de calor	W
q_s''	Fluxo de calor	W
R_{cond}	Resistência térmica de condução	m^2K/W
$R_{f,in}$	Resistência térmica à incrustação	m^2K/W
R_{in}	Resistência térmica à convecção interna	m^2K/W
R_{out}	Resistência térmica à convecção externa	m^2K/W
R_{tot}	Resistência térmica total	m^2K/W
Re	Número de Reynolds	-
RPM	Velocidade de rotação por minuto	rev/min
Rz	Razão entre a quantidade de calor trocada e a requerida	-
$r_{fin,eff}$	Raio efetivo da aleta	m
s_h	Espaçamento horizontal entre os tubos	m
s_v	Espaçamento vertical entre os tubos	m
T	Temperatura	$^{\circ}C$
T_{sc}	Temperatura (grau) de sub-resfriamento	$^{\circ}C$
T_{sh}	Temperatura de superaquecimento	$^{\circ}C$
\bar{T}_{avg}	Temperatura média de entrada do ar	$^{\circ}C$
\bar{T}_R	Temperatura média do escoamento	$^{\circ}C$
th	Espessura da parede do tubo	m
th_{fin}	Espessura da aleta	m
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m^2K
UA_{calc}	Condutância calculada	W/K
UA_{req}	Condutância requerida	W/K
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/s
V_a	Volume de vapor depurado re-expandido	m^3

V_b	Volume deslocado	m^3
V_d	Volume morto	m^3
vf	Fração de vazio	-
W	Comprimento frontal do trocador de calor	m
\dot{W}	Taxa de trabalho fornecido	W
x	Título do fluido refrigerante	-
X_{tt}	Parâmetro de Lockart Martinelli	-

SÍMBOLOS GREGOS

α_R	Coeficientes de transferência de calor	W/m^2K
$\tilde{\alpha}$	Coeficiente de transferência de calor adimensional	-
Δ	Varição	-
δ	Varição	-
ε	Efetividade	-
η_{comb}	Eficiência combinada	-
η_{fin}	Eficiência das aletas	-
η_o	Eficiência total da superfície	-
η_v	Eficiência volumétrica	-
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/m \cdot s$
ν	Volume específico	m^3/kg
π	Parâmetro adimensional (teorema de Buckingham)	-
ρ	Massa específica	kg/m^3
σ	Tensão superficial	kg/s^2
σ_{area}	Razão da área disponível para escoamento de ar sobre a área total	-

LISTA DE SUB-ÍNDICES E ABREVIATURAS

ABREVIATURAS:

CFD	Computer Fluid Dynamics
HAVC	Heat, Air Ventilation, and Cooling
LCTH	Laboratório de Ciências Térmicas e Hidráulicas
LMTD	Log-mean Temperature Diference
NUT	Número de Unidades de Transferência
ε -NTU	Efficiency Number of Transfer Units

SUB-ÍNDICES:

<i>1</i>	Referência entre a saída do evaporador e a sucção do compressor
<i>2</i>	Referência entre a descarga do compressor e a entrada do condensador
<i>3</i>	Referência entre a saída do condensador e a entrada do tubo capilar
<i>4</i>	Referência entre a saída do tubo capilar e a entrada do evaporador
<i>air</i>	Ar ambiente
<i>amb</i>	ambiente
<i>cap</i>	Tubo capilar
<i>calc</i>	Valor calculado pela simulação
<i>comp</i>	Compressor

<i>c</i>	Condensador
<i>cond</i>	Condensador
<i>esh</i>	Zona de vapor superaquecendo do evaporador
<i>e</i>	Evaporador
<i>eva</i>	Evaporador
<i>exp</i>	Valor obtido experimentalmente
<i>f</i>	Líquido
<i>fin</i>	Aleta
<i>g</i>	Vapor
<i>in</i>	Entrada/Interno
<i>l</i>	Refrigerante no estado líquido
<i>max</i>	Valor máximo comparativo
<i>min</i>	Valor mínimo comparativo
<i>out</i>	Saída/Externo
<i>R</i>	Fluído refrigerante
<i>sat</i>	Zona de condensação do condensador
<i>sc</i>	Zona de líquido sub-resfriado do condensador
<i>simu</i>	Simulação do ciclo
<i>sh</i>	Zona de vapor superaquecido do condensador
<i>v</i>	Refrigerante no estado vapor
<i>vap</i>	Zona de evaporação do evaporador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	OBJETIVOS	22
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2	MARCO TEÓRICO	24
2.1	TÉCNICAS DE RESOLUÇÃO DE SISTEMAS	24
2.2	MODELAGEM DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	25
2.2.1	Tipos de modelos do Compressor	26
2.2.2	Tipos de modelos para trocadores de calor	27
2.2.3	Tipos de modelos do Dispositivo de expansão	29
2.3	MODELOS IMPLEMENTADOS	30
3	MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	32
3.1	MODELO TROCADORES DE CALOR	32
3.1.1	Condensador	36
3.1.2	Evaporador	37
3.1.3	Equações de balanço e efetividade	38
3.1.4	Equações do coeficiente global	42
3.1.5	Coefficientes de transferência de calor	44
3.1.5.1	Coefficiente de transferência de calor por convecção externa (α_{out} e η_o)	45
3.1.5.2	Coefficiente de transferência de calor por convecção interna para escoamento monofásico ($\alpha_{R,mono}$)	49
3.1.5.3	Coefficiente de transferência de calor referente à condensação do refrigerante ($\alpha_{R,sat}$)	51
3.1.5.4	Coefficiente de transferência de calor para a evaporação do refrigerante ($\alpha_{R,vap}$)	54
3.2	MODELO DO COMPRESSOR	57
3.2.1	Hipóteses simplificadoras	58
3.2.2	Equações do modelo do compressor	59
3.3	MODELO DO TUBO CAPILAR	62
3.3.1	Hipóteses simplificadoras	63
3.3.2	Equações do modelo do tubo capilar	63
4	SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES INDIVIDUAIS	67

4.1	SOLUÇÃO NUMÉRICA PARA O CONDENSADOR	67
4.1.1	Metodologia	67
4.1.1.1	Cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do condensador	67
4.1.1.2	Cálculo do balanço de energia	70
4.1.1.3	Interação entre rotinas	72
4.1.2	Simulação	73
4.1.3	Dados de entrada	73
4.1.4	Resultados e validação do modelo do condensador	74
4.2	SOLUÇÃO NUMÉRICA PARA O EVAPORADOR	77
4.2.1	Metodologia	77
4.2.1.1	Cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador	77
4.2.1.2	Cálculo do balanço de energia do evaporador	79
4.2.1.3	Interação entre rotinas	83
4.2.2	Simulação	83
4.2.3	Dados de entrada	83
4.2.4	Resultados e validação do modelo do evaporador	84
4.3	SOLUÇÃO NUMÉRICA DO COMPRESSOR	88
4.3.1	Metodologia	88
4.3.2	Simulação	90
4.3.3	Dados de entrada	90
4.3.4	Resultados e validação do modelo do compressor	91
4.4	SOLUÇÃO NUMÉRICA DO TUBO CAPILAR	94
4.4.1	Metodologia	94
4.4.2	Simulação	96
4.4.3	Dados de entrada	97
4.4.4	Resultados e validação do modelo do tubo capilar	97
5	SOLUÇÃO NUMÉRICA DO CICLO	100
5.1	INTRODUÇÃO	100
5.2	METODOLOGIA	100
5.3	DADOS DE ENTRADA	103
5.4	RESULTADOS	103
5.4.1	Validação da simulação	104
6	ANÁLISE DE RESULTADOS	110
6.1	INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE CONDENSÇÃO NO CICLO	110
6.1.1	Dados numéricos	111

6.1.2	Resultados e análises numéricas	111
6.2	INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE NO CICLO	115
6.2.1	Dados numéricos	115
6.2.2	Resultados e análises numéricas	115
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	120
7.1	CONCLUSÕES	120
7.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	121
	 REFERÊNCIAS	 123
	 APÊNDICE A – DADOS EXPERIMENTAIS COLETADOS E INCERTEZAS	 126
	 ANEXO A – TERMO DE AUTENTICIDADE	 135

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração e aquecimento são amplamente utilizados em todo o mundo em diversos ambientes industriais, comerciais e residenciais. Estes sistemas contemplam diversas aplicações de refrigeração, aquecimento e ventilação (*HVAC - Heating, Ventilating and Air Conditioning*). Pode-se citar alguns exemplos mais cotidianos, como sistemas frigoríficos para conservação de medicamentos, carnes, laticínios, também aplicações em conforto térmico nos equipamentos de ar-condicionado tanto para aquecimento e resfriamento, exposição de produtos congelados para venda, ventilação de centrais de processamento de dados, entre outros. Dada sua ampla importância, a refrigeração é uma área crítica dentro da engenharia mecânica, onde uma preocupação constante do engenheiro é sempre buscar máquinas mais eficientes para as devidas condições operacionais, otimizando a relação custo benefício, atingindo o menor consumo de energia possível.

Um grande aliado de maiores velocidades e menores custos de projeto é a simulação numérica. Ela estima com precisão qual o sistema ótimo para uma dada aplicação específica. A simulação também permite a possibilidade de variação dos parâmetros de projeto, como por exemplo, a substituição de um componente por outro com maior ou menor eficiência, permitindo a previsão de quais são os melhores componentes, reservando-se tempo e recursos financeiros para a construção de protótipos em condições otimizadas de operação.

No Laboratório de Ciências Térmicas e Hidráulicas (LCTH) do Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da UFJF, encontra-se uma bancada de refrigeração da marca Amatrol modelo T7082 que opera como refrigerador e bomba de calor por compressão de vapor com o refrigerante R134a, existindo a necessidade para o laboratório de uma simulação numérica de seu ciclo, com seus quatro componentes principais (condensador, evaporador, compressor e dispositivo de expansão), tanto para eventuais pesquisas científicas, quanto para aplicação nas disciplinas do curso.

Academicamente, uma simulação numérica traz consigo uma série de conceitos e lógicas desenvolvidas específicas sobre o tema, que possuem tanto valor acadêmico quanto profissional.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem por objetivo principal simular numericamente o comportamento em regime permanente da bancada de refrigeração T7082, operando no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Para se atingir este objetivo definiram-se os seguintes objetivos específicos.

- Apresentar um breve marco teórico, onde estão os tipos de modelos para os componentes do sistema de refrigeração e da abordagem do ciclo;
- Modelar numericamente os principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor;
- Implementar os modelos desenvolvidos num software de simulação numérica;
- Desenvolvimento e validação de um modelo para o ciclo de refrigeração utilizando os componentes modelados;
- Realizar análises paramétricas aplicada na simulação desenvolvida;
- Apresentar as conclusões e discussões.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

De forma simplificada o trabalho está organizado seguindo a seguinte estrutura.

- **Cap. 1:** Introdução ao trabalho e objetivos;
- **Cap. 2:** Revisão da literatura, ou marco teórico, onde se está discutido os métodos de modelagem em trocadores de calor, compressor, dispositivos de expansão e as escolhas feitas para a simulação;
- **Cap. 3:** Modelos matemáticos do componentes do ciclo: trocadores de calor (condensador e evaporador), compressor e tubo capilar;
- **Cap. 4:** Simulação e Validação dos componentes do ciclo. Apresenta a solução numérica de cada componente: condensador, evaporador, compressor, tubo capilar, a metodologia e a validação individual de cada componente;
- **Cap. 5:** Solução numérica do ciclo, onde está apresentado os algoritmo criado para resolver o ciclo, sua validação experimental e os resultados obtidos pela simulação;
- **Cap. 6:** Análise de dados, nesta sessão é apresentado duas análises do paramétricas da simulação implementada;
- **Cap. 7:** Conclusão e recomendação para trabalhos futuros, nesta sessão é apresentado uma análise crítica dos procedimentos desenvolvidos deste trabalho e as recomendações para trabalhos futuro.

2 MARCO TEÓRICO

Historicamente, as simulações numéricas passaram a ser um tópico de interesse na área da refrigeração a partir da década de 80, onde com o avanço da computação começou a implementação de modelos numéricos para expressar o funcionamento dos trocadores de calor e as propriedades dos fluídos, como em Murphy *et al.*, (1986) e MacArthur *et al.*, (1989). Na década de 90, com a forte motivação da substituição dos CFCs por novos fluídos refrigerantes, as simulações computacionais se tornaram fonte primária nas pesquisas utilizadas em Jung *et al.*, (1991) e Sami *et al.*, (1996). Com o constante avanço e busca de sistemas cada vez melhores e mais eficientes, as simulações numéricas atualmente são amplamente utilizadas tanto quanto ferramentas de projeto desde o componente específico, como também do ciclo em um todo comunicando seus componentes e para pesquisas científicas.

No desenvolvimento de uma simulação deve-se atentar a três quesitos básicos: *estabilidade, velocidade e acurácia*. Porém, estas características são conflitantes e escolhas devem ser feitas ao priorizar o que se deseja obter, Ding *et al.*, (2007).

Compreendendo-se *estabilidade* a capacidade do programa funcionar para um amplo espectro de possibilidades, a *velocidade* como sendo o custo computacional e a *acurácia* a precisão, ou a capacidade da simulação descrever um sistema real.

2.1 TÉCNICAS DE RESOLUÇÃO DE SISTEMAS

As simulações de sistemas de refrigeração por compressão de vapor são separadas em duas categorias: *regime permanente e regime transiente*. As simulações em *regime permanente* são utilizadas para prever a performance do equipamento em operação, e também no projeto de sistemas *HAVC*. As simulações em *regime transiente* são utilizadas em projetos de sistemas de controle de parâmetros, como por exemplo a implementação de atuadores e/ou controladores, explicado pelos autores em Qiao *et al.* (2010). Para os autores, uma simulação ideal deve ser numericamente eficiente, veloz, estável, precisa e genérica.

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor possuem quatro componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Ao desenvolver uma simulação, cada um destes componentes devem ser modelados por equações matemáticas que expressam seu funcionamento mecânico, termodinâmico e de escoamento, em seguida a definição de como estes componentes se comunicam na simulação (dados de entrada e saída de cada modelo).

Existem basicamente duas formas de abordar a solução de sistemas definido por Winkler, (2008).

- *Aproximação sucessiva (modular)*, onde cada variável é resolvida antes de se passar para a próxima variável desconhecida;
- *Aproximação simultânea (global)*, que utiliza um solver não-linear para a resolver todas as variáveis simultaneamente.

A *aproximação sucessiva*, ou seja, uma *estratégia modular* de cálculos onde cada componente é calculado individualmente antes de se passar para o próximo, funciona bem em configurações simples de sistemas, porém uma vez que o ciclo fica complexo como é o caso de ciclos multiestágios (com fluxo dividindo e convergindo), se torna muito complexo o desenvolvimento de sistemas iterativos eficientes, segundo os autores em Qiao *et al.*, (2010). Outro alerta dos autores é que uma alteração no ciclo pode gerar uma grande alteração no conjunto solução apresentado. Entretanto este método possui o mérito de ser genérico e eficiente, outra justificativa desse método é que a solução apresentada, usualmente relatada a um equipamento específico e possui uma otimização mais simples em relação a aproximação simultânea.

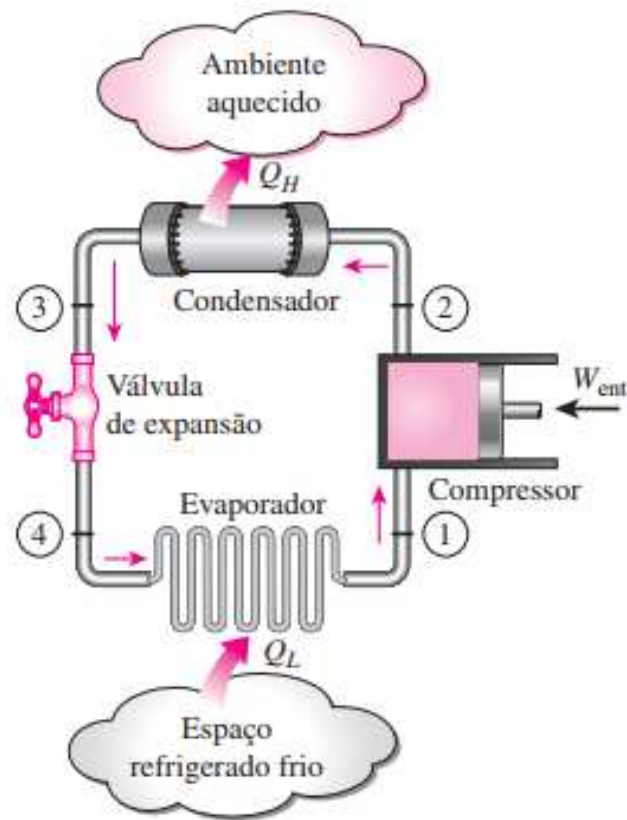
A *aproximação simultânea* que é capaz de resolver qualquer configuração de sistemas, é justificada quando se deseja utilização de um esquema baseado em componentes, neste método de solução é possível dissociar o solucionador do sistema com os modelos dos componentes, onde o solucionador apenas necessita de saber a conexão entre os componentes (as variáveis de entrada e saída de cada modelo) para realizar o balanço de massa, energia e momento. As vantagens desse método estão na generalidade e flexibilidade, não é necessário se modificar o programa para modelar um ciclo diferente, ou alterar algum componente. Os autores em Winkler *et al.*, (2008) compararam os três métodos mais comuns de solução de equação não linear, o de Newton-Raphson, quasi-Newton utilizando o método Broyden e Powells.

Os softwares geralmente utilizam o método de Newton-Raphson para a convergência numérica para sistemas de aproximação simultânea.

2.2 MODELAGEM DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Os quatro componentes principais do sistema de refrigeração por compressão de vapor são mostrados na figura 1.

Figura 1 – Esquema do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.



fonte: Çengel (2012)

A seguir serão apresentados as principais estratégias na literatura para a resolução dos componentes principais.

2.2.1 Tipos de modelos do Compressor

O compressor é o coração do sistema de refrigeração por compressão de vapor e responsável por determinar a capacidade do sistema junto o dispositivo de expansão (QIAO *et al.* 2010). O tipo de compressor mais utilizado nesse tipo de sistema é o *recíproco*. Este componente é responsável pela maioria do consumo de energia do sistema de refrigeração, portanto a eficiência do compressor é um ponto chave no projeto de um sistema.

Existem na literatura vários modelos para compressores, porém eles podem ser divididos em três categorias definidas pelos autores em Zhao *et al.*, (2009), e serão vistos a seguir.

- *modelos black-box;*
- *modelos gray-box;*
- *modelos white-box.*

Os *modelos black-box*, também são conhecidos como modelos baseados em *mapas de funcionamento* (*map-based models*), (SHAO *et al.* 2004). São baseados em extensos dados experimentais de funcionamento do compressor modelado, os seus dados são extraídos de curvas de ajustes polinomiais dos parâmetros de performance, podendo citar *vazão mássica, potência e temperatura de descarga*. Estes tipos de modelos são os mais simples, pois não consideram nenhum parâmetro físico e geométrico do equipamento real simulado. Este tipo de modelo é bem limitado, sendo dependente de apenas dos dados prévios, também não possuem capacidade de extrapolação de valores, devido a baixa acurácia e são válidos apenas dentro das condições previamente mapeadas.

Os *modelos gray-box*, ou "*modelos baseados em eficiência*", ou modelos "*semi-empíricos*", (JABARBO *et al.* 2002). São baseados na compressão ideal e utilizam as relações termodinâmicas para encontrar as eficiências volumétrica e isentrópica. Pelo fato destes modelos derivarem de parâmetros físicos possuem boa aproximação de extrapolação, em geral baixo custo computacional e são muito utilizados para se prever a performance do compressor (QIAO *et al.* 2010).

Os *modelos white-box*, também conhecidos são como *modelos-detalhados* (CHEN *et al.* 2002), este método requer várias configurações que simulam vários comportamentos físicos que ocorrem no compressor. Pode-se listar algumas delas, a compressão do fluido de trabalho, a transferência de calor entre o gás e a estrutura do compressor, a dissipação de calor da carcaça, as perdas mecânicas por atrito, quedas de pressão, caracterização do escoamento. Estas simulações são complexas e baseadas em CFD (*computer fluid dynamics*). Simulações deste nível de detalhamento são utilizadas para projetos de compressores. Sua implementação em um ciclo de refrigeração possui elevado custo computacional e não é recomendado pelos autores em Qiao *et al.* (2010).

2.2.2 Tipos de modelos para trocadores de calor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor possui necessariamente dois trocadores de calor (figura 1). Um trocador para rejeitar calor para a fonte quente e outro para absorver calor da fonte fria. Nestes trocadores de calor ocorre a mudança de fase do fluido refrigerante, onde a energia térmica é transferida do fluido, ou para o fluido com o ambiente externo ao trocador. Devido a este fenômeno o evaporador é responsável por absorver energia térmica do ambiente externo e o condensador por rejeitar calor para o ambiente externo.

De acordo com os autores de Qiao *et al.*, (2010) os trocadores de calor podem ser modelados de quatro formas características.

- modelos de parâmetros concentrados (*lumped parameters model*);
- modelos de zonas (*moving boundary model*);

- modelo de parâmetros distribuídos (*finite volume models*);
- modelo tubo a tubo (*tube-by-tube models*).

Os *modelos de parâmetros concentrados* são os mais simples, o trocador de calor é tratado como um único volume de controle. O coeficiente global de transferência (U), as propriedades físicas e térmicas do refrigerante são todos considerados constantes. Neste modelo o método da diferença de temperatura média logarítmica ($LMTD$) e o método da efetividade NTU (em português NUT, *Número de Unidades de Transferência*), ($\varepsilon - NTU$) são os mais utilizados por se utilizarem de parâmetros concentrados. Estes modelos não consideram a mudança de fase no trocador de calor, assim no caso de evaporadores e condensadores possuem erros razoáveis. Entretanto segundo Qiao *et al.*, (2010) os modelos de parâmetros concentrados são geralmente aplicados nos ciclos em que uma análise qualitativa é suficiente para o estudo de caso.

Nos *modelos de zonas* o trocador de calor é sub-dividido em diferentes volumes de controle, baseando-se no estado físico do fluido refrigerante, onde as áreas delimitadas são: vapor-superaquecido, líquido sub-resfriado e região de transição de fase. Onde cada sessão dessa é considerada um único volume de controle com o fluido refrigerante apresentando propriedades constantes. Qiao *et al.* (2010), afirmam que esses modelos são mais precisos que os de parâmetros concentrados e ainda apresentam favorável velocidade computacional.

Nos *modelos de parâmetros distribuídos*, ocorre a divisão do trocador de calor em finitos volumes de controle conectados entre si independentes da fase do refrigerante, onde cada volume de controle é computado individualmente e em sequência. São calculadas as propriedades termofísicas e condições de escoamento, onde a saída de dados de cada volume de controle alimenta a entrada do próximo (QIAO *et al.*, 2010). Os autores também afirmam que para os modelos de parâmetros distribuídos é necessário uma boa avaliação da velocidade computacional versus precisão, pois um detalhamento muito grande do trocador não aumenta tanto a precisão, mas o custo computacional aumenta vertiginosamente.

Os modelos até então apresentados consideram que as condições do fluxo de refrigerante e ar são constantes e uniformes ao longo da aleta e dos tubos, as condições de assimetria que ocorrem em um trocador de calor podem ser computadas ao se utilizar o *método tubo-a-tubo*. Qiao *et al.*, (2010) explicam que nestes modelos o tubo pode ser dividido em um único volume de controle ou fragmentado em sub-volumes de forma a considerar as assimetrias. Assimétricas essas de escoamento, variações nas propriedades do refrigerante e ar, acúmulos de pressão, entre outros. Dos modelos amplamente utilizados este é o mais preciso, porém o mais custoso computacionalmente, a aplicação destes modelos é indicada para projeto e/ou análise de um trocador de calor individual.

2.2.3 Tipos de modelos do Dispositivo de expansão

Os principais tipos de dispositivo de expansão para sistemas de refrigeração por compressão de vapor, são o *tubo capilar*, *válvula termostática* e *válvula automática*, onde a escolha de qual se deseja utilizar depende das características operacionais do sistema e do projeto envolvido. A principal válvula é a termostática, onde se controla a temperatura de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

O dispositivo de expansão é responsável pela queda de pressão do sistema, separando a linha de fluido de alta pressão para baixa pressão. O refrigerante geralmente entra no tubo capilar como líquido sub-resfriado a temperatura superior ao ambiente, ou baixo título, sofrendo a expansão saindo com título médio e baixa temperatura (inferior à câmara fria).

O tubo capilar é um tubo de 1 a 6m de comprimento e 0,5 a 2mm de diâmetro interno amplamente utilizado em sistemas de refrigeração com capacidades de até 10kW. No tubo capilar a condição transiente é sempre temporária, devido ao fato de não haver uma regulação de vazão ou queda de pressão, ou qualquer tipo de controle, assim o sistema sempre circula em regime permanente, onde a vazão mássica bombeada pelo compressor é a mesma que passa pelo tubo capilar. Outra característica importante deste dispositivo é que o sistema de refrigeração, ao ser desligado, fica com a mesma pressão em todos os pontos, facilitando assim a partida do compressor, (STOECKER, 1985).

Qiao *et al.* (2010), classificam as simulações dos dispositivos de expansão em dois tipos.

- modelos baseados em correlação (*correlation-based models*);
- modelos de parâmetros distribuídos (*distributed parameter models*).

Os *modelos baseados em correlações* tendem a calcular a vazão mássica considerando a pressão de saída e as condições de entrada do fluido (STOECKER, 1985). Estes modelos são um conjunto de equações que possui boa precisão em regressão linear dos dados experimentais, mas baixa capacidade de extrapolação. Outra desvantagem deste tipo de modelo é que as equações elaboradas tendem a ser dependentes do fluido refrigerante utilizado, e para alguns refrigerantes simplesmente esse modelo não funciona (QIAO *et al.* 2010). Os modelos correlacionados são simples e eficazes para as condições operacionais.

Na literatura o principal modelo por correlação encontrado é proposto por Wolf *et al.*, 1998 utilizando o teorema de Buckingham π , feito a partir de parâmetros adimensionais em uma ampla gama de dados coletados para diferentes fluido refrigerante.

Os *modelos de parâmetros distribuídos*, assim como o modelo para trocador de calor estes modelos consideram o escoamento homogêneo, onde o escoamento no tubo

capilar é classificado e realizado uma série de considerações físicas sobre o que acontece no escoamento (QIAO *et al.* 2010). Assumindo que o escoamento bifásico pode ser considerado como homogêneo ou não, tem-se que este modelo é subdividido em dois sub-tipos de modelos. *Modelos de fluxo homogêneo* (BANSAL & RUPASINGH, 1998) e *modelos de fluxo separado* (DING, 2007).

Ao se considerar os fenômenos físicos existem quatro regiões típicas no tubo capilar: região de líquido sub-resfriado, região líquida metaestável, região bifásica metaestável e região bifásica de equilíbrio (VALLADARES *et al.* 2002)

Tanto para os modelos correlacionados quanto os de parâmetros distribuídos, os dispositivos de expansão podem ser considerados *adiabáticos* ou *não-adiabáticos*. Nos sistemas de refrigeração simples, são considerados adiabáticos devido ao fato que a troca térmica do refrigerante com o ambiente durante a expansão é desprezível em comparação com o salto entálpico no dispositivo de expansão, enquanto em sistemas que operam em condições especiais, como por exemplo o ar condicionado automotivo, os efeitos de transferência de calor no tubo capilar e na tubulação devem ser considerados (MELO *et al.* 1999).

2.3 MODELOS IMPLEMENTADOS

Na bancada *Amatrol T7082* pode-se identificar os quatro componentes principais apresentados na figura 2

Figura 2 – Bancada Amatrol T7082 em destaque os componentes principais.



Fonte: Adaptado do site da Amatrol

A modelagem do ciclo, se inicia pelos componentes mais importantes, que vão definir a qualidade e o custo computacional bruto da simulação. Estes componentes são

os trocadores de calor, que a partir do seu detalhamento de modelo, fornecem uma base para a modelagem dos demais componentes e do ciclo.

Para os trocadores de calor foi aplicado o *modelo de zonas*, que considera o condensador em três zonas (vapor superaquecido, saturação e líquido sub-resfriado) e o evaporador em duas zonas (evaporação e vapor superaquecido), detalhados a seguir.

O compressor, é modelado utilizando um *modelo gray-box*, ou seja, um *modelo semi-empírico*. O tubo capilar é modelado por *correlações empíricas*. Estes modelos escolhidos apresentam uma precisão equivalente ao modelo escolhido para os trocadores de calor e este foi limitado pela incerteza experimental nos medidores da bancada.

A partir dos modelos dos componentes, o ciclo é modelado utilizando-se o método da *aproximação sucessiva*, para o sistema operando em *regime permanente* por ser considerado como um sistema simples.

3 MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos dos trocadores de calor, do compressor e do tubo capilar, que são os componentes principais no ciclo de refrigeração.

3.1 MODELO TROCADORES DE CALOR

O ciclo de refrigeração e portanto, a bancada didática possuem dois trocadores de calor. Os trocadores em estudo possuem mudança de fase, são eles: um condensador e um evaporador. Os trocadores de calor estudados mostrados na figura 2 são classificados como: escoamento cruzado (*cross-flow*), e também podem ser classificados como trocadores compactos com aletas (KAYS & LONDON, 1984), com o fluido externo (ar) não-misturado e o fluido refrigerante (R134a) misturado.

Ambos os trocadores, evaporador e condensador, possuem a mesma geometria, distinguindo entre si parâmetros operacionais, como por exemplo os estados de entrada do refrigerante e as velocidades do ar escoando por convecção forçada.

Para o balanço de energia dos trocadores podem ser utilizados o métodos da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD - *Log mean temperature difference*), ou o método da efetividade-NTU ($\varepsilon - NTU$).

O método da LMTD é utilizado quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio são conhecidas ou podem ser determinadas a partir do balanço de energia. Uma vez conhecido o valor da LMTD, as vazões mássicas e o coeficiente global de transferência de calor, a área de transferência de calor do trocador pode ser determinada (ÇENGEL, 2012). Por isso, o método LMTD é indicado para projetos quando se define o tamanho do trocador para um ponto de operação descrito.

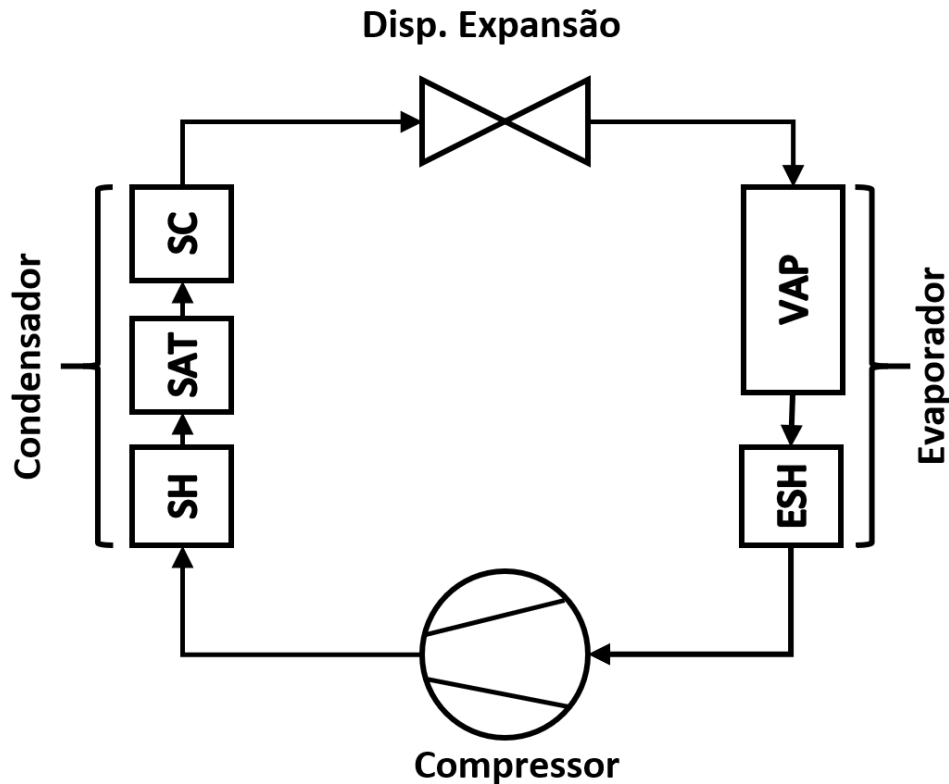
Já o método $\varepsilon - NTU$ utiliza das vazões mássicas dos fluidos quente e frio, das temperaturas de entrada, do tipo e da geometria do trocador de calor para determinar a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio. Ou seja, toda a geometria é conhecida, mais as *temperaturas de saída* não são (ÇENGEL, 2012). O $\varepsilon - NTU$ é utilizado para simulações onde se tem um componente determinado e deseja-se obter os estados de saída dos fluido.

Como referência para a elaboração dos modelos por zonas utilizou-se as seguintes referências: o artigo de Costa & Parise (1993), o livro *Heat Transfer* por Nellis & Klein (2009) e a dissertação de mestrado de Matos Zigmantas (2006). Sendo o livro de Nellis & Klein (2009) a principal referência utilizada.

Os trocadores de calor são divididos em *zonas*. Cada zona representa uma fase do fluido refrigerante.

O condensador tem a função de receber um vapor superaquecido, condensar todo esse fluxo de fluido, e continuar alimentando o sistema com um líquido sub-resfriado na maior parte das vezes, então ele pode ser dividido em **três zonas distintas** de acordo com o estado do fluido em escoamento nos moldes do modelo por zonas, conforme mostrado na figura 3.

Figura 3 – Zonas dos trocadores de calor.



Fonte: O autor.

O condensador é dividido em:

- zona de vapor superaquecido [sh];
- zona de transição de fase ou zona de condensação [sat];
- zona de sub-resfriamento [sc].

O evaporador tem como função receber uma mistura líquido vapor, evaporar todo esse fluxo e em uma situação ideal fornecer vapor superaquecido para o compressor, pode então ser dividido em **duas zonas distintas** de acordo com o estado do fluido em escoamento, como mostrado na figura 3.

O evaporador é dividido em:

- zona de evaporação [vap];

- zona de vapor superaquecendo [**esh**].

Cada uma dessas *cinco zonas* descritas acima são consideradas e analisadas como um trocador de calor independente dentro de um sistema. O balanço de energia, a aplicação do $\varepsilon - NTU$ e o cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U) é individual para cada uma dessas zonas.

Basicamente cada uma dessas zonas são calculadas da seguinte forma:

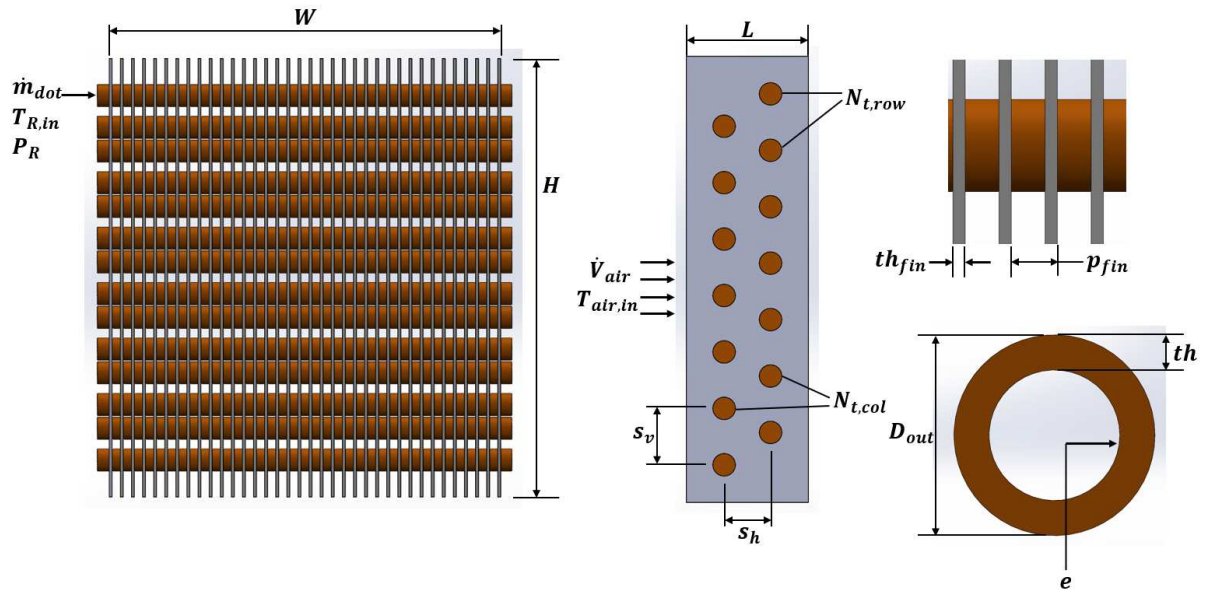
- equações de balanço;
- equações de efetividade;
- equações do coeficiente global e coeficientes de troca de calor.

O modelo adotado conta com as seguintes hipóteses simplificadoras.

- queda de pressão desprezada durante a passagem do refrigerante no condensador e aplicada uma queda de pressão percentual com base na média dos dados coletados;
- não há queda de pressão do evaporador;
- coeficientes de troca de calor constantes em cada zona (*sh, sat, sc, vap e esh*);
- utiliza-se a temperatura de bulbo seco e a umidade é desprezada;
- a resistência de condução do calor pela parede do tubo é desprezível (R_{cond});
- resistência a incrustação dentro do tubo desprezível ($R_{f,in}$);
- escoamento dos fluídos dos trocadores modelados por *ambos sem-mistura*, devido o fato de que a literatura justifica que é mais correto se utilizar essa correlação para o $\varepsilon - NTU$ que a não-misturado/misturado em modelos numéricos (NELLS & KLEIN, 2009).

Na figura 4, está a ilustração do modelo dos trocadores de calor da bancada, ambos possuem geometria e construção idênticas, diferindo apenas a sua função no ciclo de refrigeração como um todo.

Figura 4 – Configuração geométrica dos trocadores de calor.



fonte: O autor.

Onde na figura 4 tem-se os seguintes dados:

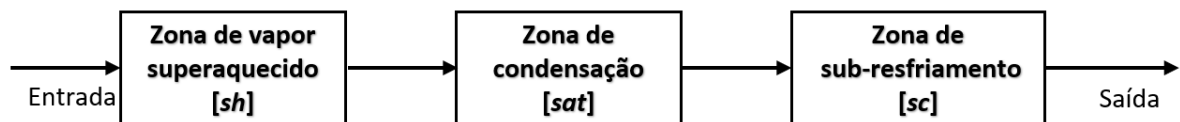
- Qual o refrigerante e seu estado termodinâmico;
 - \dot{m}_R = vazão mássica do refrigerante;
 - P_R = pressão de entrada do refrigerante;
 - $T_{R,in}$ = temperatura de entrada do refrigerante;
- Os valores do escoamento do ar externo;
 - \dot{V}_{air} = Vazão volumétrica do ar na entrada;
 - $T_{air,in}$ = Temperatura do ar na entrada;
- W = comprimento da face frontal do trocador de calor;
- H = altura da face frontal do trocador de calor;
- L = espessura do trocador de calor;
- $N_{t,row}$ = número de linhas de tubos;
- $N_{t,col}$ = número de colunas de tubos;
- s_h = espaçamento horizontal entre os tubos;
- s_v = espaçamento vertical entre os tubos;

- D_{out} = espessura externa do tubo;
- th = espessura da parede do tubo;
- e = rugosidade superficial interna do tubo;
- th_{fin} = espessura da aleta;
- p_{fin} = passe da aleta.

3.1.1 Condensador

O modelo de três zonas desenvolvido foi estabelecido com base na geometria e as considerações do trocador de calor que se encontra na bancada utilizado.

Figura 5 – Divisões do condensador.



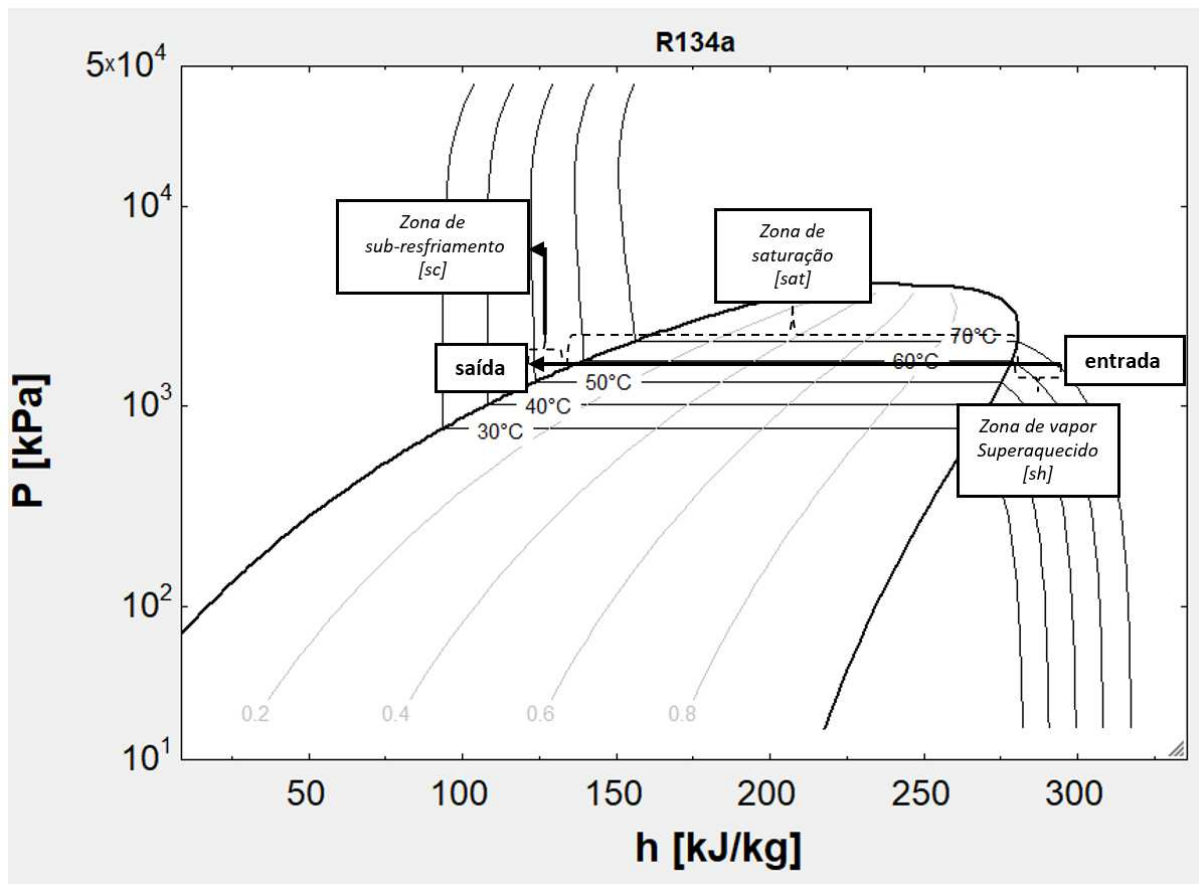
fonte: O autor.

Na figura 5 estão ilustrados as diferentes zonas que foi dividida o modelo do condensador para cada estado do refrigerante durante o escoamento.

O modelo desenvolvido para as três zonas, determina então a proporção de cada região do trocador de calor mostradas na figura 5 à partir do balanço de energia e propriedades termodinâmicas e condições físicas modeladas.

No diagrama P-h figura 6, ilustra de forma exemplificada a variação de fase do fluido refrigerante durante a sua passagem no condensador.

Figura 6 – Exemplo de uma possível trajetória dos estados do refrigerante no condensador.

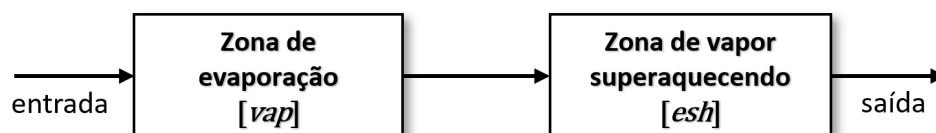


fonte: O autor.

3.1.2 Evaporador

O modelo utilizado para o evaporador considera duas zonas conforme mostrado na figura 7, proporcionando-se estimar o estado de saída do refrigerante.

Figura 7 – Regiões discretizadas para o modelo evaporador.

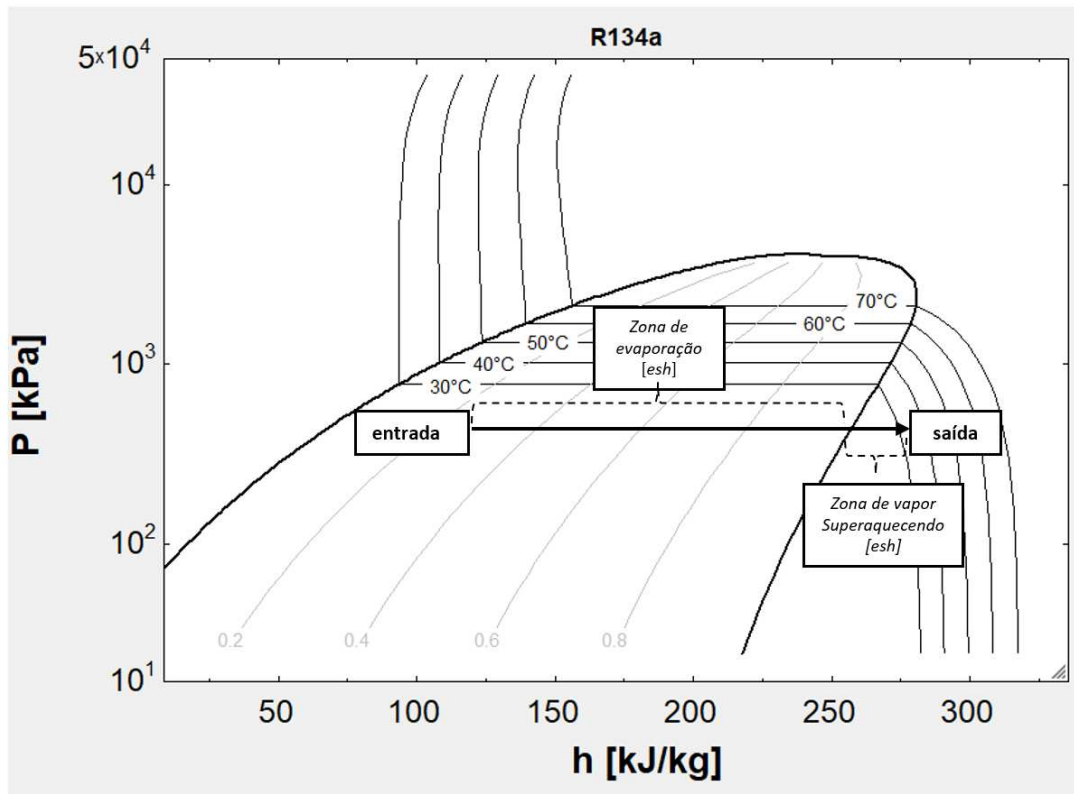


fonte: O autor.

Determina-se a proporção de cada uma dessas regiões mostradas na figura 7 à partir do balanço de energia, propriedades termodinâmicas e condições físicas modeladas.

No diagrama P-h da figura 8 pode-se observar de forma exemplificada a variação de fase no refrigerante durante sua passagem no evaporador.

Figura 8 – Exemplo de uma possível trajetória dos estados do refrigerante no evaporador.



fonte: O autor.

3.1.3 Equações de balanço e efetividade

Nesta primeira parte do modelo, são apresentadas **as equações do balanço de energia e massa** utilizadas de forma geral em cada zona dos trocadores e em seguida apresentada as particularidades de cada uma delas.

Conforme explicado, os modelos utilizam o método $\varepsilon - NTU$ e cada zona possui seu balanço interno. Aparte da determinação dos coeficientes globais de cada zona de transferência de calor que são descritas posteriormente, para o balanço, são considerados o conhecimento prévio das resistências térmicas.

Assim na forma geral o balanço:

A capacidade térmica do refrigerante (C_R) é dada por:

$$C_R = \dot{m}_R \cdot c_{p,R} \quad (3.1)$$

Onde:

- \dot{m}_R é a vazão mássica de refrigerante;
- $c_{p,R}$ é o calor específico do refrigerante.

A capacidade térmica do ar é:

$$C_{air} = \dot{m}_{air} \cdot c_{p,air} \quad (3.2)$$

Onde:

- \dot{m}_{air} é a vazão mássica de ar que passa no trocador de calor;
- $c_{p,air}$ é o calor específico do ar.

A capacidade térmica mínima (C_{min}) e máxima (C_{max}) da zona é obtida por:

$$C_{min} = MIN(C_R, C_{air}) \quad (3.3)$$

$$C_{max} = MAX(C_R, C_{air}) \quad (3.4)$$

A taxa de troca de calor (\dot{q}) é dada por:

$$\dot{q} = \dot{m}_R (h_{R,in} - h_{R,out}) \quad (3.5)$$

Onde:

- $h_{R,in}$ é a entalpia do refrigerante na entrada da zona;
- $h_{R,out}$ é a entalpia do refrigerante na saída da zona.

Os trocadores de calor são de fluxo cruzado, logo utiliza-se as relações $\varepsilon - NTU$.

A maior taxa troca de calor (\dot{q}_{max}) possível é dada por:

$$\dot{q}_{max} = C_{min} (T_{R,in} - T_{air,in}) \quad (3.6)$$

Onde:

- $T_{R,in}$ é a temperatura de entrada do refrigerante;
- $T_{air,in}$ é a temperatura de entrada do ar.

A efetividade da zona é dada por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} \quad (3.7)$$

A razão de capacidades térmicas (C_c) é:

$$C_c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.8)$$

Aplicando-se a hipótese simplificadora que considera para a simulação numérica *ambos os fluídos sem mistura*. Pode-se determinar, o NTU - *número de unidades de transferência*, através da seguinte equação à seguir:

Para o refrigerante em estado monofásico:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{C_c} \left\{ \exp(-C_c NTU^{0.78}) - 1 \right\} \right] \quad (3.9)$$

A equação 3.9, representa a *relação da efetividade com o NTU*, ela é dada de acordo com a característica do trocador de calor em estudo, no caso é considerado como escoamento cruzado com ambos os fluídos sem mistura de acordo com Nellis & Klein, (2009) e pode ser encontrada nos livros de transferência de calor.

A condutância da zona é dada por:

$$UA = C_{min} NTU \quad (3.10)$$

Particularidades de cada zona:

O balanço acima descrito é o mesmo para as cinco zonas, porém durante a passagem do refrigerante pelos trocadores de calor sua fase sofre mudança.

Assim, de forma simples para entendimento do leitor cada uma das cinco zonas existem particularidades:

[*sh*, *sc* e *esh*] - Zonas monofásicas:

- Balanço normal, conforme acima descrito.

[*sat* e *vap*] - Zonas de transição de fase:

- C_R é infinito, portanto desprezado;
- $C_{min} = C_{air}$;
- A Eq. 3.9 é substituída por: $NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$.

Particularidades do condensador:

A entalpia do refrigerante na saída do condensador ($h_{R,out}$), dada por:

$$h_{R,out} = h_{R,l,sat} - \frac{\dot{q}_{sc}}{\dot{m}_R} \quad (3.11)$$

Onde:

- \dot{q}_{sc} é a taxa de troca de calor na sessão de sub-resfriamento do condensador;
- $h_{R,l,sat}$ é a entalpia do refrigerante líquido saturado.

A temperatura de saída do refrigerante saindo o condensador é calculada através das tabelas das propriedades do refrigerante.

A taxa total de transferência de calor no condensador (\dot{q}_{cond}) é dada por:

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_{sh} + \dot{q}_{sat} + \dot{q}_{sc} \quad (3.12)$$

A temperatura de saída do ar pelo condensador é dada por:

$$T_{air,out} = T_{air,in} + \frac{\dot{q}_{cond}}{\dot{m}_{air}c_{p,air}} \quad (3.13)$$

Particularidades do evaporador:

A entalpia do refrigerante na saída do evaporador ($h_{R,out,e}$), dada por:

$$h_{R,out,e} = h_{R,v,sat} + \frac{\dot{q}_{esh}}{\dot{m}_R} \quad (3.14)$$

Onde:

- $h_{R,v,sat}$ é a entalpia de vapor saturado;
- \dot{q}_{esh} é a quantidade de calor trocado na zona de vapor superaquecendo.

A temperatura do refrigerante saindo o evaporador é calculada através das tabelas das propriedades do refrigerante à partir de $h_{R,out,e}$ e da *pressão do refrigerante*.

A taxa total de transferência de calor no evaporador (\dot{q}_{eva}) é dada por:

$$\dot{q}_{eva} = \dot{q}_{vap} + \dot{q}_{esh} \quad (3.15)$$

A temperatura de saída do ar pelo evaporador ($T_{air,out,e}$) é:

$$T_{air,out,e} = T_{air,in} - \frac{\dot{q}_{eva}}{\dot{m}_{air}c_{p,air}} \quad (3.16)$$

3.1.4 Equações do coeficiente global

A condutância de cada zona é calculada a partir da seguinte forma:

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} \quad (3.17)$$

Onde:

- R_{tot} é a resistência térmica total.

A resistência térmica total é a soma das demais resistências térmicas do sistema em estudo, como pode-se observar:

$$R_{tot} = R_{in} + R_{f,in} + R_{cond} + R_{out} \quad (3.18)$$

Onde:

- R_{in} é a Resistência à convecção entre o refrigerante e a superfície interna do tubo;
- $R_{f,in}$ é a Resistência ao incrustamento que ocorre na parede interna do tubo (desprezada);
- R_{cond} é a Resistência de condução do calor pela parede do tubo (desprezada);
- R_{out} é a Resistência de convecção entre o ar e a parede das aletas e a área exposta do tubo.

Então, cada uma dessas resistências precisa ser calculada em sua respectiva participação.

Assim, cabe introduzir aqui algumas relações geométricas a partir dos dados de entrada previamente estabelecidos na Figura 4, essas relações são utilizadas para o cálculo dos coeficientes de transferência também.

O comprimento total do tubo (L_{tube}) é definido por:

$$L_{tube} = N_{t,row} N_{t,col} W \quad (3.19)$$

Área frontal total aletada ($A_{s,fin,tot}$), Área frontal total sem aleta ($A_{s,unfin}$) e a Área frontal total de superfície exposta (A_{tot}) são definidas:

$$A_{s,fin,tot} = 2 \frac{W}{p_{fin}} \left(HL - N_{t,row} N_{t,col} \frac{\pi D_{out}^2}{4} \right) \quad (3.20)$$

$$A_{s,unfin} = \pi D_{out} L_{tube} \left(1 - \frac{th_{fin}}{p_{fin}} \right) \quad (3.21)$$

$$A_{tot} = A_{s,fin,tot} + A_{s,unfin} \quad (3.22)$$

A Temperatura média de entrada (\bar{T}_{avg}) é dada por:

$$\bar{T}_{avg} = \frac{(T_{R,in} + T_{air,in})}{2} \quad (3.23)$$

A vazão mássica do ar (\dot{m}_{air}), utilizada no balanço de energia e no cálculo da condutância é definida por:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \dot{V}_{air} \quad (3.24)$$

O diâmetro interno do tubo (D_{in}) é dado por:

$$D_{in} = D_{out} - 2th_{fin} \quad (3.25)$$

A *resistência de convecção externa* (R_{out}) é dada pela fórmula:

$$R_{out} = \frac{1}{\eta_o \alpha_{out} A_{tot}} \quad (3.26)$$

Onde:

- η_o é a eficiência total da superfície;
- α_{out} é o coeficiente de transferência de calor externo.

Então, a resistência térmica à convecção externa da zona em estudo ($R_{out,zona}$) é dada por:

$$R_{out,zona} = \frac{R_{out}}{f_{zona}} \quad (3.27)$$

Onde:

- f_{zona} é a porcentagem do trocador de calor que se destina a zona em análise.

A *resistência térmica à convecção interna* (R_{in}) é dada por:

$$R_{in} = \frac{1}{\alpha_R \pi D_{in} L_{zona}} \quad (3.28)$$

$$L_{zona} = f_{zona} \cdot L_{tube} \quad (3.29)$$

Onde:

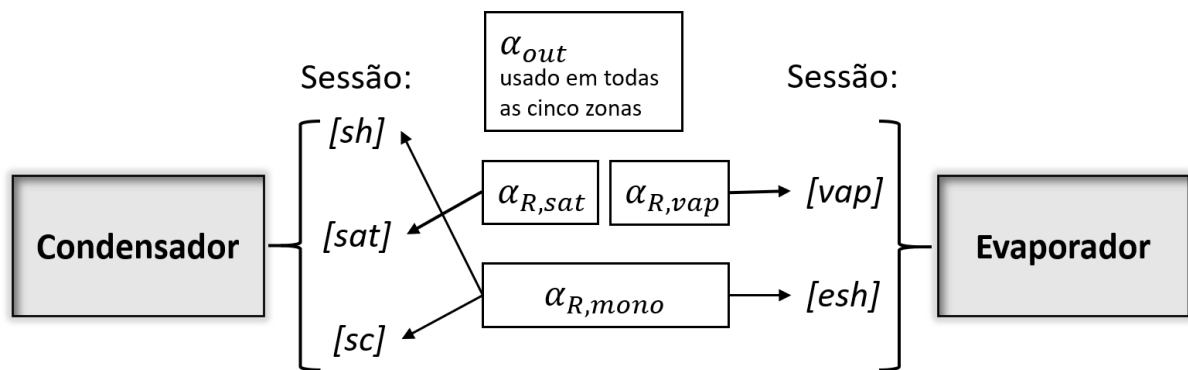
- L_{zona} é o comprimento linear de tubulação da zona em análise;
- α_R é o coeficiente de transferência de calor entre o refrigerante e a parede do tubo do trocador de calor para a zona em estudo.

3.1.5 Coeficientes de transferência de calor

Para a realização do cálculo das *resistências térmicas* do condensador e do evaporador, são utilizados os *coeficientes de transferência de calor* (α_R) para as diversas fases do refrigerante.

Assim para definir tais correlações em seus respectivos modelos numéricos optou-se por colocar separadamente dos modelos, devido ao fato de que essas correlações apresentadas nessa sessão são utilizadas mais de uma vez entre os dois modelos conforme apresentado no esquema da figura 9.

Figura 9 – Esquema da relação entre as zonas e os coeficientes de transferência de calor.



fonte: O autor.

Onde:

- α_{out} é o coeficiente de transferência de calor por convecção externa;
- $\alpha_{R,mono}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção interna para escoamento monofásico;
- $\alpha_{R,sat}$ é o coeficiente de transferência de calor para a condensação do refrigerante;
- $\alpha_{R,vap}$ é o coeficiente de transferência de calor para a evaporação do refrigerante.

Durante o escoamento do refrigerante nos trocadores de calor o refrigerante possui particularidades: ou ele está monofásico, ou ele está condensado, ou evaporando.

A correlação para o escoamento monofásico funciona tanto pra vapor quanto líquido, já as correlações para os fenômenos da condensação e evaporação são muito distintas necessitando de uma para cada caso conforme mostrado na figura 9.

3.1.5.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção externa (α_{out} e η_o)

Um dos maiores desafios para o modelo dos trocadores em estudo é justamente encontrar o coeficiente de transferência de calor externo, do lado do ar (α_{out}), assim utilizou-se o modelo apresentado por Nellis & Klein (2009), que utiliza os dados encontrados por Kays & London (1984).

O coeficiente de transferência de calor é dado através da equação (3.30) de Kays & London (1984), onde os autores desenvolvem um extensivo estudo sobre trocadores de calor, considerando várias geometrias e desenvolvendo **correlações empíricas** para essas geometrias em diversas características operacionais.

Assim, pode-se encontrar o α_{out} utilizando as correlações empíricas de uma geometria aproximada desenvolvida por Kays & London (1984) para as seguintes condições: trocador com aletas, de fluxo cruzado, escoamento não-misturado/misturado. Essa geometria aproxima é a *tubo circular com aletas 8.0-3/8T* da referência, utilizada para a determinação do fator de Colburn.

$$\alpha_{out} = \frac{j_{air} G_{air} c_{p,air}}{Pr_{air}^{2/3}} \quad (3.30)$$

Onde:

- j_{air} é o fator de Colburn;
- G_{air} é o fluxo mássico [$kg/(s \cdot m^2)$];
- $c_{p,air}$ é o calor específico do ar;
- Pr_{air} é o número de Prandtl para o ar.

G_{air} é definido por:

$$G_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\sigma_{area} W \cdot H} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{s,unfin}} \quad (3.31)$$

Onde:

- σ_{area} é a razão de área disponível para escoamento de ar sobre a área total, $\sigma_{area} = A_{s,unfin}/(W \cdot H)$;
- W é o comprimento frontal;

- H é a altura.

A área do trocador de calor que permite a passagem do escoamento de ar, área sem aleta é dado por:

$$A_{s,unfin} = \pi D_{out} L_{tube} \left(1 - \frac{th_{fin}}{p_{fin}} \right) \quad (3.32)$$

Onde:

- $A_{s,unfin}$ é a área frontal do trocador de calor que permite a passagem do escoamento de ar;
- W é o comprimento frontal do trocador de calor;
- H é a altura frontal do trocador de calor;
- L_{tube} é o comprimento total da tubulação;
- D_{out} é o diâmetro externo do tubo;
- th_{fin} é a espessura da aleta;
- p_{fin} é o passe da aleta.

O número de Prandtl (Pr_{air}) é uma propriedade do ar para a temperatura média do ar (\bar{T}_{avg}) e a pressão ambiente, extraído de tabelas termodinâmicas.

O fator de Colburn (j_{air}) é dado através dos resultados experimentais de Kays & London (1984) e pela equação 3.33.

$$j_{air} = StPr^{2/3} \quad (3.33)$$

O valor de $StPr^{2/3}$ é um dado empírico para a geometria do *tubo circular com aletas, superfície 8.0-3/8T*, estudada por Kays & London (1984).

A *tubo circular com aletas, superfície 8.0-3/8T* (KAYS & LONDON, 1984), é a geometria aproximada para o trocador de calor presente na bancada. Na referente literatura encontram-se gráficos e tabelas correlacionando o número de Reynolds com o fator de Colburn. Conforme apresentado nas figuras 15 e 21, a geometria dos trocadores são idênticas.

O número de Reynolds é dado por:

$$Re = \frac{G_{air} D_{h,fin}}{\mu_{air}} \quad (3.34)$$

Onde:

- μ_{air} é a viscosidade dinâmica do ar;
- $D_{h,fin}$ é o diâmetro hidráulico do espaço entre as aletas.

$D_{h,fin}$ é definido por:

$$D_{h,fin} = 4 \frac{A_c L}{A} \quad (3.35)$$

Onde:

- A_c área da seção transversal de fluxo;
- A é a área total de transferência de calor;
- L é o total comprimento do trocador de calor.

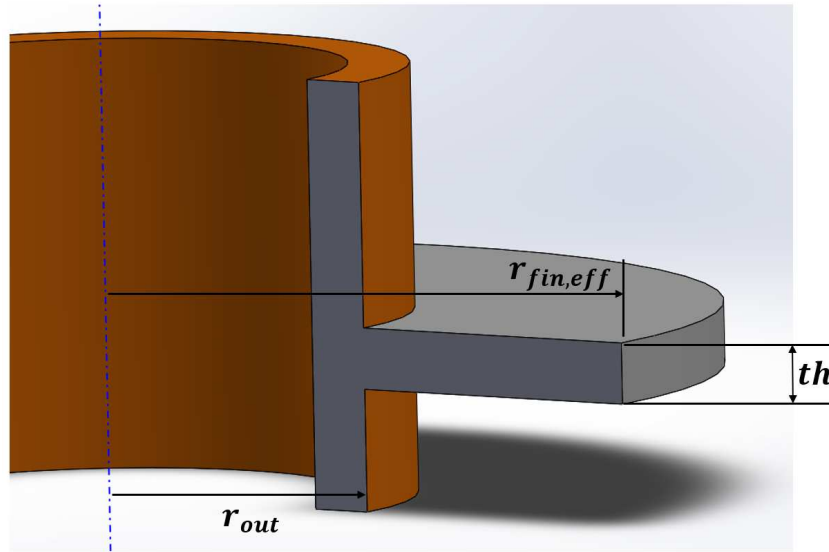
A eficiência da superfície (η_o) é determinada da seguinte forma:

Primeiramente encontra-se o raio efetivo da aleta ($r_{fin,eff}$), calculado segundo a seguinte equação:

$$A_{s,fin,tot} = 2 \frac{L_{tube}}{p_{fin}} \pi \left[r_{fin,eff}^2 - \left(\frac{D_{out}}{2} \right)^2 \right] \quad (3.36)$$

Para a eficiência da aleta (η_{fin}) realiza-se a modelagem considerando uma aleta infinita e considera-se uma aleta retangular anular (*rectangular annular fin*), na Figura 10 podemos ver as as considerações para a aleta, apresentados pelos autores Nellis & Klein (2009).

Figura 10 – geometria da aleta utilizada para calcular sua eficiência.



fonte: O autor.

O cálculo da eficiência da aleta é regido pelas seguintes equações:

$$A_{s,fin} = 2\pi \left(r_{fin,eff}^2 - \left(\frac{D_{out}}{2} \right)^2 \right) \quad (3.37)$$

$$mr_{out} = \left(\sqrt{\frac{2\alpha_{out}}{k_m th_{fin}}} \right) \frac{D_{out}}{2} \quad (3.38)$$

$$mr_{in} = \left(\sqrt{\frac{2\alpha_{out}}{k_m th_{fin}}} \right) r_{fin,eff} \quad (3.39)$$

Onde:

- $A_{s,fin}$ é a área efetiva da aleta;
- k_m é a condutividade térmica do material da aleta para \bar{T}_{avg} ;
- mr_{out} e mr_{in} são variáveis intermediárias para simplificação no cálculo da eficiência da aleta.

Assim η_{fin} é dada pela seguinte fórmula:

$$\eta_{fin} = \frac{2mr_{in}}{(mr_{out})^2 - (mr_{in})^2} \cdot \frac{[BesselK(1, mr_{in})BesselI(1, mr_{out}) - BesselI(1, mr_{in})BesselK(1, mr_{out})]}{[BesselI(0, mr_{in})BesselK(1, mr_{out}) + BesselK(0, mr_{in})BesselI(1, mr_{out})]} \quad (3.40)$$

Onde as *funções de Bessel* (I e K) são funções complexas, retiradas de Nellis & Klein (2009).

Logo η_o é determinado por:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{s,fin,tot}}{A_{tot}}(1 - \eta_{fin}) \quad (3.41)$$

3.1.5.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção interna para escoamento monofásico ($\alpha_{R,mono}$)

Para o coeficiente de transferência de calor por convecção interna para escoamento monofásico as correlações foram tiradas de Nellis & Klein (2009).

Inicialmente, calcula-se o *número de Reynolds* (Re_R) para as condições do refrigerante com uma *temperatura média do escoamento da respectiva zona* (\bar{T}_R).

A temperatura média do escoamento varia de acordo com a zona a ser avaliada, pois tem-se três regiões de escoamento monofásico considerando condensador e evaporador, assim o \bar{T}_R é dado por:

$$\bar{T}_R = \begin{cases} \frac{T_{R,sat} + T_{R,in}}{2} & \text{para a zona de vapor superaquecido do condensador;} \\ \frac{T_{R,sat} + T_{air,in}}{2} & \text{para a zona de vapor líquido sub-resfriado do condensador;} \\ \frac{T_{R,vap} + T_{R,in}}{2} & \text{para a zona de vapor superaquecido do evaporador.} \end{cases} \quad (3.42)$$

Onde: T é a temperatura e os sub-escritos R é refrigerante, air é o ar ambiente, vap é a zona de evaporação do evaporador, sat é a zona de saturação do condensador, in é a entrada do trocador de calor.

$$Re_R = \frac{4 \cdot \dot{m}_R}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_R} \quad (3.43)$$

Onde:

- D_h é o diâmetro hidráulico da tubulação, para tubos circular $D_h = D_{interno}$;
- μ_R é a viscosidade dinâmica do refrigerante;
- \dot{m}_R é a vazão mássica do refrigerante.

Assim com o Re_R classifica-se o escoamento em laminar ou turbulento para encontrar o Nusselt de acordo com um dos casos abaixo:

- **Se** $Re_R \leq 2300$, (*escoamento laminar*), utiliza-se a correlação de Kays & Crawford (1993):

$$Nu_R = 3,66 + \frac{\left[0,049 + \frac{0,020}{Pr_R}\right] Gz^{1,12}}{[1 + 0,065Gz^{0,7}]} \quad (3.44)$$

O número de Graetz (Gz) é:

$$Gz = \frac{D_h Re_R Pr_R}{L_{section}} \quad (3.45)$$

Onde:

- Pr_R é o número de Prandtl dado pelas tabelas termodinâmicas do refrigerante;
- $L_{section}$ é o comprimento da seção em análise (*sh, sc, esh*).
- **Se** $Re_R > 2300$, (*escoamento turbulento*), utiliza-se a relação de Gnielinski (1976):

$$Nu_{R,fd} = \frac{\left(\frac{f_{fd}}{8}\right) (Re_R - 1000) Pr_R}{1 + 12,7(Pr_R^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{f_{fd}}{8}}} \quad (3.46)$$

Para $0,5 < Pr_R < 2000$ e $2300 < Re_R < 5 \times 10^6$.

f_{fd} é o fator de fricção da região completamente formada determinada por Zigrang & Sylvester (1982):

$$f_{fd} = \left\{ -2,0 \log_{10} \left[\frac{2e}{7,54.D_h} - \frac{5,02}{Re_R} \log_{10} \left(\frac{2e}{7,54.D_h} + \frac{13}{Re_R} \right) \right] \right\}^{-2} \quad (3.47)$$

Onde: e - é a rugosidade da superfície interna do tubo.

O $Nu_{R,fd}$ é o Nusselt local, e nos interessa o Nusselt médio (Nu_R) em:

$$Nu_R \approx Nu_{R,fd} \left[1 + c \left(\frac{x}{D_h} \right)^{-m} \right] \quad (3.48)$$

Os valores aproximados para as constantes c e m são 1,0 e 0,7 respectivamente conforme apresentado por Nellis & Klein (2009).

Assim tem-se que, o coeficiente de transferência α_R é encontrado em:

$$\alpha_R = \frac{Nu_R \cdot k_R}{D_h} \quad (3.49)$$

Onde:

- k_R é a condutividade térmica do refrigerante na sessão.

3.1.5.3 Coeficiente de transferência de calor referente à condensação do refrigerante ($\alpha_{R,sat}$)

Este coeficiente é utilizado apenas no modelo do condensador.

Na literatura para o fenômeno da mudança de fase existem diversas correlações, algumas subdividindo a região de condensação em sub-regiões ainda menores, onde o refrigerante é classificado de acordo com o estado termo-físico em que se encontra. Portanto, é necessário a utilização de uma dessas correlações, para encontrar o coeficiente de transferência de calor para a condensação do refrigerante ($\alpha_{R,sat}$).

A correlação utilizada neste trabalho é proposta por Dobson & Chato (1998), validada pelos autores em Smit *et al.*, (2002) entre outros. Essas correlações, também apresentadas por Nellis & Klein (2009), reproduzidas a seguir.

A correlação classifica o regime de escoamento entre *ondulado* e *anular* dependendo do fluxo de massa (G_R) e o número de Froude modificado (Fr_{mod}).

O fluxo de massa (G_R) é:

$$G_R = \frac{4\dot{m}_R}{\pi D_{in}^2} \quad (3.50)$$

- Se $G_R > 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ o escoamento é considerado *anular* independentemente do número de Froude modificado, então $\alpha_{R,sat}$ é dado por:

$$\alpha_{R,sat} = \frac{k_{l,sat}}{D} 0,023 Re_{l,sat}^{0,8} Pr_{l,sat}^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (3.51)$$

Onde, X_{tt} é o parâmetro de Lockhart Martinelli.

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \left(\frac{\mu_{l,sat}}{\mu_{v,sat}} \right)^{0,1} \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,9} \quad (3.52)$$

- $\rho_{v,sat}$ e $\rho_{l,sat}$ são as densidades específica do refrigerante respectivamente como vapor e líquido saturado na pressão e temperatura de saturação.

- $\mu_{v,sat}$ e $\mu_{l,sat}$ são as viscosidades cinemática do refrigerante respectivamente como vapor e líquido saturado na pressão e temperatura de saturação.

- x é o título local.

E $Re_{l,sat}$ é o número de Reynolds para somente líquido escoando pelo tubo.

$$Re_{l,sat} = \frac{G_R D_{in} (1 - x)}{\mu_{l,sat}} \quad (3.53)$$

- Se $G_R < 500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, então o escoamento é *anular ou ondulado* dependendo do Fr_{mod} , que é calculado por:

$$\text{Se } Re_{l,sat} \leq 1250 \text{ então; } Fr_{mod} = \frac{0,025 Re_{l,sat}^{1,59}}{Ga^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.54)$$

$$\text{Se } Re_{l,sat} > 1250 \text{ então; } Fr_{mod} = \frac{1,26 Re_{l,sat}^{1,04}}{Ga^{0,5}} \left(\frac{1 + 1,09 X_{tt}^{0,039}}{X_{tt}} \right)^{1,5} \quad (3.55)$$

- Ga é o número de Galileo, definido como:

$$Ga = \frac{g \rho_{l,sat} (\rho_{l,sat} - \rho_{v,sat}) D^3}{\mu_{l,sat}} \quad (3.56)$$

- Se $Fr_{mod} > 20$ e $G_R < 500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ o escoamento é considerado como *anular* e o $\alpha_{R,sat}$ é dado por:

$$\alpha_{R,sat} = \frac{k_{l,sat}}{D} 0,023 Re_{l,sat}^{0,8} Pr_{l,sat}^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right) \quad (3.57)$$

- Se $Fr_{mod} < 20$ e $G_R < 500 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ o escoamento é considerado como *ondulado* e o $\alpha_{R,sat}$ é dado por:

$$\alpha_{R,sat} = \left(\frac{k_{l,sat}}{D_{in}} \right) \left[\left(\frac{0,23}{1 + 1,11 X_{tt}^{0,58}} \right) \left(\frac{G_R D_{in}}{\mu_{v,sat}} \right)^{0,12} \left(\frac{\Delta h_{R,vap}}{c_{l,sat} (T_{sat} - T_s)} \right)^{0,25} Ga^{0,25} Pr_{l,sat}^{0,25} + A.Nu_{fc} \right] \quad (3.58)$$

- O parâmetro A é definido por:

$$A = \frac{\arccos(2vf - 1)}{\pi} \quad (3.59)$$

- onde vf é a fração de vazio (*void fraction*), ou seja, a fração de volume ocupado por vapor, avaliado pela correlação de Zivi (1964):

$$vf = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (3.60)$$

- O parâmetro Nu_{fc} é o número de Nusselt relacionado a convecção forçada na parte de baixo da poça, dado por:

$$Nu_{fc} = 0,0195 Re_{l,sat}^{0,8} Pr_{l,sat}^{0,4} \sqrt{1,376 + \frac{C_1}{X_{tt}^{C_2}}} \quad (3.61)$$

- Onde os parâmetros C_1 e C_2 são avaliados de acordo com o número de Froude Fr (não o Fr_{mod}), dados por:

$$Fr = \frac{G_R^2}{\rho_{l,sat}^2 g D} \quad (3.62)$$

- Se $Fr > 0,7$ então:

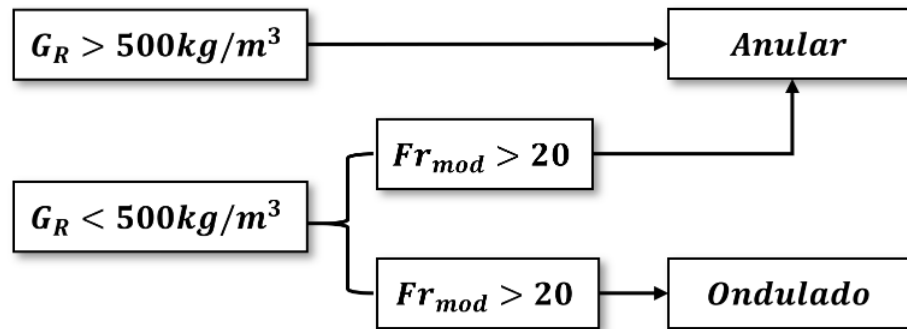
$$C_1 = 7,242 \quad e \quad C_2 = 1,655 \quad (3.63)$$

- **Caso contrário** $Fr \leq 0,7$:

$$\begin{aligned} C_1 &= 4,172 + 5,48Fr - 1,564Fr^2 \quad e \\ C_2 &= 1,773 - 0,169Fr \end{aligned} \quad (3.64)$$

De modo sucinto, a classificação do escoamento e o $\alpha_{R,sat}$ é dado da seguinte forma apresentado na figura 11.

Figura 11 – Esquema da classificação do escoamento.



fonte: O autor.

3.1.5.4 Coeficiente de transferência de calor para a evaporação do refrigerante ($\alpha_{R,vap}$)

Assim como foi necessário a utilização de uma correlação empírica para determinar o $\alpha_{R,sat}$, se faz necessária a utilização de uma outra para o $\alpha_{R,vap}$, devido ao fato de que o processo de um escoamento ebulição apresentar características completamente diferentes das de um escoamento em condensação.

Nellis & Klein (2009), fazem o seguinte argumento em seu texto:

Existem literalmente centenas de correlações propostas para o coeficiente de transferência de calor para fluxo em ebulição. Uma das revisões que foi mais aceita, foi preparada por Shah (2006). A revisão conclui que a correlação proposta por Shah (1976,1982) provê o mais consistente grupos de argumentos com dados experimentais, com uma variação média menor que 20%. A correlação de Shah foi desenvolvida para *fluxo em ebulição saturado a temperaturas sub-críticas de fluxo de calor* e é aplicável em escoamentos horizontais como em verticais. A correlação pode ser usada em uma ampla gama de títulos de vapor, abrangendo líquido saturado ($x = 0$) até escoamentos deficientes de líquido e regimes de secagem que ocorrem a títulos maiores que 0,8 ou superiores.

Assim a correlação escolhida para se determinar o $\alpha_{R,vap}$, é a de Shah descrita por Nellis & Klein (2009) e reproduzida a seguir.

A correlação de Shah correlaciona o coeficiente adimensional de transferência de calor ($\tilde{\alpha}$), em termos de três parâmetros adimensionais.

$$\tilde{\alpha} = \tilde{\alpha}(Co, Bo, Fr) \quad (3.65)$$

Onde:

- Co é o número de convecção;
- Bo é o número de ebulição;
- Fr é o número de Froude.

O coeficiente adimensional de transferência de calor ($\tilde{\alpha}$) é definido como a razão do coeficiente de transferência de calor para ebulição ($\alpha_{R,vap}$) com o coeficiente de calor que ocorreria somente no estado líquido ($\alpha_{R,l}$) dado pela equação:

$$\tilde{\alpha} = \frac{\alpha_{R,vap}}{\alpha_{R,l}} \quad (3.66)$$

O coeficiente de calor para estado líquido ($\alpha_{R,l}$), é determinado usando a correlação de Gnielinski (1976). Predizendo o número de Nusselt e o coeficiente de transferência de calor considerando o escoamento turbulento plenamente desenvolvido. Essa correlação é a mesma utilizada nos cálculo do coeficientes de transferência de calor interno das zonas de escoamento monofásico (α_R).

Assim o $\alpha_{R,l}$ é dado por:

$$\alpha_{R,l} = \left[\frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{Dh,l} - 1000) Pr_{l,sat}}{1 + 12,7 \left(Pr_{l,sat}^{2/3} - 1\right) \sqrt{\frac{f_l}{8}}} \right] \frac{k_{l,sat}}{D_h} \quad (3.67)$$

Onde:

- $Re_{Dh,l}$ é o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do tubo avaliado usando apenas a vazão mássica de líquido saturado;
- $k_{l,sat}$ é a condutividade térmica do refrigerante líquido saturado;
- $Pr_{l,sat}$ é o número de Prandtl para líquido saturado;
- f_l é o fator de atrito;
- D_h é o diâmetro hidráulico do tubo.

O $Re_{Dh,l}$ da equação 3.67 é:

$$Re_{Dh,l} = \frac{G_R(1-x)D_h}{\mu_{l,sat}} \quad (3.68)$$

Onde:

- x é o título da mistura;
- G_R é o velocidade mássica do escoamento de refrigerante, dado por:

$$G_R = \frac{4\dot{m}_R}{\pi D_{in}^2} \quad (3.69)$$

A correlação de Petukhov (1970) para escoamento plenamente desenvolvido para escoamento uma fase sobre condição de turbulência é uma passagem lisa é usada para determinar o f_l na equação:

$$f_l = \frac{1}{[0,790 \ln(Re_{Dh,l}) - 1,64]^2} \quad (3.70)$$

O parâmetro adimensional Co é dado por:

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \quad (3.71)$$

Onde:

- $\rho_{v,sat}$ e $\rho_{l,sat}$ são as densidades de vapor e líquido do refrigerante nas condições do escoamento.

O parâmetro adimensional Bo é dado por:

$$Bo = \frac{q_s''}{G_R \Delta h_{l,v}} \quad (3.72)$$

Onde:

- q_s'' é o fluxo de calor requerido para evaporar completamente o fluido;
- $\Delta h_{l,v}$ é a entalpia líquido vapor calculado pela diferença entre as entalpias, $\Delta h_{l,v} = h_{v,sat} - h_{l,sat}$.

O parâmetro adimensional Fr é dado por:

$$Fr = \frac{G_R^2}{\rho_{l,sat}^2 g D_h} \quad (3.73)$$

Onde:

- g é a aceleração gravitacional.

Segundo Shah (1982), o número de Reynolds na equação (3.68) deve ser avaliado segundo a velocidade mássica de líquido ($G_R(1-x)$) e o número de Froude na equação (3.73) deve ser avaliado segundo a velocidade mássica total do escoamento (G_R).

A correlação para $\tilde{\alpha}$ em termos de Co , Bo e Fr é facilitada ao definir mais um parâmetro adimensional (N) em termos dos outros, assim N é dado por:

$$N = \begin{cases} Co & \text{para tubos verticais, ou tubos horizontais com } Fr > 0,04 \\ 0,38CoFr^{-0,3} & \text{para tubos horizontais com } Fr \leq 0,04 \end{cases} \quad (3.74)$$

A correlação de Shah (1982) é dada pelas equações 3.75 a 3.79:

$$\tilde{\alpha}_{cb} = 1,8N^{-0,8} \quad (3.75)$$

$$\tilde{\alpha}_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo} & \text{se } Bo \geq 0,3 \cdot 10^{-4} \\ 1 + 46\sqrt{Bo} & \text{se } Bo < 0,3 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (3.76)$$

$$\tilde{\alpha}_{bs,1} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \exp(2,74N^{-0,1}) & \text{se } Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \exp(2,74N^{-0,1}) & \text{se } Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (3.77)$$

$$\tilde{\alpha}_{bs,2} = \begin{cases} 14,70\sqrt{Bo} \exp(2,47N^{-0,1}) & \text{se } Bo \geq 11 \cdot 10^{-4} \\ 15,43\sqrt{Bo} \exp(2,47N^{-0,1}) & \text{se } Bo < 11 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad (3.78)$$

$$\tilde{\alpha} = \begin{cases} \text{MAX}(\tilde{\alpha}_{cb}, \tilde{\alpha}_{bs,2}) & \text{se } N \leq 0,1 \\ \text{MAX}(\tilde{\alpha}_{cb}, \tilde{\alpha}_{bs,1}) & \text{se } 0,1 < N \leq 1,0 \\ \text{MAX}(\tilde{\alpha}_{cb}, \tilde{\alpha}_{nb}) & \text{se } N > 1,0 \end{cases} \quad (3.79)$$

Assim, tendo-se a equação 3.79 é possível encontrar o $\alpha_{R,vap}$ a partir da equação 3.66.

3.2 MODELO DO COMPRESSOR

Stoecker, (1985) define o compressor como sendo o coração do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Definindo que os compressores frigoríficos são dos tipos: *alternativo* (ou recíproco - nome mais usado), *parafuso*, *centrífugo* e *palhetas*.

Os compressores herméticos, são os compressores em uma carcaça externa selada, e dentro da carcaça encontram-se todos os componentes integrantes do compressor, tendo

como comunicação com o exterior a entrada e saída do tubo refrigerante e o cabo de energia.

Na literatura encontra-se diversos modelos para compressores recíprocos, o modelo utilizado é do tipo semi-empírico proposto em Reindl *et al.*, (2000) e amplamente utilizado em trabalhos acadêmicos com ampla validação experimental.

Os compressores recíprocos operam através da compressão do fluido refrigerante em uma câmara impulsionado por um pistão, esta compressão se dá através da diminuição do volume disponível na câmara.

Assim a partir de uma biela o pistão faz o movimento de reduzir o volume da câmara comprimindo o refrigerante que sai pela válvula unidirecional da descarga, e na expansão, ele aumenta o volume disponível da câmara abaixando a pressão assim sugando mais refrigerante para o interior da câmara, e a partir de válvulas de fluxo unidirecionais que permitem o fluxo de gás em apenas um sentido o compressor pode exercer sua função.

Em refrigeradores tais compressores normalmente são selados hermeticamente, ou seja, todo o conjunto, motor elétrico, pistão, cilindro, biela, óleo lubrificante, ficam isolados do ambiente externo tendo como entradas apenas as aberturas de sucção e descarga.

Tais compressores não podem ser reparados ou receber qualquer tipo de manutenção, pois a abertura de tal mecanismo poderia contaminar o sistema, permitindo a entrada de umidade e outros contaminantes que em posterior momento contaminaria todo o sistema de refrigeração. Geralmente quando tal equipamento apresenta algum defeito é feito a substituição do compressor integralmente.

O modelo selecionado para o compressor é proposto pelos autores em Reindl *et al.*, (2000) e Klein *et al.* (1999). Este modelo é semi-empírico necessitando de dados geométricos e operacionais do compressor em análise. Seu principal objetivo consiste em determinar a vazão mássica do refrigerante no sistema (\dot{m}_R), a potência consumida pelo compressor (\dot{W}) e a entalpia de saída do refrigerante (h_2).

3.2.1 Hipóteses simplificadoras

O modelo do compressor conta com as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Compressor operando em regime permanente;
- É considerado o volume de espaço nocivo (volume utilizado para acomodação das válvulas de sucção e descarga, e o volume gerado pela dilatação térmica dos componentes);
- A sucção do refrigerante ocorre com volume específico do refrigerante constante;
- A descarga ocorre com volume específico do refrigerante constante;

- A Expansão e compressão considerados processos politrópicos, ou seja, $P \cdot \nu k = cte$;
- Compressor adiabático (*isolado termicamente*), ou seja, $k = c_p/c_v$.

3.2.2 Equações do modelo do compressor

De forma geral como apresentado por Stoecker, (1985) e em Reindl *et al.*, (2000) a vazão mássica de um compressor pode ser determinada a partir da vazão volumétrica e a densidade do refrigerante na entrada do compressor (sucção). Em geral, os compressores de deslocamento positivo são dispositivos de vazão volumétrica quase constante, contudo, ocorrem desvios de vazão volumétrica variável e utiliza-se o valor médio da vazão ao longo do tempo, contudo, ocorrem desvios da média da vazão e tais desvios podem ser contabilizados ao se considerar a eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica de um compressor alternativo é definida como a razão entre a vazão volumétrica real do refrigerante e a taxa de deslocamento do compressor. Vários fatores contribuem para reduzir a eficiência volumétrica de um compressor, incluindo o volume de folga e o vazamento ao redor do pistão (que é influenciado pela taxa de compressão).

A eficiência volumétrica (η_v) é definida como a massa de vapor que é realmente bombeada pelo sistema dividida pela massa de vapor que máxima teórica que poderia ser bombeada pelo compressor caso se utiliza-se todo o espaço disponível no pistão durante a sucção e pode ser definida pela a equação 3.80, (STOECKER, 1985).

$$\eta_v = \frac{\text{vazão que entra no compressor, } m^3/s}{\text{taxa de deslocamento do compressor, } m^3/s} \cdot 100 \quad (3.80)$$

Assim, a eficiência volumétrica pode ser escrita como:

$$\eta_v = \frac{\frac{V_b - V_a}{\nu_b}}{\frac{V_b - V_d}{\nu_b}} = \frac{(V_b - V_a)\nu_{sucção}}{(V_b - V_d)\nu_b} \quad (3.81)$$

Onde:

- V_b é o volume total de deslocamento;
- V_a é o volume do vapor de depuração re-expandido;
- V_d é o volume morto;
- ν_b é o volume específico do refrigerante após a entrada (vapor re-expandido mais o vapor recém entrado);
- $\nu_{sucção}$ é o volume específico do refrigerante na linha de sucção.

Como o processo de compressão e expansão são considerados politrpicos, e assumindo que ambos possuem o mesmo expoente politrptico n , tem-se que:

$$P_{sucção}V_a^n = P_{descarga}V_d^n \quad (3.82)$$

Onde:

- $P_{sucção}$ é a pressão do refrigerante na linha de sucção;
- $P_{descarga}$ é a pressão do refrigerante na linha de descarga;
- n é o coeficiente politrptico.

A equação 3.82 pode ser reescrita como:

$$\frac{V_a}{V_d} = \left(\frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \right)^{1/n} \quad (3.83)$$

A razão do volume morto (C_{vm}) é dada por:

$$C_{vm} = \frac{V_d}{V_b - V_d} \quad (3.84)$$

Assim a equação 3.81 pode ser reescrita como:

$$\eta_v = \left[1 + \frac{V_d}{V_b - V_d} - \frac{V_d}{V_b - V_d} \cdot \frac{V_a}{V_d} \right] \cdot \frac{\nu_{sucção}}{\nu_b} \quad (3.85)$$

Substituindo-se as equações 3.83 e 3.84, e considerando que não há variação no volume específico do refrigerante na sucção, tem-se:

$$\eta_v = 1 - C_{vm} \left[\left(\frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3.86)$$

A eficiência volumétrica pode ser expressa em termos da vazão mássica e do deslocamento do pistão.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_R \nu_{sucção}}{V \cdot RPM} \quad (3.87)$$

Onde:

- V é o volume deslocado.

As pressões do refrigerante são encontradas a partir das propriedades termodinâmicas do refrigerante.

Os modelos de Klein *et al.*, (1999) e Reindl *et al.*, (2000) também consideram a pressão de sucção que é expressa por uma porcentagem de queda de pressão na sucção δP relativa a pressão de evaporação, dada por:

$$P_{sucção} = P_{evap}(1 - \delta P) \quad (3.88)$$

Onde:

- P_{evap} é a Pressão de evaporação do refrigerante no evaporador;
- δP Percentual da queda de pressão na sucção.

Combinando-se as equações 3.86, 3.87 e 3.88, tem-se a seguinte equação para a vazão mássica.

$$\dot{m}_R = \left\{ 1 - C_{vm} \left[\left(\frac{P_{cond}}{P_{evap}(1 - \delta P)} \right)^{1/k} - 1 \right] \right\} \cdot \frac{V \cdot RPM}{\nu_{sucção} \cdot 60} \quad (3.89)$$

Onde:

- k é a razão de calor específico (c_p/c_v);
- $P_{cond} = P_{descarga}$.

O δP por ser um parâmetro de ajuste de curva, acaba por englobar a queda de pressão da sucção, a perda de pressão da descarga e as perdas por transferência de calor interna do gás durante a sucção (REINDL *et al.* 2000).

O trabalho do compressor é então calculado como sendo o trabalho necessário menos o trabalho ganho na re-expansão do vapor de depuração.

$$\dot{W}_{comp} = \int_{comp} V dP - \int_{reg} V dP \quad (3.90)$$

Em um processo politrópico, com $PV^n = \text{constante}$, o trabalho do ciclo do compressor é:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{k}{(k-1)} P_b (V_b - V_a) \left[\left(\frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (3.91)$$

Dividindo-se a equação 3.91 pela massa de vapor absorvida em cada ciclo, tem-se a expressão que relaciona o trabalho com a vazão mássica do sistema.

$$\dot{W}_{comp} \cdot \eta_{comb} = \dot{m}_R \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_{sucção} \cdot \nu_{sucção} \cdot \left[\left(\frac{P_{descarga}}{P_{sucção}} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (3.92)$$

Onde η_{comb} é a eficiência combinada.

Segundo Reindl *et al.*, (2000) a eficiência combinada não é constante, e para identificar a função relacional para a eficiência combinada foram plotados gráficos relacionando a razão de pressão e a temperatura de evaporação e condensação.

A eficiência combinada (η_{comb}) é dada por:

$$\eta_{comb} = d + e \cdot \exp(f \cdot P_{evap}) \quad (3.93)$$

Onde:

- d, e, f são parâmetros da regressão exponencial dos dados coletados.

Os valores de d, e, f variam de acordo com a temperatura de condensação do refrigerante, a partir de gráficos gerados por Reindl *et al.*, (2000) é possível a determinação destes.

3.3 MODELO DO TUBO CAPILAR

O dispositivo de expansão é utilizado com o objetivo de reduzir a pressão de condensação para uma pressão de evaporação, assim, reduzindo drasticamente a temperatura do refrigerante no processo. Tais dispositivos para tal, possuem também a função de *regular a vazão mássica* do refrigerante durante o processo de expansão à partir do atrito no escoamento, essa função permite que o refrigerante possua um grau de superaquecimento relativo à temperatura de evaporação e sua entrada no compressor, impedindo que entre líquido no compressor e aconteça o fenômeno de calço hidráulico.

Os dispositivos de expansão podem ser classificados em dois grupos:

- **Restrição de área fixa:** Neste grupo estão o tubo capilar e o Orifício;
- **Restrição de área variável:** Compreendendo as válvulas automáticas, termostática e eletrônica.

Os modelos para o tubo capilar utilizados neste trabalho são os modelos de Wolf *et al.*, (1998) e Melo *et al.*, (1999).

O estudo feito por Wolf *et al.* (1998), apresenta uma correlação experimental baseada em parâmetros adimensionais. Para isso é utilizado o teorema de Buckingham π aplicado nos parâmetros físicos e propriedades do escoamento e termodinâmicas do refrigerante no tubo capilar.

3.3.1 Hipóteses simplificadoras

O modelo do tubo capilar conta com as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Tubo capilar considerado adiabático;
- A formação de bolha no termo π_3 é desprezada;
- Processo de expansão considerado isoentálpico.

3.3.2 Equações do modelo do tubo capilar

Os parâmetros adimensionais utilizados, seguem o teorema de Buckingham π apresentado no livro texto de Fox & McDonald (2011).

O modelo utiliza as variáveis que influenciam na vazão mássica do tubo capilar à partir de vários resultados experimentais. Assim, a vazão mássica do refrigerante fica em função de:

$$\dot{m}_{R,cap} = f(d_c, L_c, P_{in}, \Delta T_{sc}/x, \mu_f, \mu_g, \nu_f, \nu_g, c_{pf}, \sigma, h_{fg}) \quad (3.94)$$

Onde:

- | | |
|--|--|
| • c_p = calor específico estado líquido; | • μ_f = viscosidade líquida; |
| • d_c = diâmetro do tubo capilar; | • μ_g = viscosidade do vapor; |
| • h_{fg} = calor latente de evaporação; | • ν_f = volume específico de líquido; |
| • L_c = comprimento do tubo capilar; | • ν_g = volume específico de vapor; |
| • $\dot{m}_{R,cap}$ = vazão mássica do refrigerante no tubo capilar; | • P_{in} = pressão de entrada no tubo capilar; |
| • x_{in} = título de entrada; | • σ = tensão superficial. |
| • ΔT_{sc} = grau de sub-resfriamento; | |

Tendo-se as 12 variáveis que são mostradas acima, o modelo define como variáveis repetidas o d_c , ν_f , ΔT_{sc} e μ_f , e utiliza de 8 grupos adimensionais π mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros adimensionais π_s .

Termo π	Definição	Descrição
π_1	$\frac{L_c}{d_c}$	Parâmetro da geometria
π_2	$\frac{d_c^2 h_{fg}}{\nu_f^2 \mu_f^2}$	Parâmetro da evaporação
π_3	$\frac{d_c \sigma}{\nu_f \mu_f^2}$	Parâmetro da formação de bolha
π_4	$\frac{d_c^2 P_{in}}{\nu_f \mu_f^2}$	Parâmetro da pressão de entrada
π_5 (sub-resfriado)	$\frac{d_c^2 c_p \Delta T_{sc}}{\nu_f^2 \mu_f^2}$	Parâmetro da condição de entrada do refrigerante
π_5 (saturado)	x_{in}	Parâmetro da condição de entrada do refrigerante
π_6	$\frac{\nu_g}{\nu_f}$	Parâmetro da densidade
π_7	$\frac{\mu_f - \mu_g}{\mu_g}$	Parâmetro da viscosidade
π_8	$\frac{\dot{m}_{R,cap}}{d_c \mu_f}$	Parâmetro da vazão mássica

Os parâmetros adimensionais mostrados na Tabela 1, são expressos na correlação generalizada, Eq. 3.95.

$$\pi_8 = B \cdot \pi_1^{m_1} \cdot \pi_2^{m_2} \cdot \pi_3^{m_3} \cdot \pi_4^{m_4} \cdot \pi_5^{m_5} \cdot \pi_6^{m_6} \cdot \pi_7^{m_7} \quad (3.95)$$

A correlação geral é resolvida da seguinte forma por Wolf *et al.*, (1998):

Aplicando-se \log_{10} em ambos os lados da equação 3.95, tem-se:

$$\log_{10}(\pi_8) = \log_{10} B + (m_1)\log_{10}(\pi_1) + (m_2)\log_{10}(\pi_2) + \dots + (m_7)\log_{10}(\pi_7) \quad (3.96)$$

Definindo-se:

$$X_n = \log_{10}(\pi_n) \quad \text{e} \quad b = \log_{10} B$$

A equação 3.96 é reescrita como:

$$X_8 = b + (m_1)X_1 + (m_2)X_2 + \dots + (m_7)X_7 \quad (3.97)$$

Onde b é a constante de intercessão; m_1, m_2, \dots, m_7 são coeficientes constantes de transformação de variável para X_1, X_2, \dots, X_7 .

Cada parâmetro π_1 a π_7 é avaliado independentemente para encontrar qual tem maior influência na vazão mássica (π_8). Assim π_8 foi assumido como uma função única de cada parâmetro da seguinte forma:

$$\pi_8 = B\pi_n^{m_n}, \quad n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 \quad (3.98)$$

Transformando a Eq. 3.98 tem-se:

$$X_8 = b + (m_n)X_n, \quad n = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 \quad (3.99)$$

Aplicando-se regressão linear pelo método dos mínimos quadrados, Wolf *et al.*, (1998) encontrou como parâmetro que mais influência na vazão mássica do tubo capilar a pressão de entrada, dada pelo parâmetro π_4

Na sequência π_8 foi definida como uma função de dois parâmetros.

$$\pi_8 = B \cdot \pi_4^{m_4} \cdot \pi_n^{m_n}, \quad n = 1, 2, 3, 5, 6, 7 \quad (3.100)$$

Resolvida da forma:

$$X_8 = b + (m_4)X_4 + (m_n)X_n, \quad n = 1, 2, 3, 5, 6, 7 \quad (3.101)$$

Aplicando-se novamente a regressão linear pelo método dos mínimos quadrados para B , m_4 e m_n Wolf *et al.*, (1998) encontrou como o segundo parâmetro que mais influência na vazão mássica do tubo capilar foi o π_1 que representa o parâmetro geométrico.

Repetindo-se o procedimento apresentado a importância de cada parâmetro foi verificada e adicionada à correlação, com o parâmetro da formação de bolha (π_3) ignorado.

Assim a equação 3.95 é dada das seguintes formas:

- Quando o refrigerante entra no tubo capilar no estado de líquido sub-resfriado ($\pi_5 = d_c^2 c_p \Delta T_{sc} / \nu_f^2 \mu_f^2$):

$$\pi_8 = 1,8925 \cdot \pi_1^{-0,484} \cdot \pi_2^{-0,824} \cdot \pi_4^{1,369} \cdot \pi_5^{0,0187} \cdot \pi_6^{0,773} \cdot \pi_7^{0,265} \quad (3.102)$$

- Quando o refrigerante entra tubo capilar com título ($\pi_5 = x$):

$$\pi_8 = 187,27 \cdot \pi_1^{-0,635} \cdot \pi_2^{-0,189} \cdot \pi_4^{0,645} \cdot \pi_5^{-0,163} \cdot \pi_6^{-0,213} \cdot \pi_7^{-0,483} \quad (3.103)$$

Assim a vazão mássica do refrigerante é dada por:

$$\dot{m}_{R,cap} = \pi_8 \cdot d_c \cdot \mu_f \quad (3.104)$$

4 SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES INDIVIDUAIS

Para cada componente do ciclo de refrigeração por compressão de vapor foi desenvolvida uma rotina computacional individual, as rotinas dos trocadores de calor tem como base o livro texto de Nellis & Klein, (2009).

Para os trocadores de calor foram usados modelos semelhantes que possuem rotinas diferentes devido as especificidades e lógica por trás de cada componente, assim tem-se neste capítulo a metodologia, a simulação e a validação experimental dos quatro componentes do ciclo de refrigeração (condensador, evaporador, compressor, tubo capilar).

4.1 SOLUÇÃO NUMÉRICA PARA O CONDENSADOR

4.1.1 Metodologia

O modelo matemático dos trocadores apresentados em toda a sessão 3.1, inicialmente foi dividido em duas rotinas:

- Procedimento cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos;
- Procedimento balanço de energia ($\varepsilon - NTU$).

Antes de falar de toda a simulação do condensador, será explicado o funcionamento intuitivo de cada uma dessas rotinas.

4.1.1.1 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do condensador

Nessa sub-rotina desenvolvida, são determinados os coeficientes α_{out} , $\alpha_{R,sh}$, $\alpha_{R,sat}$, $\alpha_{R,sc}$ e os parâmetros geométricos utilizados no balanço.

Para facilitar o entendimento os dados de entrada, os parâmetros geométricos e os dados de saída do modelo estão representados na Tabela 2.

Essa sub-rotina utiliza os modelos apresentados para calcular os $\alpha's$ ¹.

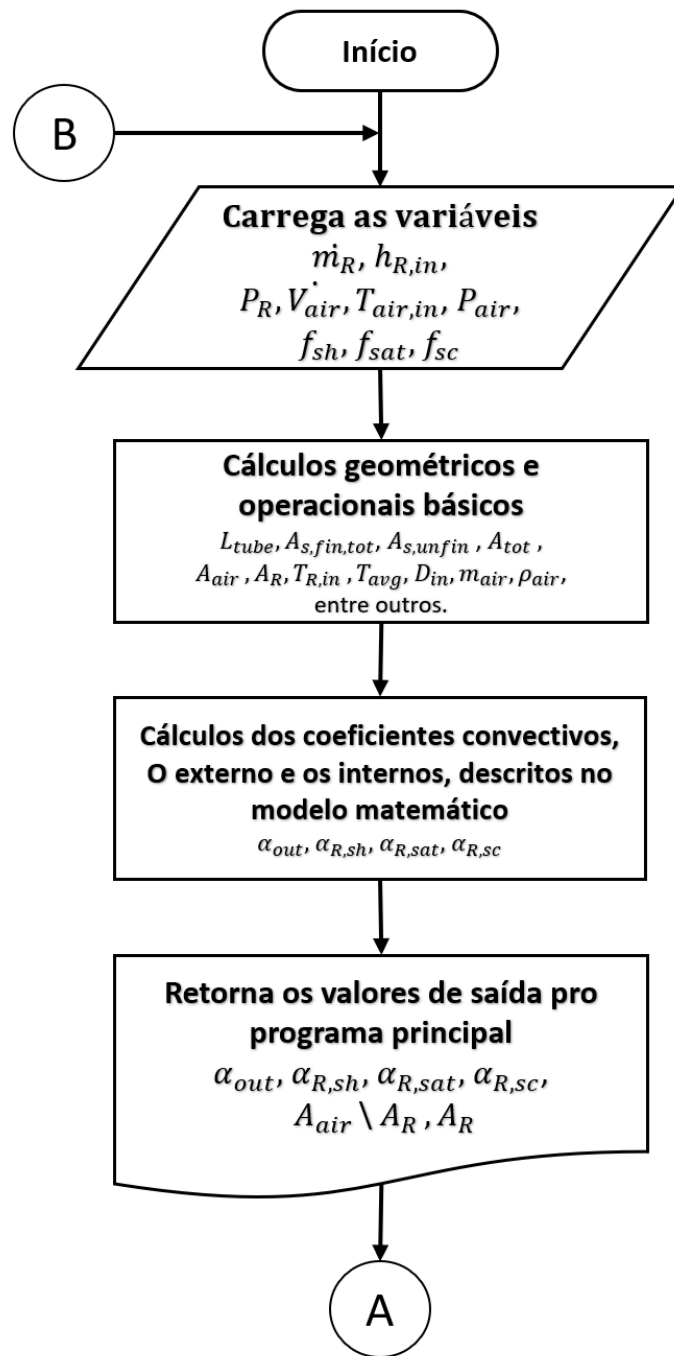
¹ Tanto o $\alpha_{R,sh}$ e o $\alpha_{R,sc}$ utilizam os valores de L_{sc} e L_{sh} , assim, inicialmente, são estimados valores para o f_{sh} e o f_{sc} , que após a primeira passagem no processo iterativo do programa, esses valores são ajustados por substituição sucessiva. Notou-se que os coeficientes de transferência variam pouco em relação a uma boa estimativa inicial conforme o teste anterior, dos comprimentos dos dutos de cada zona dessas, dessa forma, os valores são ajustados a cada iteração.

Tabela 2 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina *coeficientes* para o condensador.

Dados de entrada	
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica do refrigerante
$h_{R,in}$	Entalpia de entrada do refrigerante
P_R	Pressão de entrada do refrigerante
\dot{V}_{air}	Vazão volumétrica de ar
$T_{air,in}$	Temperatura de entrada do ar
P_{amb}	Pressão ambiente (pressão de entrada do ar)
f_{sh}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de vapor superaquecido
f_{sat}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de condensação
f_{sc}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de sub-resfriamento
Parâmetros geométricos configurados	
D_{out}	Diâmetro externo do tubo
th	Espessura da parede do tubo
$N_{T,row}$	Número de linhas de tubos
$N_{T,col}$	Número de colunas de tubos
H	Altura frontal do trocador de calor
W	Largura frontal do trocador de calor
L	Comprimento do trocador de calor na direção do escoamento de ar
s_v	Espaçamento vertical entre os tubos
s_h	Espaçamento horizontal entre os tubos
th_{fin}	Espessura da aleta
p_{fin}	Passe da aleta
e	Rugosidade interna do tubo
Dados de saída	
α_{out}	Coefficiente de trans. cal. convecção externa
$\alpha_{R,sh}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona superaquecida
$\alpha_{R,sat}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona saturação
$\alpha_{R,sc}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona sub-resfriamento
A_{air}/A_R	Razão das áreas de troca de calor entre o ar e o refrigerante
A_R	Área de troca de calor do lado do refrigerante

A lógica do algoritmo programada para o procedimento *Coeficientes* é mostrada na Figura 12.

Figura 12 – Lógica computacional do procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos.



fonte: O autor.

4.1.1.2 Cálculo do balanço de energia

Na rotina do balanço de energia, são feitos processos iterativos determinando etapa por etapa o balanço de energia do condensador conforme apresentado na sessão 3.1.

Essa é a rotina principal do condensador fornecendo a quantidade de calor trocada, e os estados de saída do refrigerante e do ar.

Na tabela 3, são apresentadas os dados de entrada e de saída do modelo.

Tabela 3 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina *Coefficientes*.

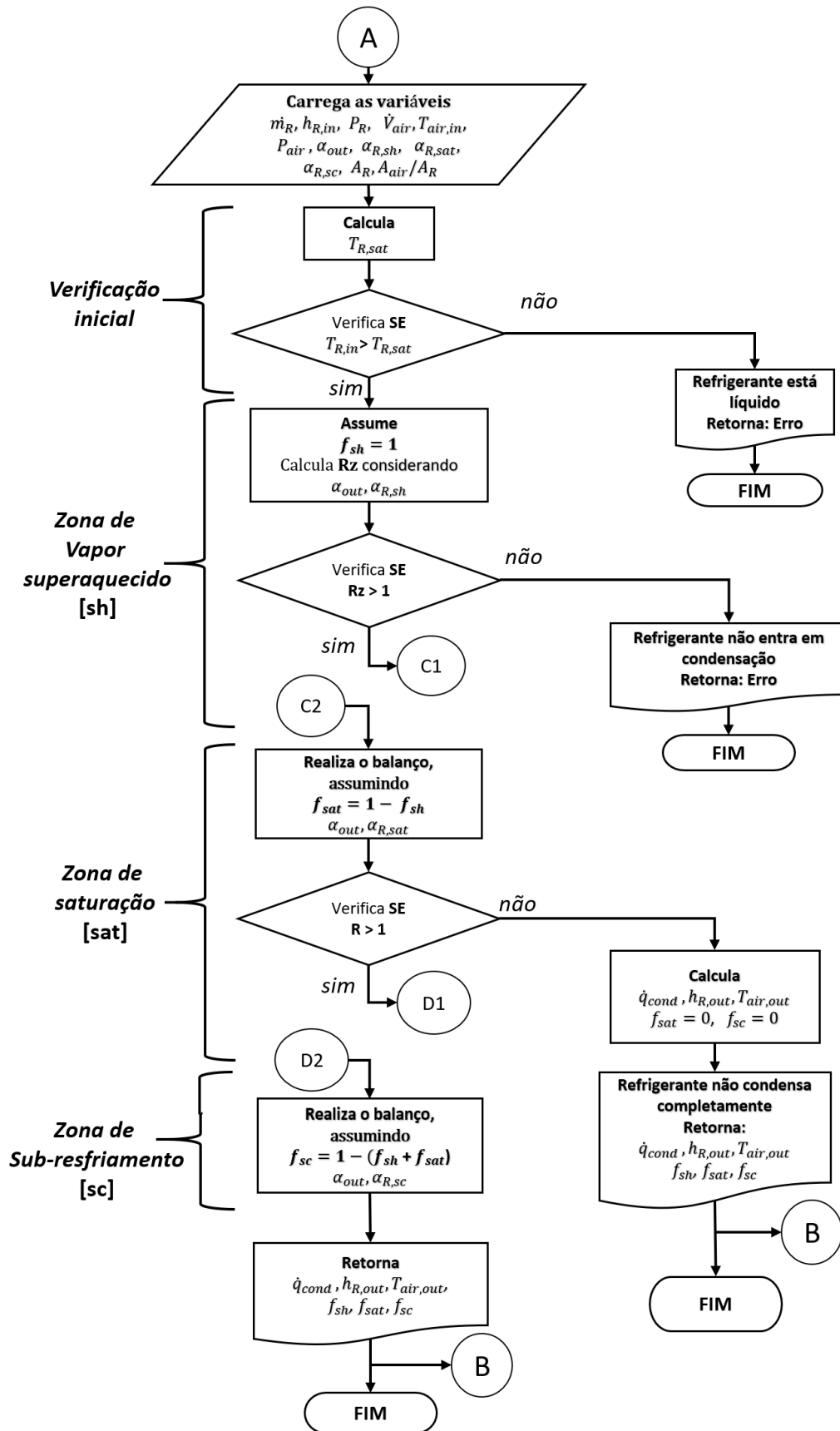
Dados de entrada	
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica do refrigerante
$h_{R,in}$	Entalpia de entrada do refrigerante
P_R	Pressão de entrada do refrigerante
\dot{V}_{air}	Vazão volumétrica de ar
$T_{air,in}$	Temperatura de entrada do ar
P_{amb}	Pressão ambiente (pressão de entrada do ar)
α_{out}	Coefficiente de trans. cal. convecção externa
$\alpha_{R,sh}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona superaquecida
$\alpha_{R,sat}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona saturação
$\alpha_{R,sc}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona sub-resfriamento
A_{air}/A_R	Razão da áreas de troca de calor entre o ar e o refrigerante
A_R	Área de troca de calor do lado do refrigerante
Dados de saída	
\dot{q}_{cond}	Taxa de troca de calor [W]
$h_{ref,out}$	Entalpia de saída do refrigerante
$T_{air,out}$	Temperatura de saída do refrigerante
f_{sh}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de vapor superaquecido
f_{sat}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de saturação
f_{sc}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de sub-resfriamento

A estrutura lógica do programa é representada na figura 13, onde Rz é a **razão entre a quantidade de calor trocada na zona em destaque** (\dot{q}_{zona}), e a **quantidade de calor requerida da zona em destaque** ($\dot{q}_{req,zona}$) da zona em destaque.

$$Rz = \frac{\dot{q}_{zona}}{\dot{q}_{req,zona}}$$

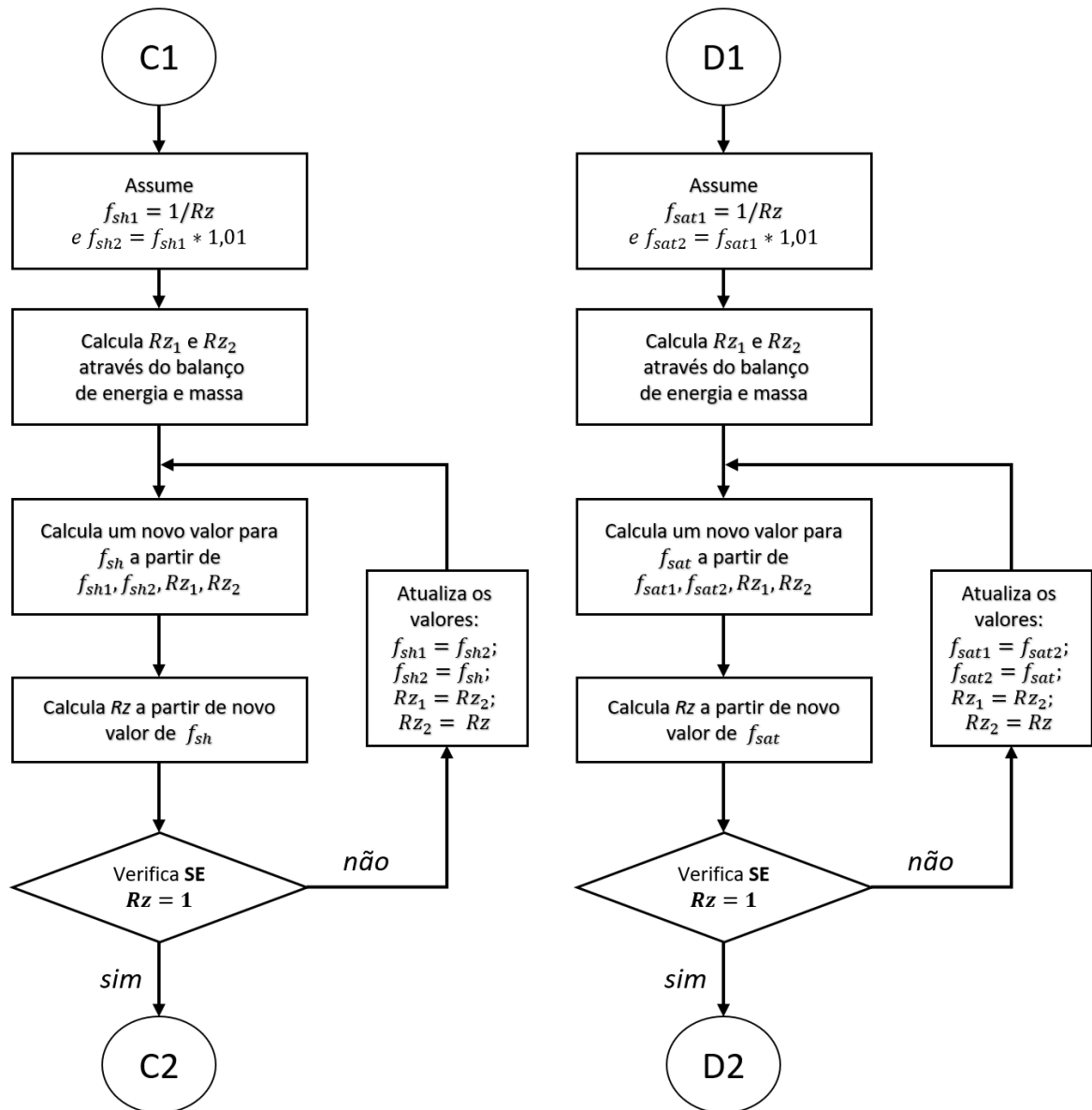
São feitos dois processos iterativos determinando o comprimento das zonas de vapor superaquecido e saturação (f_{sh} e f_{sat}), conforme apresentado na figura 14, complementar a figura 13.

Figura 13 – Lógica de cálculos para o procedimento *Balanco de Energia do Condensador*.



fonte: O autor.

Figura 14 – Lógica da rotina auxiliar de balanço.



fonte: O autor.

4.1.1.3 Interação entre rotinas

As conexões A e B entre os algoritmos representado nos diagramas das figuras 12 e 13 são utilizados o método de convergência numérica por substituições sucessivas dos valores de f_{sh} , f_{sat} e f_{sc} .

Tem-se que, no modelo matemático foi apresentado o uso da fração da zona (f_{zona}), essa fração corresponde no condensador a parte do trocador de calor que se destina a zona de vapor superaquecido (f_{sh}), zona de saturação (f_{sat}) e a zona de sub-resfriamento (f_{sc}).

Como são duas rotinas separadas inicialmente estima-se um valor arbitrário do valor de cada zona, exemplo: $f_{sh} = 0,2$; $f_{sat} = 0,7$; $f_{sc} = 0,1$. Com esses valores o procedimento *Coefficientes de transferência de calor e dados geométrico* é executado e logo em seguida o procedimento *Cálculo do balanço de energia do condensador*.

O procedimento *Cálculo do balanço de energia do condensador* gera novos valores para f_{sh} , f_{sat} e f_{sc} . Tais valores são novamente interagem com o *procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do condensador* até a convergência².

4.1.2 Simulação

O modelo matemático descrito na sessão 4.2 e as lógicas apresentadas na sub-sessão 4.3.1, foram implementadas no software de simulação.

4.1.3 Dados de entrada

O programa foi alimentado com os parâmetros geométricos do condensador presente na bancada de refrigeração do laboratório ciências térmicas e hidráulicas do departamento de engenharia de produção e mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Condensador da Bancada presente no LCTH.



fonte: O autor.

² Os softwares geralmente utilizam o método de convergência numérica de *Newton-Rhapson*. Entretanto a convergência quando programada manualmente comumente é feita a partir da técnica de *aproximações sucessivas*.

Os valores alimentados na simulação são mostrados no esquema da Tabela 4.

Tabela 4 – Dados geométricos do condensador.

Parâmetros Geométricos do Condensador		
$H=18,2$ [cm]	$s_v=2,50$ [cm]	$p_{fin}=2,00$ [mm]
$L=6,4$ [cm]	$s_h=2,50$ [cm]	$th_{fin}=0,35$ [mm]
$W=18,2$ [cm]	$D=1,00$ [cm]	$e=1,5$ [micron]
$N_{t,row}=7$ [-]	$th=0,90$ [mm]	
$N_{t,col}=2$ [-]		

4.1.4 Resultados e validação do modelo do condensador

Os dados experimentais utilizados foram levantados operando-se a bancada de refrigeração em três condições operacionais distintas, realizando-se a leitura manual dos manômetros de pressão e temperatura após o sistema entrar em regime permanente.

Assim para três condições operacionais o modelo foi testado para validação. Sendo que para cada uma das três medidas o modelo do condensador foi alimentado com as *condições operacionais do sistema* medido conforme mostrado na Tabela 5.

Tabela 5 – Principais variáveis de entrada da simulação do condensador.

Condição	h_2 [kJ/kg]	P_2 [Kpa]	$T_{ambiente}$ [C]	$P_{ambiente}$ [KPa]	$\dot{V}_{ar,cond}$ [m ³ /s]	\dot{m}_{ref} [kg/s]
1	65,5	1493	26	93	0,1	0,004619
2	75	1506	27	93	0,1	0,004573
3	78	1575	27	93	0,1	0,004681

Os dados gerados pela simulação considerando as três amostras de dados estão representados na Tabela 6.

Tabela 6 – Principais variáveis de saída da simulação do condensador.

Condição	\dot{Q}_{cond} [W]	h_3 [kJ/kg]	$T_{air,out,cond}$ [C]
1	830,3	110,2	33,6
2	849,1	115,2	34,8
3	877,5	115,4	35,1

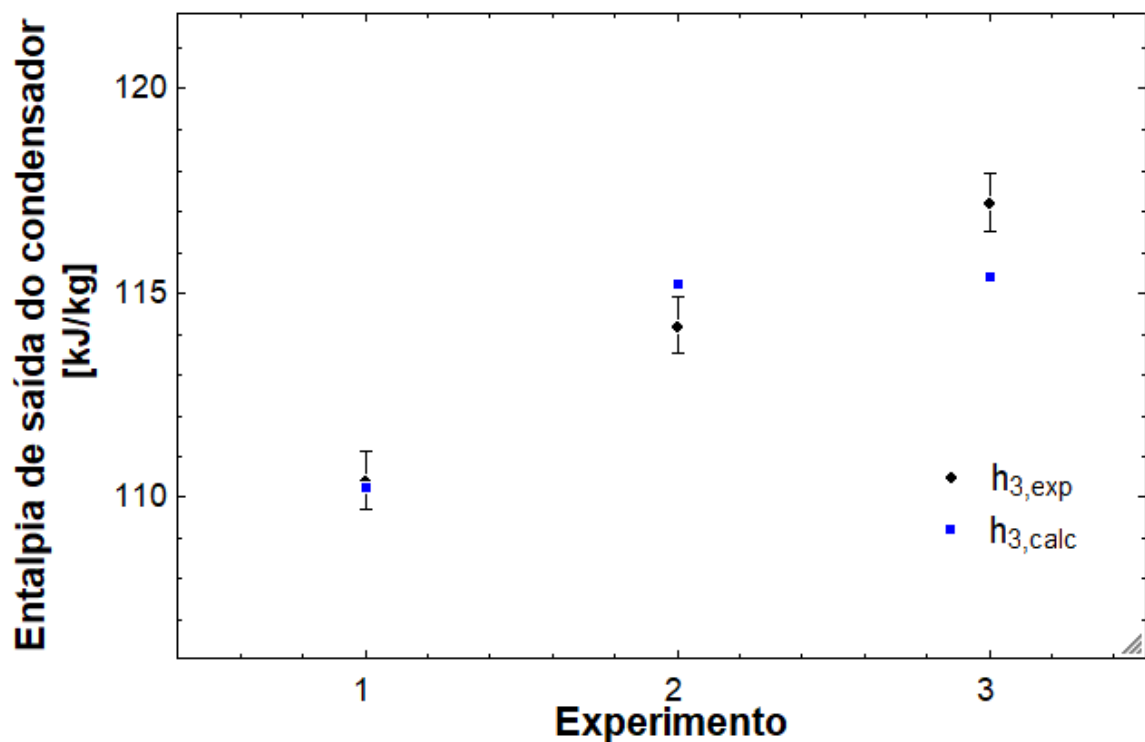
A incerteza de cada parâmetro medido foi considerada sendo igual a metade da precisão de cada instrumento utilizado, essa incerteza foi transposta para a entalpia de saída do condensador e a taxa de troca térmica no condensador. A análise da incerteza foi feita numericamente utilizando e é mostrada no Anexo B.

Para a *validação* do modelo condensador apresentado neste capítulo, comparou-se os dados calculados (Tab. 6), com os dados experimentais coletados (Anexo B), conforme apresentado nas Tabelas³ 7 e 8.

Tabela 7 – Comparação entre resultados da entalpia de saída do condensador (h_3).

Condição	$h_{3,exp}$ [kJ/kg]	$\delta h_{3,exp}$ [kJ/kg]	$h_{3,calc}$ [kJ/kg]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	110,4	$\pm 0,7$	110,2	0,2	0
2	114,2	$\pm 0,7$	115,2	0,9	0
3	117,2	$\pm 0,7$	115,4	1,6	1,0

Figura 16 – Gráfico da comparação entre resultados da entalpia de saída do condensador (h_3).

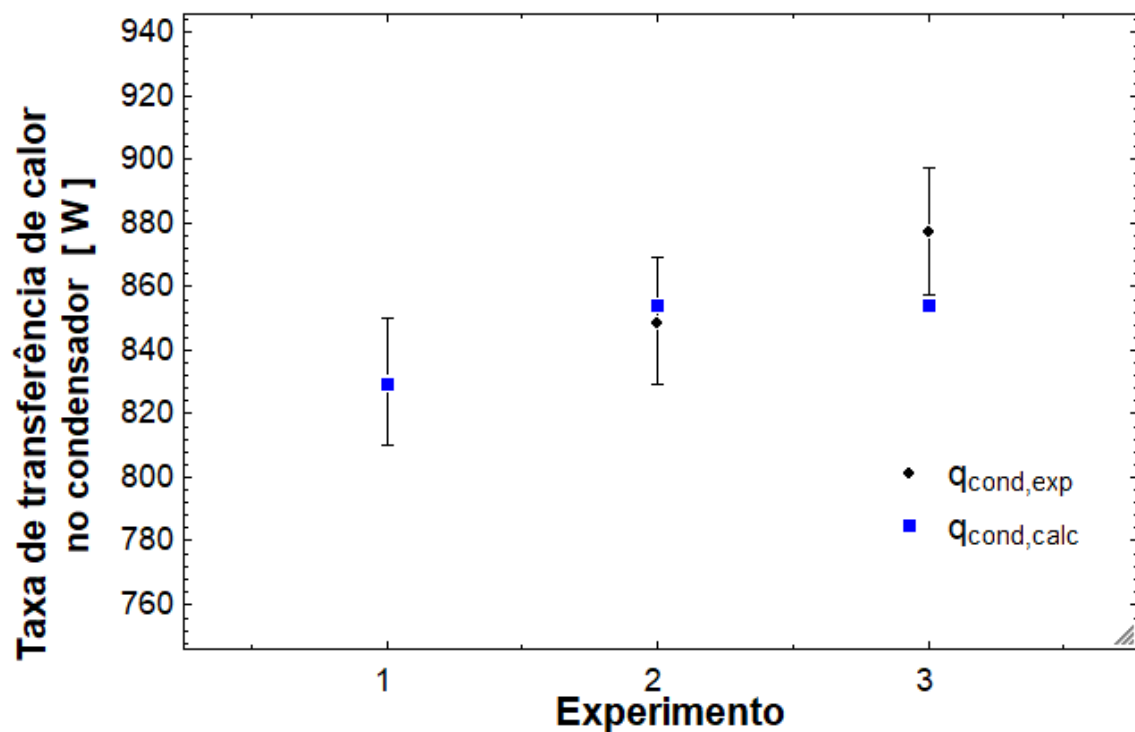


fonte: O autor.

³ Os sub-escritos *exp* se referem aos dados coletados experimentalmente, e o sub-escrito *calc* se referem aos dados gerados pelo modelo numérico.

Tabela 8 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica do condensador (\dot{Q}_{cond}).

Condição	$\dot{Q}_{cond,exp}$ [W]	$\delta\dot{Q}_{cond,exp}$ [W]	$\dot{Q}_{cond,calc}$ [W]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	829,5	± 20	830,3	0,1	0
2	853,8	± 20	849,1	0,6	0
3	853,8	± 20	877,5	2,8	0,4

Figura 17 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de troca térmica do condensador (\dot{Q}_{cond}).

fonte: O autor.

A partir das Tabelas 7 e 8, e os gráficos das figuras 16 e 17, pode-se afirmar que a concordância entre os valores experimentais e calculados é boa com variância inferior a 1%, validando assim o modelo do condensador utilizado.

4.2 SOLUÇÃO NUMÉRICA PARA O EVAPORADOR

A metodologia seguida para a solução numérica do evaporador segue a mesma estrutura lógica que a do condensador, nesta sessão será detalhada tal explicação teórica.

4.2.1 Metodologia

O modelo matemático apresentado em toda a sessão 3.1, inicialmente foi dividido em duas partes:

- Procedimento cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos;
- Procedimento balanço de energia ($\varepsilon - NTU$).

Antes de falar de toda a simulação do evaporador, será explicado o funcionamento intuitivo de cada uma dessas partes.

4.2.1.1 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador

Nessa sub-rotina desenvolvida, são determinados os coeficientes $\alpha_{out,e}$, $\alpha_{R,vap}$, $\alpha_{R,esh}$, também os parâmetros geométricos utilizados no balanço que são A_{air}/A_R e A_R .

Para facilitar o entendimento os dados de entrada, os parâmetros geométricos e os dados de saída do modelo estão representados na Tabela 9.

Essa sub-rotina utiliza os modelos apresentados para calcular os coeficientes de transferência de calor ^{4,5} (α).

⁴ O $\alpha_{R,esh}$ utiliza o valor de L_{esh} , assim inicialmente são estimados valores para o f_{esh} e o f_{vap} , que após a passagem no processo iterativo do programa (próxima rotina discutida), esses valores são ajustados e recalculados. Pois notou-se que os coeficientes de transferência variam pouco em relação a uma pequena variação do comprimentos dos dutos de cada zona dessas, assim dessa forma os valores são ajustados a cada iteração.

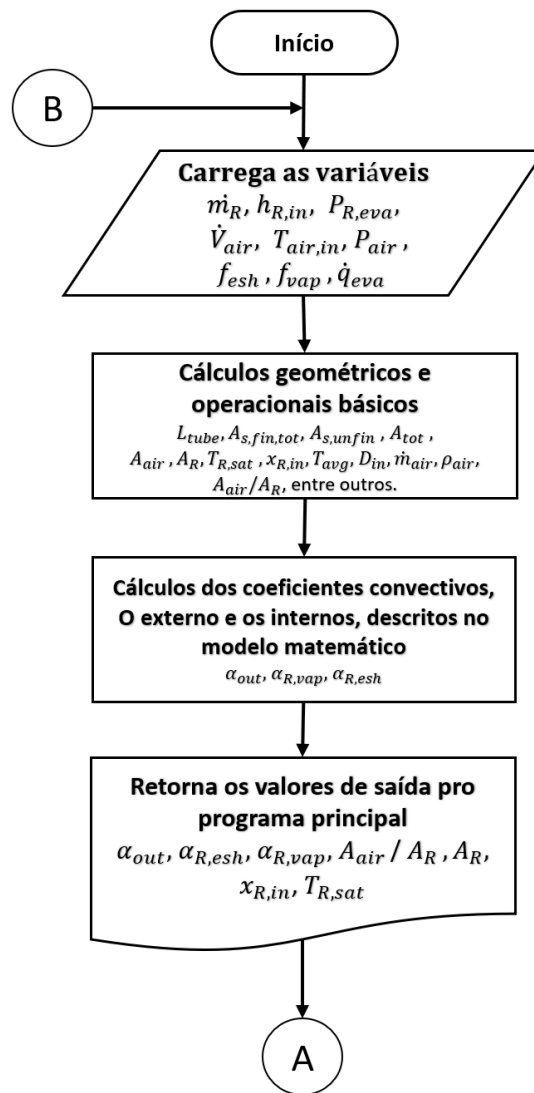
⁵ O $\alpha_{R,vap}$ utiliza o valor de \dot{q}_{eva} , assim similarmente é estimado uma taxa total de transferência de calor para o evaporador inicialmente, sendo importado para a rotina o valor mais recente a cada iteração.

Tabela 9 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina *coeficientes* para o evaporador.

Dados de entrada	
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica do refrigerante
$h_{R,in}$	Entalpia de entrada do refrigerante
$P_{R,eva}$	Pressão do refrigerante no evaporador
\dot{V}_{air}	Vazão volumétrica de ar
$T_{air,in}$	Temperatura de entrada do ar
P_{amb}	Pressão ambiente (pressão de entrada do ar)
f_{esh}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de vapor superaquecendo
f_{vap}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de evaporação
\dot{q}_{eva}	Taxa de troca a de calor no evaporador [W]
Parâmetros geométricos configurados	
D_{out}	Diâmetro externo do tubo
th	Espessura da parede do tubo
$N_{T,row}$	Número de linhas de tubos
$N_{T,col}$	Número de colunas de tubos
H	Altura frontal do trocador de calor
W	Largura frontal do trocador de calor
L	Comprimento do trocador de calor na direção do escoamento de ar
s_v	Espaçamento vertical entre os tubos
s_h	Espaçamento horizontal entre os tubos
th_{fin}	Espessura da aleta
p_{fin}	Passe da aleta
e	Rugosidade interna do tubo
Dados de saída	
α_{out}	Coefficiente de trans. cal. convecção externa
$\alpha_{R,esh}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona de vapor superaquecendo
$\alpha_{R,vap}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona de evaporação
A_{air}/A_R	Razão da áreas de troca de calor entre o ar e o refrigerante
A_R	Área de troca de calor do lado do refrigerante
$x_{R,in}$	Título de entrada do refrigerante
$T_{R,sat}$	Temperatura de saturação do refrigerante

A lógica do algoritmo programada para o procedimento *Coeficientes* é mostrada na Figura 18.

Figura 18 – Lógica computacional do procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador.



fonte: O autor.

4.2.1.2 Cálculo do balanço de energia do evaporador

Essa é a rotina principal do condensador fornecendo a quantidade de calor trocada, e os estados de saída do refrigerante e do ar.

Na tabela 10 são apresentadas os dados de entrada e de saída do modelo.

Tabela 10 – Dados de entrada, configurados e de saída da sub-rotina *Coeficientes*.

Dados de entrada	
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica do refrigerante
$h_{R,in}$	Entalpia de entrada do refrigerante
P_R	Pressão de entrada do refrigerante
\dot{V}_{air}	Vazão volumétrica de ar
$T_{air,in}$	Temperatura de entrada do ar
P_{amb}	Pressão ambiente (pressão de entrada do ar)
α_{out}	Coefficiente de trans. cal. convecção externa
$\alpha_{R,esh}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona de vapor superaquecendo
$\alpha_{R,vap}$	Coefficiente de trans. cal. convecção interna zona de evaporação
A_{air}/A_R	Razão da áreas de troca de calor entre o ar e o refrigerante
A_R	Área de troca de calor do lado do refrigerante
Dados de saída	
\dot{q}_{eva}	Taxa de troca de calor no evaporador [W]
$h_{ref,out}$	Entalpia de saída do refrigerante
$T_{air,out}$	Temperatura de saída do refrigerante
f_{esh}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de vapor superaquecendo
f_{vap}	Porcentagem do condensador que se destina a zona de evaporação

É feito um processo iterativo determinando o comprimento da zona de evaporação (f_{vap}), apresentado na figura 20 complementar a figura 19.

Figura 19 – Lógica de cálculos para o procedimento *Balço de Energia do Evaporador*.

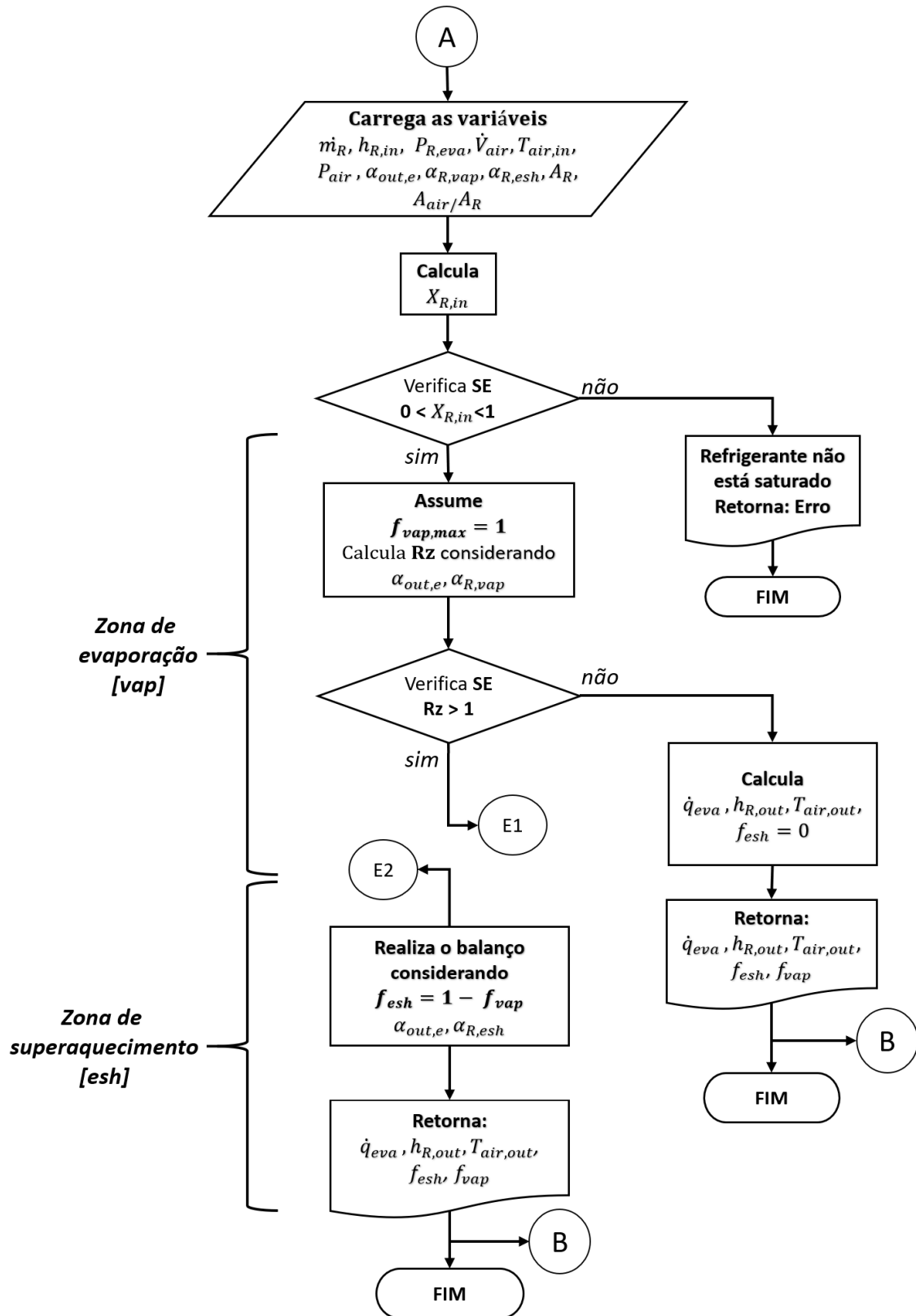
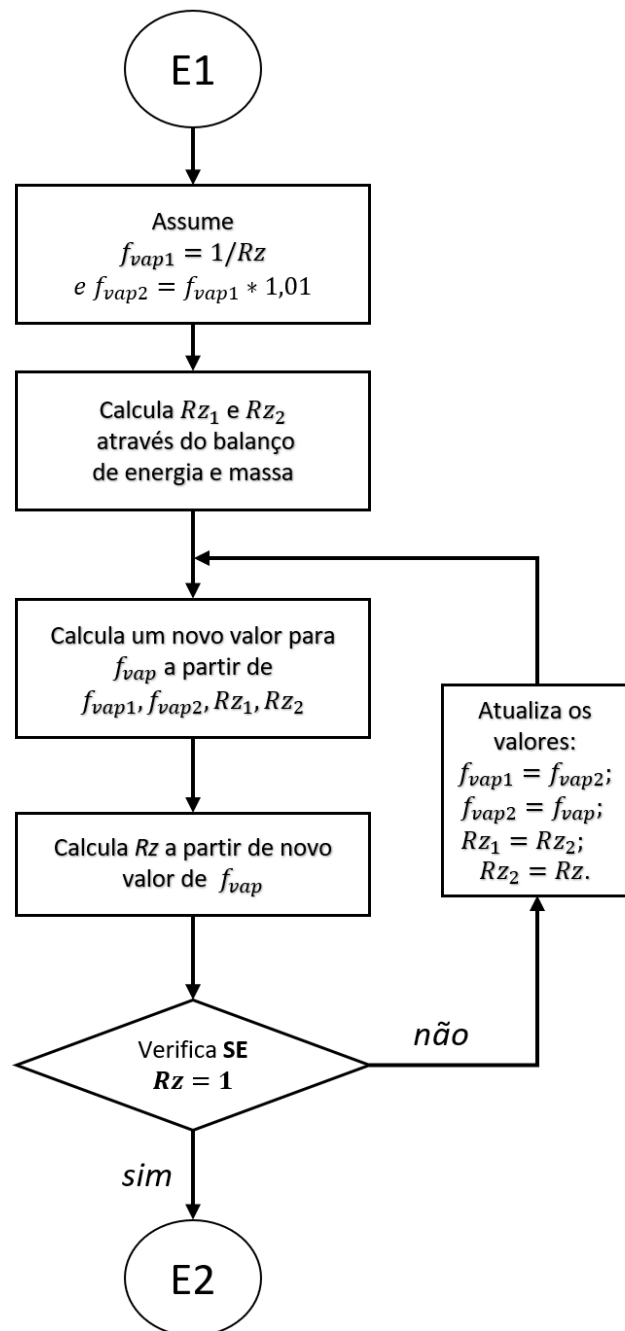


Figura 20 – Lógica da rotina auxiliar de balanço



fonte: O autor.

A lógica programada e estruturada pela rotina criada por Nellis & Klein, (2009) foi mantida, alterando-se os nomes das variáveis de entrada e adicionando novas variáveis de saída, e estabilizando a simulação para evitar erros.

4.2.1.3 Interação entre rotinas

As conexões A e B entre os algoritmos representado nos diagramas das figuras 18 e 19 são utilizados o método de convergência numérica por substituições sucessivas dos valores de f_{esh} e f_{vap} .

Tem-se que no modelo matemático foi apresentado o uso da fração da zona (f_{zona}), essa fração corresponde no evaporador a parte do trocador de calor que se destina a zona de evaporação (f_{vap}), zona de vapor superaquecido (f_{esh}).

Como são duas rotinas separadas, inicialmente estima-se um valor arbitrário do valor de cada zona, exemplo: $f_{vap} = 0,7$; $f_{esh} = 0,3$. Com esses valores o procedimento *Coefficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador* é executado e logo em seguida o procedimento *Balanço de energia do evaporador*.

O procedimento *Cálculo do balanço de energia* gera novos valores para f_{vap} e o f_{esh} . Tais valores são novamente interagem com o *procedimento Coeficientes de transferência de calor e dados geométricos do evaporador* até a convergência.

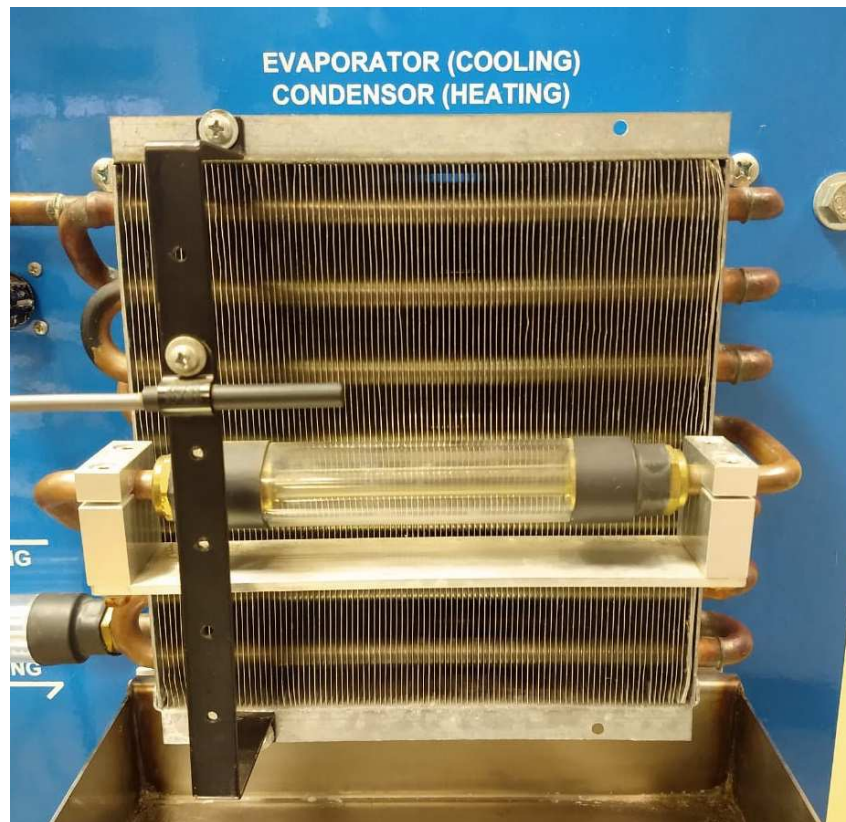
4.2.2 Simulação

O modelo matemático descrito na sessão 4.4 e as lógicas apresentadas na sub-sessão 4.5.1, foram implementadas no software de simulação.

4.2.3 Dados de entrada

O programa foi alimentado com os parâmetros geométricos do evaporador presente na bancada de refrigeração do laboratório ciências térmicas e hidráulicas do departamento de engenharia de produção e mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, mostrado na Figura 21.

Figura 21 – Evaporador da Bancada presente no LCTH.



fonte: O autor.

Os valores alimentados na simulação são mostrados no esquema da Tabela 11.

Tabela 11 – Dados geométricos do evaporador.

Parâmetros geométricos do Evaporador		
$H=18,2$ [cm]	$s_v=2,50$ [cm]	$p_{fin}=2,00$ [mm]
$L=6,4$ [cm]	$s_h=2,50$ [cm]	$th_{fin}=0,35$ [mm]
$W=18,2$ [cm]	$D=1,00$ [cm]	$e=1,5$ [micron]
$N_{t,row}=7$ [-]	$th=0,90$ [mm]	
$N_{t,col}=2$ [-]		

4.2.4 Resultados e validação do modelo do evaporador

Similarmente ao modelo do condensador, o modelo do evaporador foi testado para as três condições. Sendo que para cada uma das três medidas o modelo do evaporador foi alimentado com as condições operacionais do sistema e as condições de entrada do refrigerante no evaporador conforme mostrado na Tabela 36.

Tabela 12 – Principais variáveis de entrada da simulação do evaporador.

Experimento	h_4 [kJ/kg]	T_4 [C]	$T_{ambiente}$ [C]	$P_{ambiente}$ [KPa]	$\dot{V}_{ar,cond}$ [m ³ /s]	\dot{m}_{ref} [kg/s]
1	110,4	9	26	93	0,1	0,004619
2	114,2	1,5	27	93	0,1	0,004573
3	117,2	1	27	93	0,1	0,004681

Assim os dados gerados pela simulação considerando as 3 amostras de dados estão representados na Tabela 13.

Tabela 13 – Principais variáveis de saída da simulação do evaporador.

Experimento	\dot{Q}_{eva} [W]	h_1 [kJ/kg]	$T_{air,out,eva}$ [C]
1	496,2	217,9	21,4
2	665,5	259,7	20,8
3	662,5	258,8	19,9

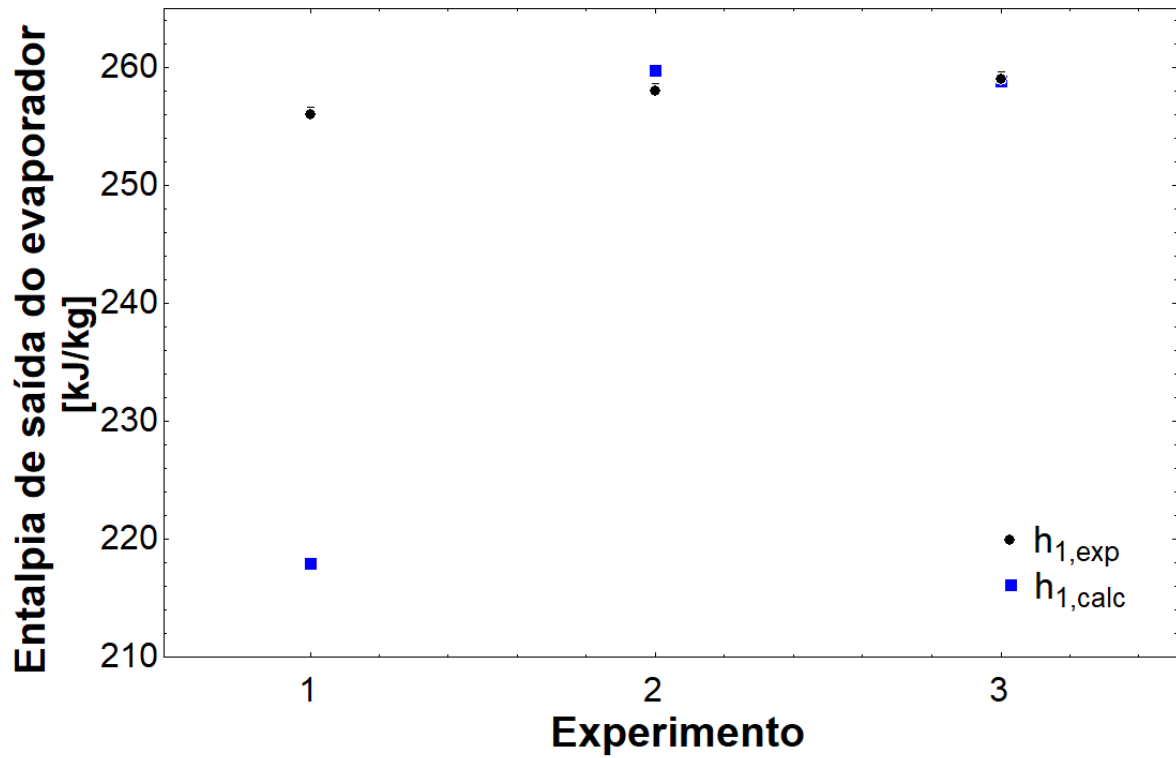
A incerteza de cada parâmetro medido foi considerada sendo igual a metade da precisão de cada instrumento utilizado, essa incerteza foi propagada para a entalpia de saída do evaporador e a taxa de troca térmica no evaporador. A análise da incerteza foi feita numericamente e é apresentada no Anexo B

Para a *validação* do modelo evaporador apresentado neste capítulo, comparou-se os dados calculados (Tab. 13) com os dados experimentais coletados presentes no Anexo B, conforme apresentado nas Tabelas 14 e 15.

Tabela 14 – Comparação entre resultados da entalpia de saída do evaporadora (h_1).

Experimento	$h_{1,exp}$ [kJ/kg]	$\delta h_{1,exp}$ [kJ/kg]	$h_{1,calc}$ [kJ/kg]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	256,1	±0,5	217,9	17,5	17,2
2	258,1	±0,5	259,7	0,6	0,3
3	259,1	±0,5	258,8	0,1	0,0

Figura 22 – Gráfico da comparação entre resultados da entalpia de saída do evaporador (h_1).

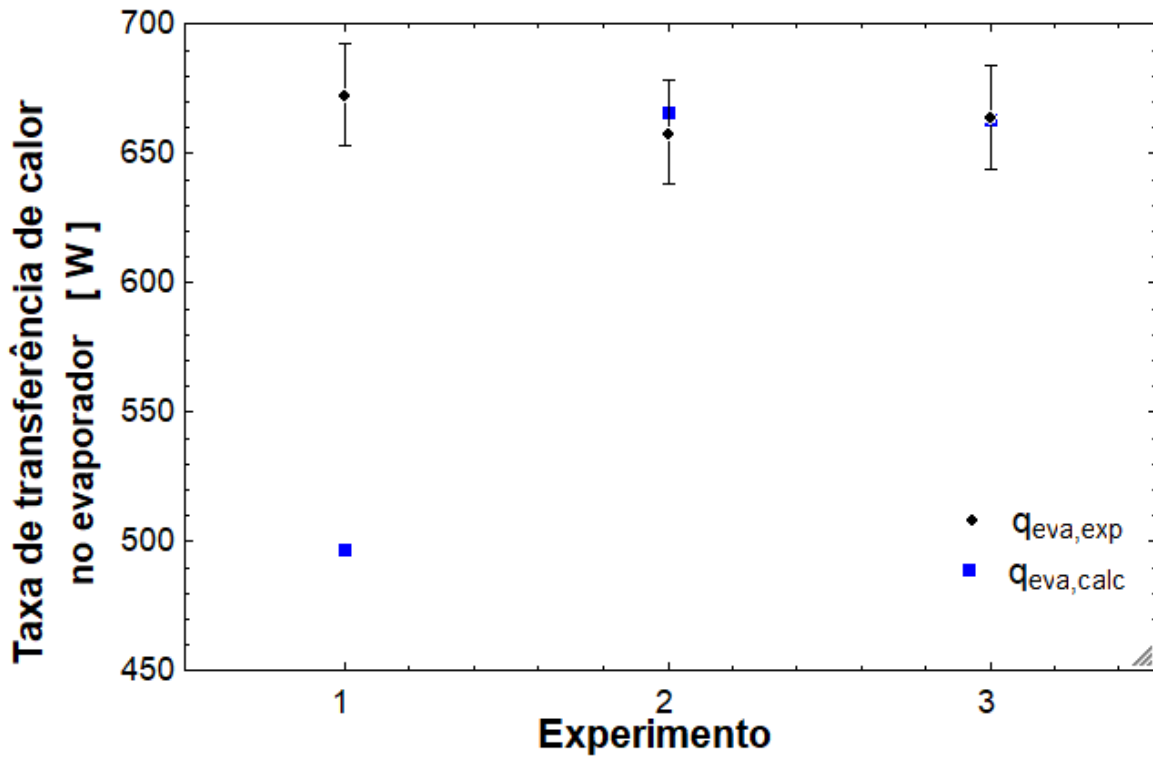


fonte: O autor.

Tabela 15 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica do evaporador (\dot{Q}_{eva}).

Experimento	$\dot{Q}_{eva,exp}$ [W]	$\delta\dot{Q}_{eva,exp}$ [W]	$\dot{Q}_{eva,calc}$ [W]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	672,6	± 20	496,2	35,3	31,3
2	657,9	± 20	665,5	1,2	0,0
3	663,9	± 20	662,5	0,2	0,0

Figura 23 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de troca térmica do evaporador (\dot{Q}_{eva}).



fonte: O autor.

A primeira série de dados coletados para o evaporador alcança cerca de 31% de divergência entre o modelo e o experimental. Acontece que essa primeira coleta acabou representando um caso limite. Justificado ao se ter uma temperatura de evaporação a $9^{\circ}C$, tendo que a pressão medida no ponto depois do tubo capilar (P_4) do sistema é menor que a pressão medida depois do evaporador (P_1), fato esse fisicamente impossível. Para se solucionar essa discrepância simplesmente as medidas da pressão de baixa (P_4 e P_1) foram desprezadas. A pressão de baixa adotada foi obtida ao se considerar a temperatura do refrigerante após a passagem no tubo capilar (T_4 , temperatura de saturação) e a expansão isentrópica do refrigerante, $h_3 = h_4$. Essa pressão obtida foi considerada a pressão da linha de baixa. Tendo essa pressão P_4 , como hipótese simplificadora, adotou-se que não há queda de pressão na linha.

O caso limite aconteceu devido ao fato de que o refrigerante na simulação não continha a quantidade de energia disponível para a mesma quantidade de troca térmica que o valor experimental apresentou ao ser analisado.

Escusando-se o primeiro experimento, tem-se que a variação máxima entre os dados experimentais é de 0,3% e os demais cabem dentro da incerteza experimental, o qual validando o modelo do evaporador.

4.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA DO COMPRESSOR

O modelo numérico apresentado está mostrado no livro de Nellis & Klein (2009), assim pode-se reduzir o modelo apresentado à equações 3.86, 3.89 e 3.92.

4.3.1 Metodologia

O modelo do compressor conta com as seguintes variáveis de entrada, internas e de saída na Tabela 16.

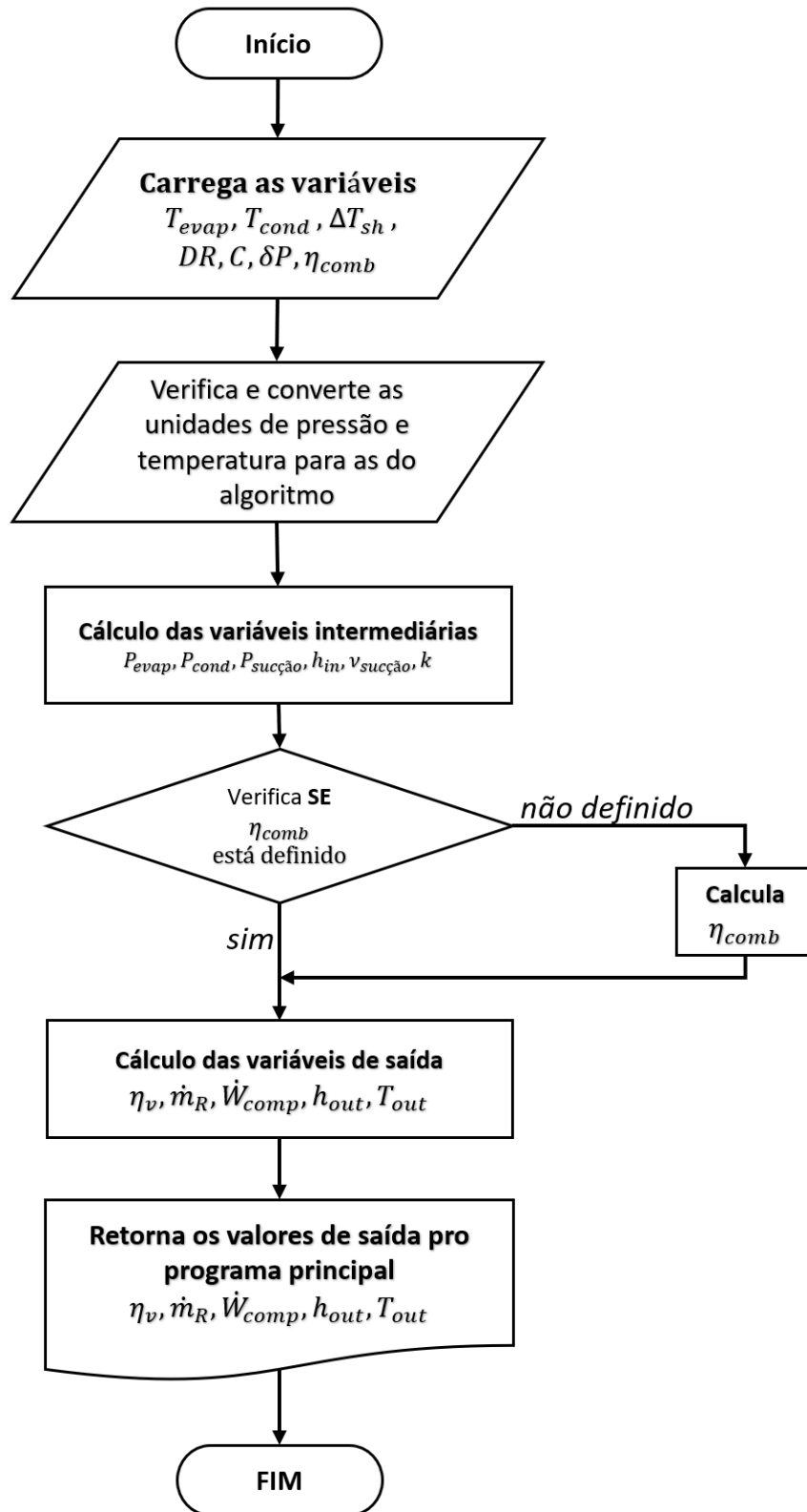
Tabela 16 – Dados de entrada, configurados, intermediários e de saída da rotina do compressor.

Dados de entrada			
T_{evap} ,	T_{cond} ,	ΔT_{sh}	
Dados do compressor configurado			
DR ,	C_{vm} ,	δP ,	η_{comb}
Dados do intermediários			
P_{evap} ,	P_{cond} ,	$P_{sucção}$,	h_{in}
$\nu_{sucção}$,	k ,	η_{comb}	
Dados de saída			
η_v ,	\dot{m}_R ,	\dot{W}_{comp}	
h_{out} ,	T_{out}		

A eficiência combinada (η_{comb}) pode ser definida para o compressor, ou seja, ela é um dado de entrada, ou ser calculada através da equação 3.93 resultado do mapeamento do compressor.

A estrutura lógica da rotina do compressor é representada na figura 24.

Figura 24 – Lógica computacional do procedimento do compressor.



fonte: O autor.

4.3.2 Simulação

A lógica e o modelo matemático para o compressor descritos foram implementados no software de simulação.

4.3.3 Dados de entrada

O programa foi alimentado com os dados geométricos e operacionais do compressor presente na bancada de refrigeração do laboratório ciências térmicas e hidráulicas do departamento de engenharia de produção e mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, mostrado na Figura 25.

Figura 25 – Compressor da bancada de refrigeração presente no LCTH.



fonte: O autor.

O compressor instalado é da marca *Tecumseh* e seu modelo é *AEA3425YXA*. Os dados geométricos e de desempenho foram retirados da planilha de dados do fabricante.

Assim os parâmetros geométricos e operacionais configurados para o compressor são mostrados na Tabela 17.

Tabela 17 – Dados configurados para o compressor.

Parâmetros geométricos do compressor	
$F = 60[\text{Hz}]$	$V_{\text{deslocado}} = 0,00000757[\text{m}^3]$
$DR = F \cdot V_{\text{deslocado}} [\text{m}^3/\text{s}]$	$C = 0,05 (5 \%)$
$\delta P = 0,1 (10 \%)$	$0,42 < \eta_{\text{comb}} < 0,72$ (eq. 3.93)

Onde: F é a frequência da rede elétrica.

4.3.4 Resultados e validação do modelo do compressor

Para validação do modelo do compressor, o modelo foi testado para três condições operacionais distintas.

Na tabela 18 encontram-se as variáveis de entrada da simulação do compressor.

Tabela 18 – Variáveis de entrada da simulação do compressor.

Experimento	T_4 [C]	ΔT_{sh} [C]	$T_{condensação}$ [C]
1	9	8	52,2
2	1,5	7,5	55,4
3	1	9	57,4

Os dados gerados pela simulação, dos três experimentos são mostrados na Tabela 19.

Tabela 19 – Variáveis de saída da simulação do compressor.

Experimento	$\dot{m}_{R,comp}$ [kg/s]	\dot{W}_{comp} [W]	h_2 [kJ/kg]
1	0,004774	318,5	324,9
2	0,004788	331,3	327,3
3	0,004586	332,8	331,7

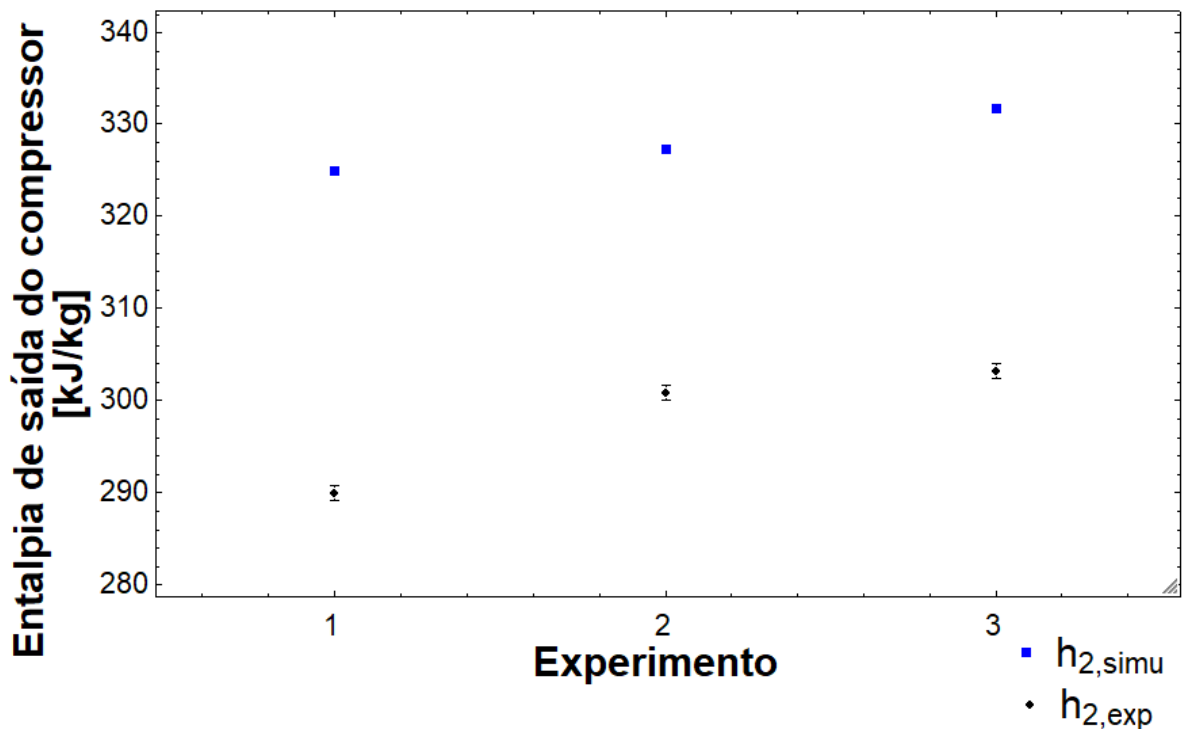
A incerteza de cada parâmetro medido foi considerada sendo igual a precisão do instrumento de medição utilizado, essa incerteza foi utilizada na escala do medidor de vazão volumétrica de refrigerante e nos pontos de aferição da temperatura e entalpia. A análise da incerteza foi feita numericamente e está mostrada no Anexo B.

A primeira comparação é a da entalpia de saída do compressor, mostrada na tabela 20 e o gráfico da figura 26.

Tabela 20 – Comparação entre a entalpia experimental e calculada do compressor.

Experimento	$h_{2,exp}$ [kJ/kg]	$\delta h_{2,exp}$ [kJ/kg]	$h_{2,calc}$ [kJ/kg]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	290,0	0,8	324,9	12,0	11,8
2	300,9	0,6	327,3	8,8	8,6
3	303,2	0,6	331,7	9,4	9,2

Figura 26 – Gráfico da comparação entre resultados das entalpias do modelo do compressor e a experimental.



Uma observação **importante** é que, o modelo do compressor é adiabático e exprime o estado termodinâmico do refrigerante logo após a sua saída do compressor, ou seja, o estado do refrigerante no momento em que ele passa pelo tubo de descarga e prossegue no sistema. Porém na bancada, existe uma longa tubulação de cobre exposta ao ambiente desde a saída do compressor até a posição da aferição da temperatura e pressão da linha - cerca de 1,6 metros de distância de troca térmica, mais a troca de calor do casco do compressor como pode ser observado pela linha vermelha na figura 27. Assim logo concluiu-se que a temperatura de saída e, portanto, a entalpia do compressor sofre uma queda muito relevante entre o ponto de saída do compressor e o ponto de aferição experimental. Logo existe uma grande variação entre a entalpia calculada pela simulação e a entalpia aferida do ponto, conforme pode ser observada na Tab. 20 e a figura 26. *Portanto, a validação do modelo do compressor será feita pela vazão mássica.*

Figura 27 – Caminho do tubo após a descarga do compressor até a medição.



Já ao determinar a entalpia de saída do refrigerante experimentalmente para calcular o trabalho e por conseguinte o COP, fica claro que os dados experimentais tem um grande erro intrínseco, devido a este fato.

Tendo-se realizado essa observação importante a respeito do funcionamento do compressor, pode-se validar a simulação apenas para a vazão mássica do sistema, pois ela é constante ao longo de todo o circuito operando em regime permanente.

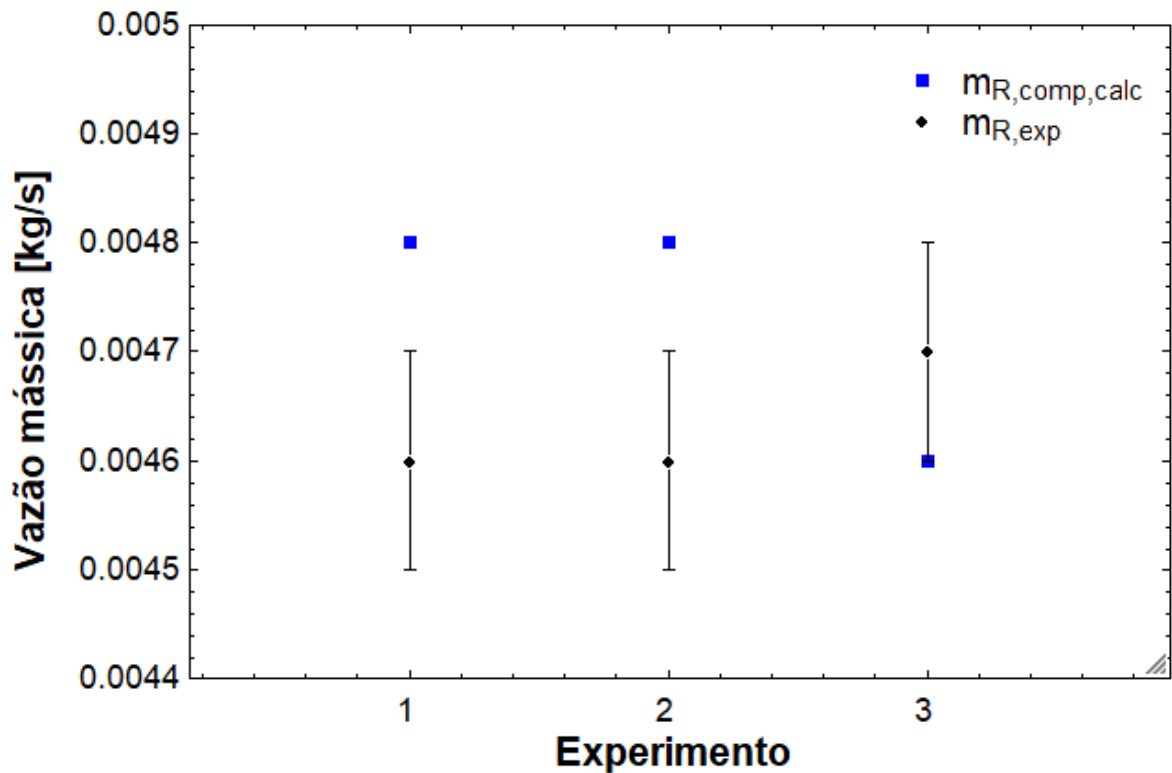
Para a entalpia de saída do refrigerante calculada pela simulação, tem-se que, devida a ampla validação do modelo proposto por Klein *et al.*, (1999) e Reindl *et al.*, (2000) para os compressores recíprocos herméticos, seu modelo é amplamente utilizado em simulações para o ciclo de refrigeração, então é seguro usar seus valores, para análises qualitativas e estudos do ciclo, pois não houve a possibilidade de aferição do estado real do refrigerante na descarga do compressor.

Para a validação do modelo do compressor, conforme explicado, comparou-se a vazão mássica calculada pela simulação, com a vazão mássica experimental medida, o trabalho e a entalpia no ponto 2 (h_2) foram desconsiderados para a validação conforme explicado previamente. A comparação pode ser vista na Tabela 21 e na Figura 28.

Tabela 21 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada do compressor.

Experimento	$\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\delta\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\dot{m}_{R,comp,calc}$ [kg/s]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0048	4,4	2,2
2	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0048	4,4	2,2
3	0,0047	$\pm 0,0001$	0,0046	2,2	0,0

Figura 28 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas do modelo do compressor e a experimental.



fonte: O autor.

Tem-se então que o erro da vazão mássica atinge a valor máximo de 2,2% e o mínimo de 0% ao se considerar a incerteza experimental, o que é um excelente valor. Isto expressa que o modelo está devidamente calibrado para calcular um bom valor *qualitativo* para o *trabalho* e o *COP* do sistema, ao se considerar que a medição experimental é insuficiente para expressar o real estado termodinâmico do refrigerante na saída do compressor.

4.4 SOLUÇÃO NUMÉRICA DO TUBO CAPILAR

4.4.1 Metodologia

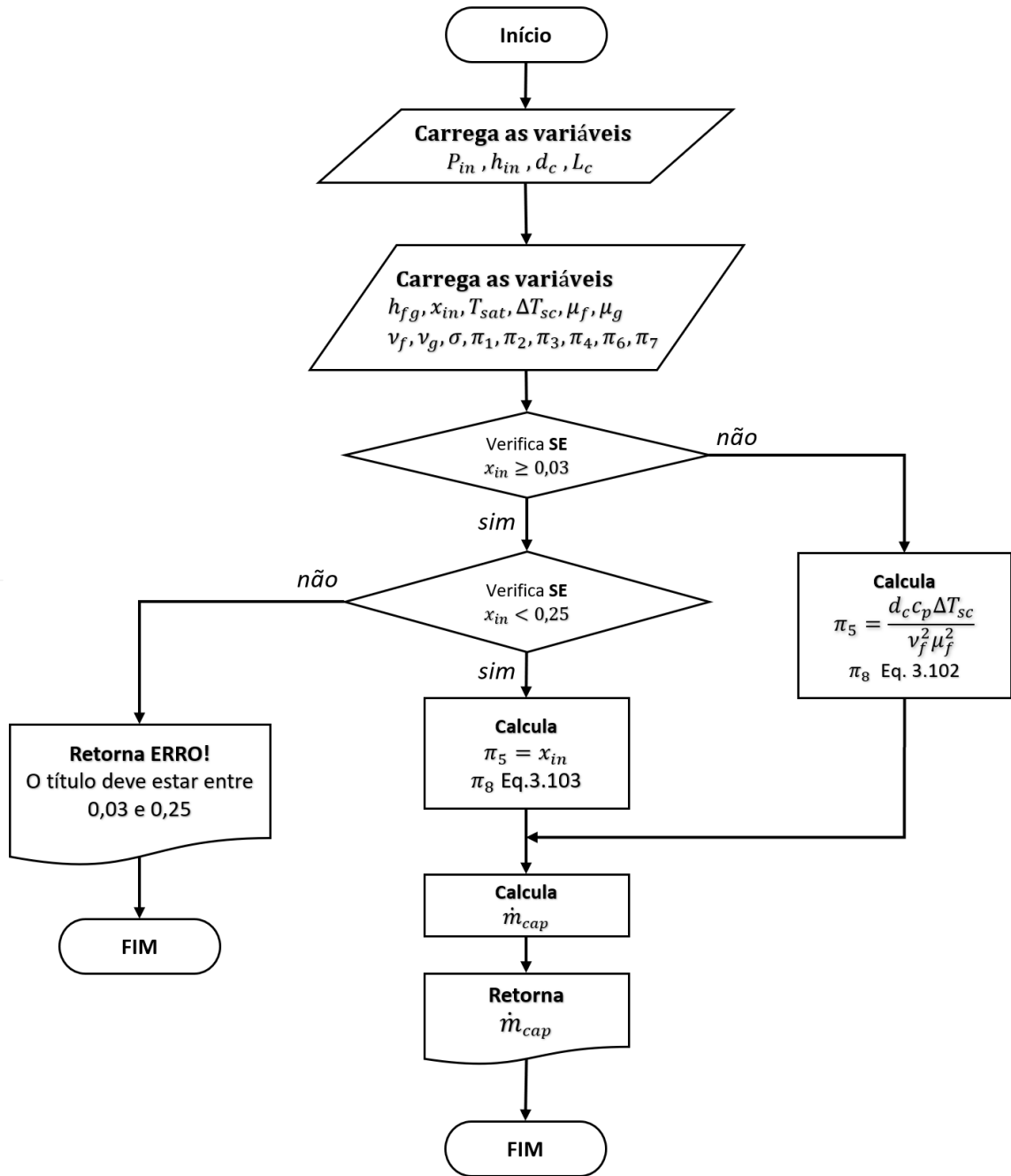
A rotina do modelo do tubo capilar conta com as seguintes variáveis de entrada, internas e de saída, apresentadas na Tabela 22.

Tabela 22 – Dados de entrada, configurados, intermediários e de saída da rotina do tubo capilar.

Dados de entrada	
P_{in}	Pressão de entrada do refrigerante
h_{in}	Entalpia de entrada do refrigerante
Dados do tubo capilar configurado	
d_c	Diâmetro interno do tubo capilar
L_c	Comprimento linear do tubo capilar
Dados do intermediários	
h_{fg}	Calor latente de evaporação
x_{in}	Título de entrada
T_{sat}	Temperatura de saturação
ΔT_{sc}	Grau de sub-resfriamento
μ_f	Viscosidade líquida
μ_g	Viscosidade do vapor
ν_f	Volume específico de líquido
ν_g	Volume específico de vapor
σ	Tensão superficial
π_n	Parâmetros adimensionais π para ($n = 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8$)
Dados de saída	
$\dot{m}_{R,cap}$	Vazão mássica do refrigerante no tubo capilar

A estrutura lógica da rotina do tubo capilar é representada na figura 29.

Figura 29 – Lógica computacional do procedimento do tubo capilar.



fonte: O autor.

4.4.2 Simulação

A lógica e o modelo matemático para o tubo capilar descritos foram implementados no software de simulação.

4.4.3 Dados de entrada

O programa foi alimentado com os dados geométricos do tubo capilar presente na bancada de refrigeração do laboratório ciências térmicas e hidráulicas do departamento de engenharia de produção e mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, mostrado na Figura 30.

Figura 30 – Tubo capilar da bancada de refrigeração presente no LCTH.



fonte: O autor.

Os parâmetros geométricos do compressor são:

- $L_c = 1$ metro (comprimento do tubo capilar);
- $D_c \approx 1$ mm (diâmetro interno do tubo capilar).

Não foi possível fazer a medida exata do diâmetro interno do tubo capilar, assim seu valor utilizado na simulação foi ajustado a um valor próximo a 1 mm que fornecesse a melhor validação experimental.

4.4.4 Resultados e validação do modelo do tubo capilar

Para a validação do modelo do tubo capilar, o modelo foi testado para três condições operacionais distintas.

Na Tabela 23, encontram-se os dados de entrada da simulação do tubo capilar.

Tabela 23 – Dados de entrada da simulação do tubo capilar.

Experimento	h_3 [kJ/kg]	P_3 [kPa]
1	110,4	1393
2	114,2	1403
3	117,2	1437

Assim, os dados gerados pela simulação do tubo capilar para os três experimentos, são mostrados na Tabela 24.

Tabela 24 – Dados de saída da simulação do tubo capilar.

Experimento	$\dot{m}_{R,comp}$ [kg/s]
1	0,004772
2	0,004549
3	0,004495

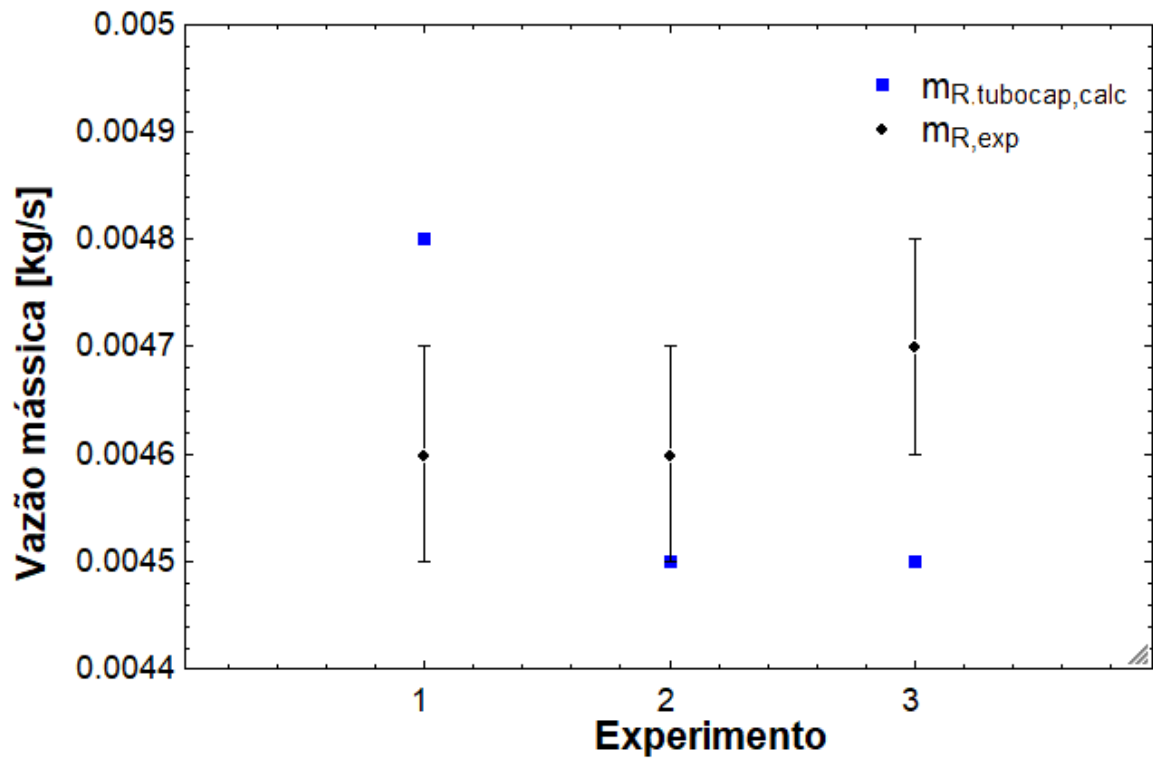
A incerteza da vazão mássica experimental foi calculada através do software de simulação, ao se considerar as incertezas das medições de: temperatura, pressão e vazão volumétrica do sistema. O detalhamento do cálculo está presente no Anexo B.

Para a validação do modelo do tubo capilar, comparou-se os resultados experimentais com os resultados calculados, conforme apresentados na Tabela 25 e Figura 31.

Tabela 25 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada do tubo capilar.

Experimento	$\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\delta\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\dot{m}_{R,comp,calc}$ [kg/s]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0048	4,4	2,2
2	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0045	2,2	0,0
3	0,0047	$\pm 0,0001$	0,0045	4,4	2,2

Figura 31 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas do modelo do tubo capilar e a experimental.



fonte: O autor.

Temos então que o erro da vazão mássica atinge a máxima de 2,2% ao se considerar a incerteza experimental, validando assim o modelo do tubo capilar da bancada.

5 SOLUÇÃO NUMÉRICA DO CICLO

5.1 INTRODUÇÃO

A partir dos modelos desenvolvidos para os trocadores de calor apresentados no capítulo 3 e os modelos desenvolvidos para o compressor e tubo capilar apresentados no capítulo 4, pôde-se então criar uma rotina computacional para calcular todo o ciclo de refrigeração integrando-se os componentes entre si.

Tal rotina foi desenvolvida e implementada no software de simulação.

Este capítulo se dedica à apresentar tudo sobre essa rotina computacional. Inicialmente a metodologia implementada, como a simulação interage com as rotinas dos componentes individuais, os dados de entrada, os resultados obtidos pela simulação, a validação do modelo e a análise do resultado obtido.

5.2 METODOLOGIA

A rotina *main_program* (como foi chamada) é a responsável por receber os dados operacionais da bancada de refrigeração e retornar todas as variáveis de saída do ciclo, ou seja, todas as temperaturas, pressões, entalpias, trabalho do compressor, transferência de calor dos trocadores, etc. As variáveis de entrada, as principais intermediárias¹ e as de saída são apresentadas na Tabela 26.

Para a rotina adotou-se uma série de hipóteses simplificadoras, com o objetivo de manter a simulação simples e ainda condizente com a realidade, assim as hipóteses simplificadoras são as seguintes:

- A queda de pressão na linha de alta pressão é contada após a passagem do refrigerante no condensador onde é aplicado um decréscimo de 8% da pressão de entrada, obtido através da menor média relativa as medições experimentais considerando-se a incerteza experimental;
- A queda de pressão entre o compressor e o condensador e na linha de baixa pressão é desprezada;
- A transferência de calor entre a tubulação e o ambiente é desprezada.

¹ A totalidade das variáveis intermediárias, englobam todas as variáveis de entrada e saída dos modelos apresentados para os quatro componentes do ciclo (compressor, condensador, tubo capilar e evaporador), sendo assim na Tab. 26 estão apresentados apenas as *principais* variáveis, ou seja, aquelas que são as específicas do *main_program* e não as requeridas pelos modelos dos componentes.

A queda de pressão de 8% é utilizada com o intuito de ajudar a prever com melhor margem a vazão mássica do tubo capilar, mesmo 8% sendo um valor conservador, ou seja, a pressão tende a cair mais que isso, assim a utilização dessa queda de pressão fornece um dado melhor para o modelo do tubo capilar utilizado para regular a vazão mássica do sistema.

Tabela 26 – Dados de entrada, intermediários e de saída do *main_program*.

Dados de entrada	
$T_{amb}, P_{amb}, \dot{V}_{air,c}, \dot{V}_{air,e}, P_{cond}$	
Principais dados intermediários	
$Nr_{loop,1}$ e $Nr_{loop,2}$	Contador de número de vezes que o programa repete os laços 1 e 2
$Erro_{\dot{m}}$	Erro relativo percentual entre os modelos da vazão mássica do compressor e do tubo capilar
$Erro_T$	Diferença da variação da temperatura de superaquecimento do refrigerante no evaporador ($T_1 - T_4$)
Dados de saída	
$P [1, 2, 3, 4], h [1, 2, 3, 4], T [1, 2, 3, 4], \dot{m}_{R,comp}$ $T_{air,out,c}, T_{air,out,e}, \dot{W}_{comp}, \dot{Q}_{cond}, \dot{Q}_{eva}, COP$	

O $Erro_{\dot{m}}$ e $Erro_T$ são dadas pelas seguintes equações:

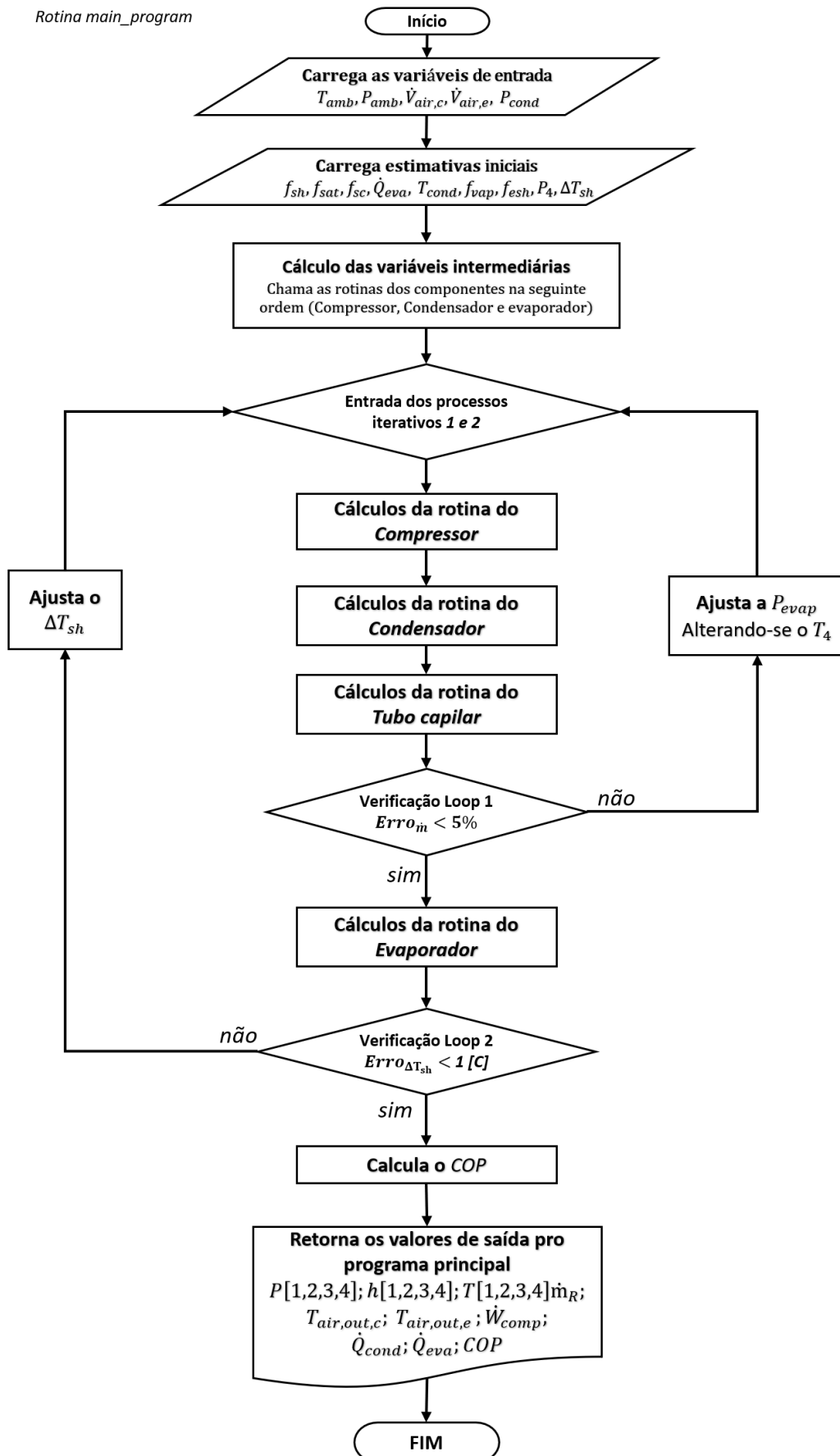
$$Erro_{\dot{m}} = \left| \frac{\dot{m}_{R,comp} - \dot{m}_{R,cap}}{\text{MIN}(\dot{m}_{R,comp}; \dot{m}_{R,cap})} \right| \quad (5.1)$$

$$Erro_T = | \Delta T_{sh,i-1} - \Delta T_{sh,i} | \quad (5.2)$$

Onde:

- $\Delta T_{sh,i-1}$ é o grau de superaquecimento da iteração anterior do refrigerante ao entrar no compressor, e no caso da primeira iteração ele é um valor estimado;
- $\Delta T_{sh,i}$ é o grau de superaquecimento calculado na presente iteração.

A estrutura lógica da rotina *main_program* é apresentada na Figura 32.

Figura 32 – Estrutura do algoritmo da rotina *main_program*.

fonte: O autor.

5.3 DADOS DE ENTRADA

Utilizando-se a rotina desenvolvida e os modelos já validados neste trabalho, simulou-se o ciclo real para as três condições experimentais coletadas. A bancada opera com o fluido refrigerante R134a e os dados alimentados à simulação são mostrados na Tabela 27.

Tabela 27 – Dados experimentais utilizados na simulação do ciclo.

Experimento	$\dot{V}_{air,c}$ [m ³ /s]	$\dot{V}_{air,e}$ [m ³ /s]	T_{amb} [C]	P_{amb} [kPa]	$P_{cond} (P_2)$ [kPa]
1	0,1	0,1	26	93	1493
2	0,1	0,1	27	93	1506
3	0,1	0,1	27	93	1595

5.4 RESULTADOS

Os resultados obtidos para o ciclo são mostrados abaixo nas Tabelas 28, 29 e 30.

Tabela 28 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 1.

Dados de entrada:	$T_{amb} = 26[^\circ C]$ $\dot{V}_{air,e} = 0,1[m^3/s]$	$P_2 = 1493[KPa]$ $P_{amb} = 93000[Pa]$	$\dot{V}_{air,c} = 0,1[m^3/s]$
Dados de saída:	$COP = 2,139$ $\dot{Q}_{cond,simu} = 886,1[W]$ $T_{air,out,cond} = 34,14[^\circ C]$	$\dot{m}_{R,cap} = 0,004132[kg/s]$ $\dot{Q}_{evap,simu} = 604,0[W]$	$\dot{m}_{R,comp} = 0,004335[kg/s]$ $T_{air,out,evap} = 20,45[^\circ C]$
Ponto:	Temperatura [°C]	Pressão [KPa]	Entalpia [KJ/kg]
[1]	8,359	285,6	258,1
[2]	94,2	1493	322,7
[3]	48,04	1374	118,3
[4]	-0,7	285,6	118,3

Tabela 29 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 2.

Dados de entrada:	$T_{amb} = 27[^\circ C]$ $\dot{V}_{air,e} = 0,1[m^3/s]$	$P_2 = 1506[KPa]$ $P_{amb} = 93000[Pa]$	$\dot{V}_{air,c} = 0,1[m^3/s]$
Dados de saída:	$COP = 2,094$ $\dot{Q}_{cond,simu} = 874,9[W]$ $T_{air,out,cond} = 35,06[^\circ C]$	$\dot{m}_{R,cap} = 0,004033[kg/s]$ $\dot{Q}_{evap,simu} = 590,6[W]$	$\dot{m}_{R,comp} = 0,004207[kg/s]$ $T_{air,out,evap} = 21,55[^\circ C]$
Ponto:	Temperatura [°C]	Pressão [KPa]	Entalpia [KJ/kg]
[1]	12,1	283,6	261,5
[2]	99,67	1506	328,6
[3]	49,16	1386	120,6
[4]	-0,9	283,6	120,6

Tabela 30 – Resultados da simulação do ciclo referente ao experimento 3.

Dados de entrada:	$T_{amb} = 27[^\circ C]$ $\dot{V}_{air,e} = 0,1[m^3/s]$	$P_2 = 1595[KPa]$ $P_{amb} = 93000[Pa]$	$\dot{V}_{air,c} = 0,1[m^3/s]$
Dados de saída:	$COP = 2,259$ $\dot{Q}_{cond,simu} = 930[W]$ $T_{air,out,cond} = 35,57[^\circ C]$	$\dot{m}_{R,cap} = 0,004385[kg/s]$ $\dot{Q}_{evap,simu} = 643,1[W]$	$\dot{m}_{R,comp} = 0,004579[kg/s]$ $T_{air,out,evap} = 21,07[^\circ C]$
Ponto:	Temperatura [$^\circ C$]	Pressão [KPa]	Entalpia [KJ/kg]
[1]	12,93	302,7	261,7
[2]	96,54	1595	323,9
[3]	48,2	1467	120,9
[4]	0,9	302,7	120,9

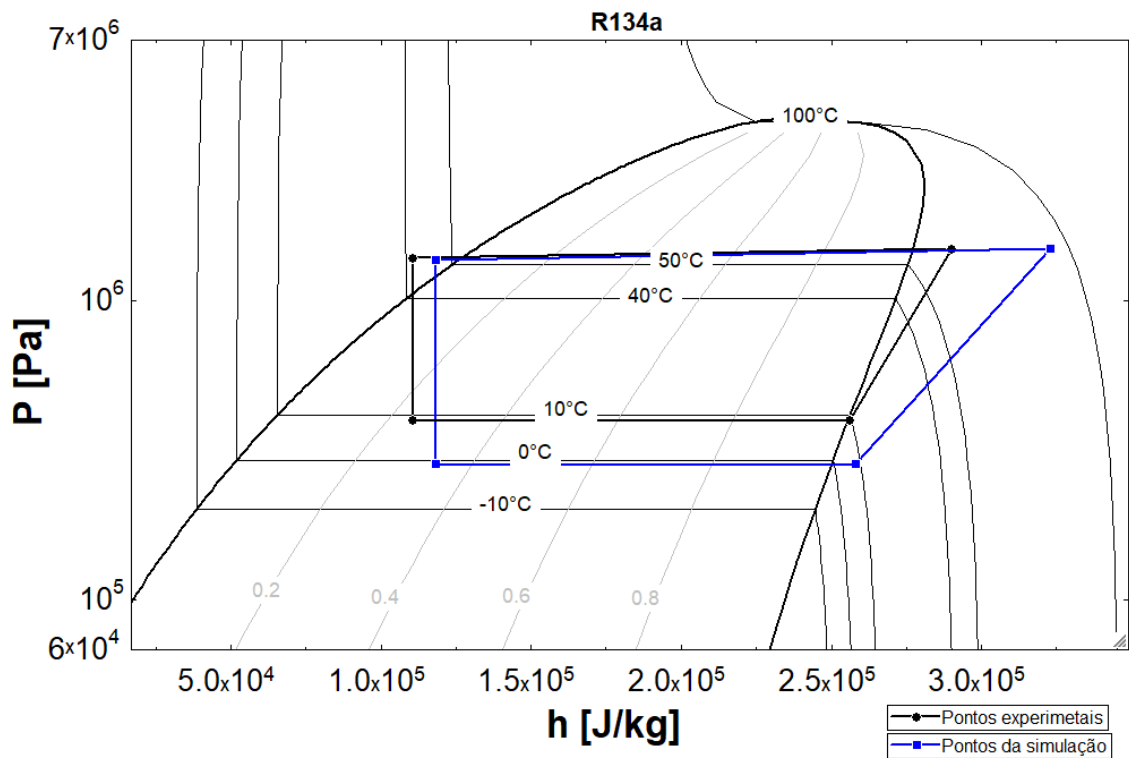
5.4.1 Validação da simulação

Devido às hipóteses simplificadoras adotadas uma significativa troca de calor ocorrida entre a tubulação e o meio ambiente é desprezada **na linha que liga o compressor ao condensador**, assim os dados relativos ao compressor possuem pouca comunicação direta com os experimentais, sendo claramente justificado que conforme apresentado no modelo do compressor.

Os valores relativo ao ponto 2 encontrados pela simulação se referem ao **ponto de saída do compressor**, já os dados experimentais relativo ao ponto 2 estão medindo a uma distância de 1,6m da descarga do compressor e se referem ao **ponto de entrada no condensador**. Que na simulação é utilizado o mesmo, mais no experimental tem-se uma significativa diferença. Ficando evidenciado essa diferença no diagrama da figura 35.

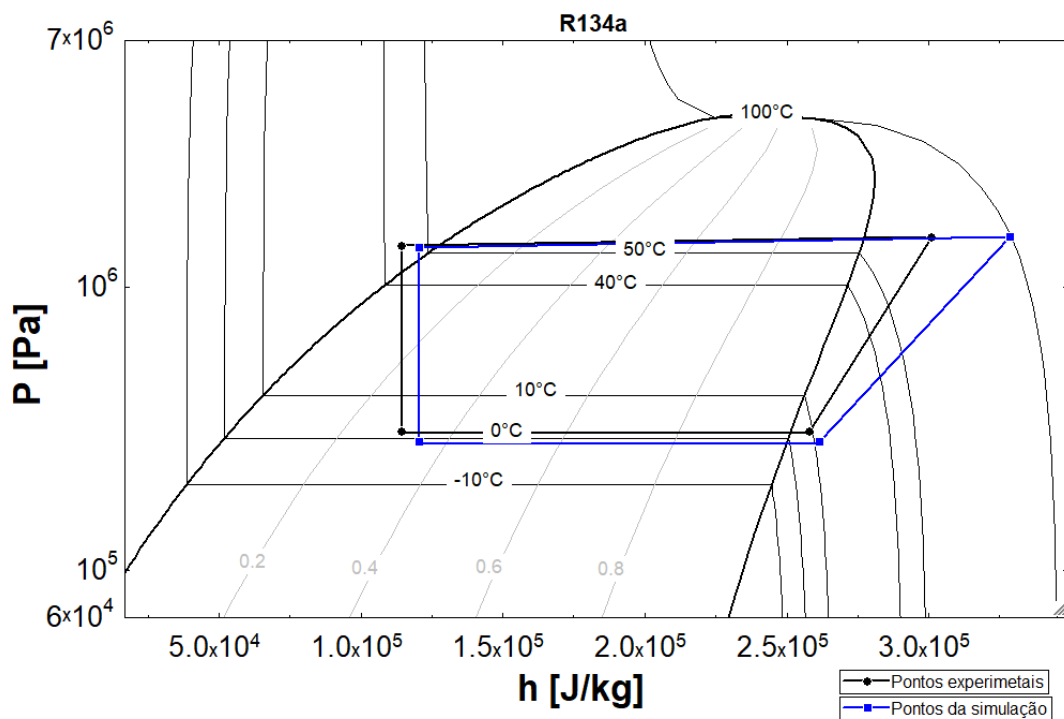
Assim feita essa ressalva pode-se gerar os diagramas P-h comparando os dados experimentais com os da simulação, apresentados nas figuras 33, 34 e 35.

Figura 33 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 1.



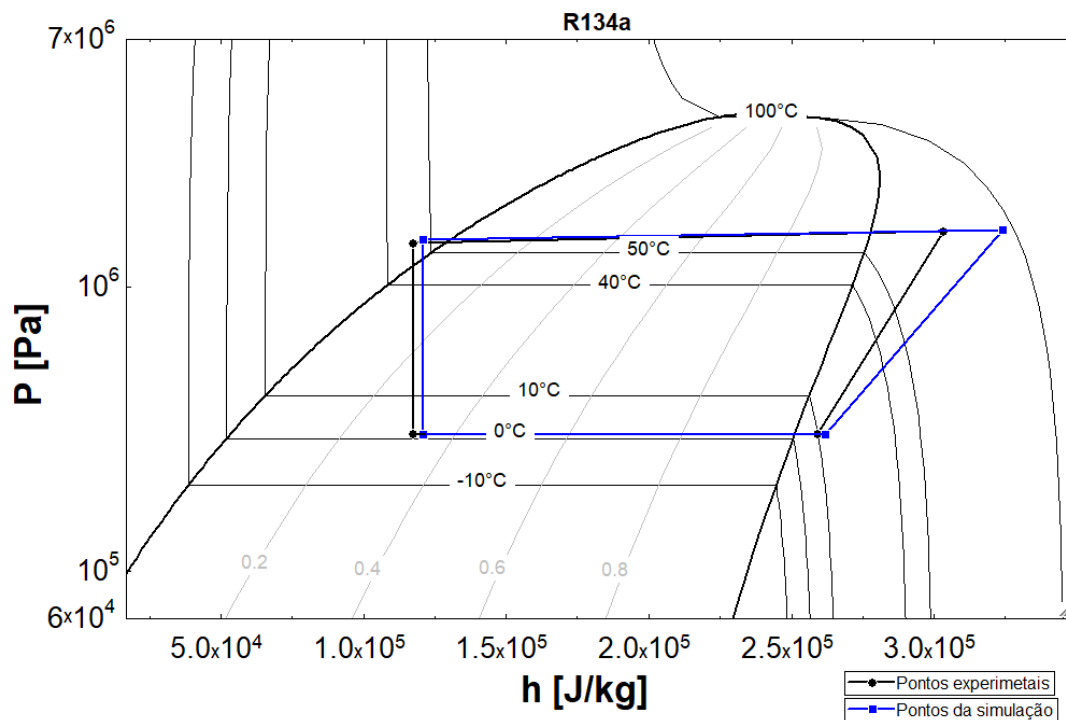
fonte: O autor.

Figura 34 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 2.



fonte: O autor.

Figura 35 – Gráfico do diagrama P-h comparando o ciclo experimental com o ciclo da simulação relativo ao experimento 3.



fonte: O autor.

A simulação também fornece como dado de saída a vazão mássica calculada pelo compressor, o trabalho exercido pelo compressor e as taxas de troca térmica do condensador e do evaporador e o COP . Assim podemos comparar relativamente esses dados.

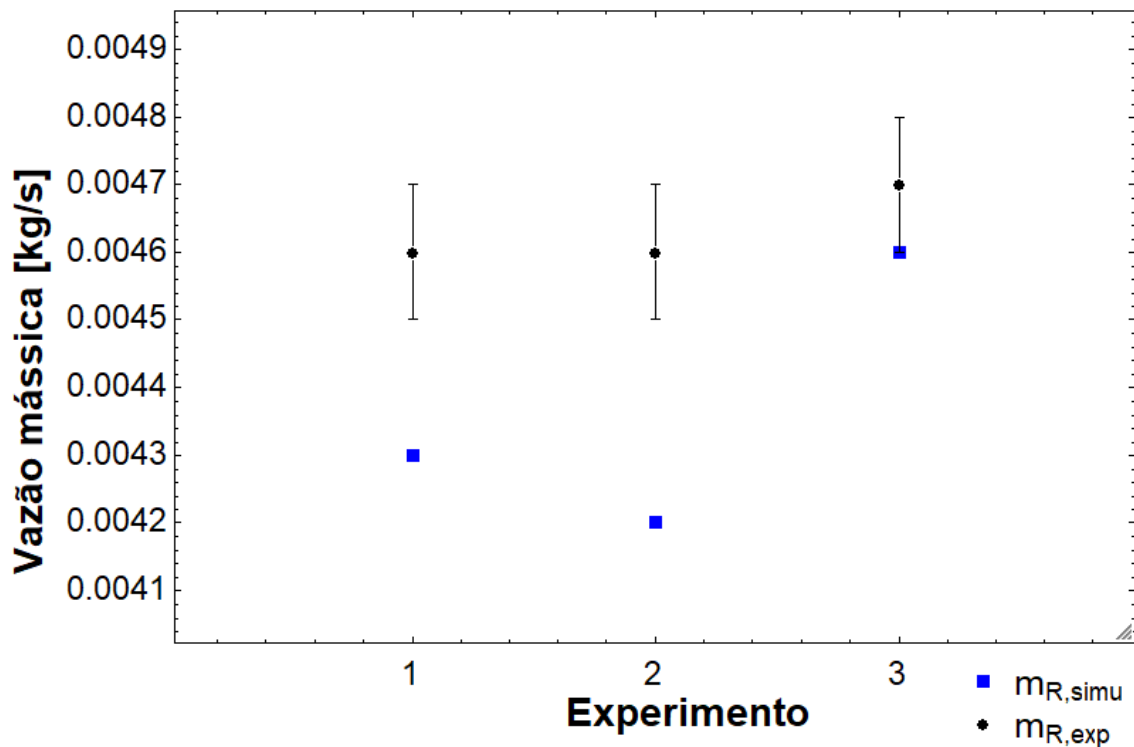
A comparação entre as vazões mássicas experimental e da simulação é mostrada na Tabela² 31 e Figura 36.

Tabela 31 – Comparação entre a vazão mássica experimental e calculada pela simulação.

Experimento	$\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\delta\dot{m}_{R,exp}$ [kg/s]	$\dot{m}_{R,comp,simu}$ [kg/s]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0043	7,0	4,3
2	0,0046	$\pm 0,0001$	0,0042	9,5	6,5
3	0,0047	$\pm 0,0001$	0,0046	2,2	0,0

² Os sub-escritos *exp* se refere aos dados coletados experimentalmente, e o sub-escrito *calc* se refere aos dados gerados pelo modelo numérico.

Figura 36 – Gráfico da comparação entre resultados das vazões mássicas da simulação e a experimental.



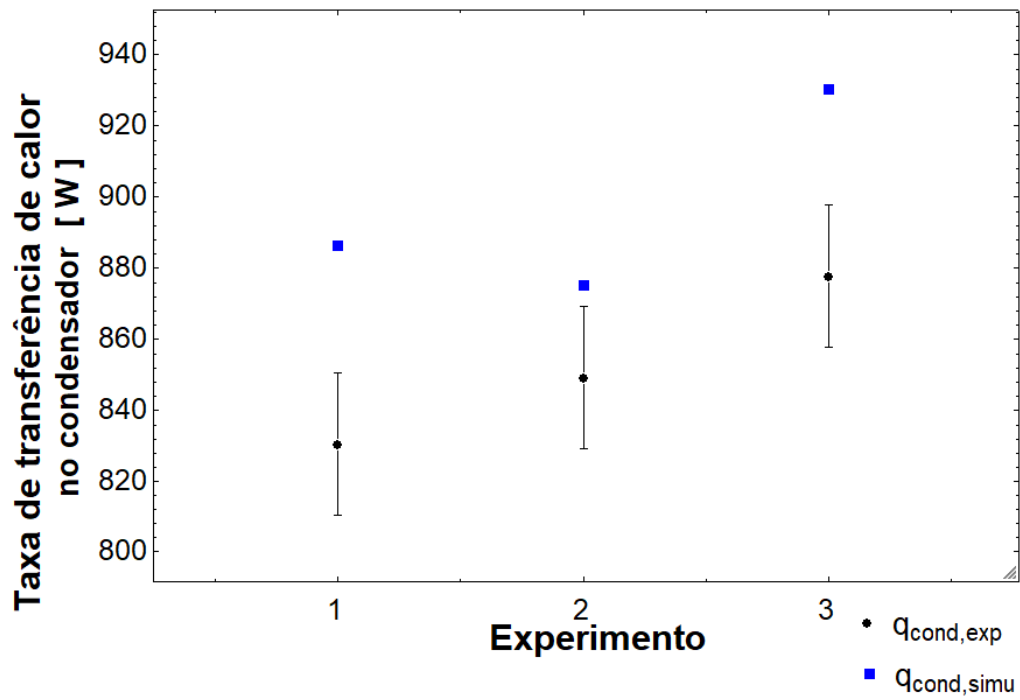
fonte: O autor.

As comparações das taxas de transferência de calor do condensador e do evaporador podem ser visualizados na Tabela 32 e nas figuras 37 e 38.

Tabela 32 – Comparação entre resultados da taxa de troca térmica entre o experimental e o da simulação do ciclo.

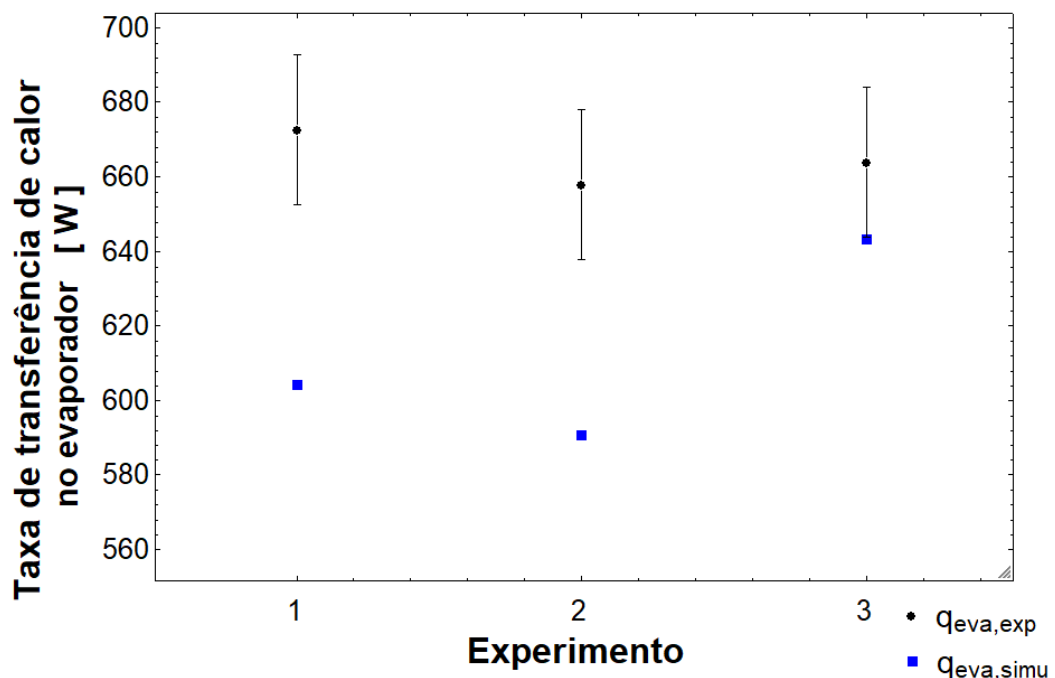
<i>Taxa de Transferência de Calor do Condensador</i>					
Experimento	$\dot{Q}_{cond,exp}$ [W]	$\delta\dot{Q}_{cond,exp}$ [W]	$\dot{Q}_{cond,simu}$ [W]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	830	± 20	886	6,8	4,4
2	854	± 20	875	2,5	0,1
3	854	± 20	930	8,9	6,6
<i>Taxa de Transferência de Calor do Evaporador</i>					
Experimento	$\dot{Q}_{eva,exp}$ [W]	$\delta\dot{Q}_{eva,exp}$ [W]	$\dot{Q}_{eva,simu}$ [W]	diferença [%]	menor diferença [%]
1	673	± 20	604	11,3	9,7
2	658	± 20	591	11,2	8,0
3	664	± 20	643	3,2	0,1

Figura 37 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de transferência de calor do condensador entre o experimental e o ciclo.



fonte: O autor.

Figura 38 – Gráfico da comparação entre resultados da taxa de transferência de calor do condensador entre o experimental e o ciclo.



fonte: O autor.

Como previamente argumentado, e demonstrado nas figuras 33, 34 e 35, o modelo do compressor oferece as maiores variações, entre o que realmente acontece e o que é medido experimentalmente, assim influenciando diretamente no COP , logo a comparação entre os dados do compressor e COP podem ser visualizados na tabela 33.

Tabela 33 – Comparação entre o trabalho do compressor e o COP do sistema entre o experimental e a simulação.

Experimento	\dot{W}_{exp} [W]	\dot{W}_{simu} [W]	COP_{exp} [-]	COP_{simu} [-]
1	156 ± 6	282	$4,3 \pm 0,1$	2,1
2	196 ± 6	282	$3,36 \pm 0,07$	2,1
3	206 ± 6	285	$3,22 \pm 0,07$	2,3

Devido à discrepância dos valores obtidos para o trabalho e o COP , mostrados na tabela 33, não se faz necessário a construção de gráficos comparativos, conforme o justificado anteriormente.

Uma evidência experimental dessa argumentação reside na diferença do trabalho exercido pelo compressor no experimento 1 em relação aos experimentos 2 e 3, pois o compressor sendo um simples compressor hermético sem nenhum controle eletrônico trabalha sempre inscrito em faixa de pequena variação na potência e os valores experimentais estão variando mais de 28% quando na verdade, nem se varia tanto assim as condições operacionais, comprovando-se que os dados da simulação estão condizentes com um compressor real e os dados coletados estão condizentes com o ponto de entrada do refrigerante no condensador, não com a saída do compressor.

No diagrama da figura 33, referente aos dados experimentais 1, tem-se que a simulação, encontra um outro ponto de equilíbrio, ao chegar numa temperatura de evaporação próximo de $0^\circ C$ em vez de $9,5^\circ C$ obtido experimentalmente. Isso ocorre devido as simplificações utilizadas nos modelos e no ciclo, não haver queda de pressão, a transferência de calor entre a tubulação e o ambiente ser desprezada, etc. Porém conforme pode ser observado no diagrama da figura 35, a simulação encontrou a temperatura de evaporação igual a do experimental.

Os gráficos das figuras 36, 37 e 38 mostra que para o ciclo as diferenças entre a vazão mássica e taxas de calor trocada no condensador e evaporador, possuem um diferença percentual aceitável para a simulação.

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

A rotina desenvolvida para o ciclo de refrigeração, considerando simultaneamente os quatro componentes, foi feita com o objetivo de simular a bancada em uma operação real de funcionamento, para isso foi necessário se fixar a *pressão de condensação*, ou a *própria temperatura de condensação* além dos parâmetros ambientais, para que o ciclo fique atrelado a um parâmetro operacional real. Caso não se tivesse definido essa pressão, o ciclo possibilita infinitas soluções, cujo o qual impediria qualquer validação possível.

A bancada possui um reservatório de refrigerante que a cada operação da bancada é esvaziado e removido do circuito em seguida, logo a cada operação da bancada (sem contar os vazamentos ao longo do tempo), existe uma certa quantidade de refrigerante em circulação, configurando um ponto de equilíbrio.

Assim, para essa rotina desenvolvida é possível estudar-se *a variação da temperatura de condensação*, e seu impacto no ciclo, e outra análise possível de se fazer é *qual o impacto da variação da temperatura ambiente no ciclo*, caso se mantenha uma *pressão de condensação constante*.

Diferentes análises paramétricas do ciclo de refrigeração futuramente podem ser desenvolvidas para os quatro componentes do sistema, contudo é necessário a criação e validação de uma novas rotinas computacionais diferentes da rotina *main_program* criada, para que as variáveis que se deseje analisar tenham valores escolhidos e todo o ciclo fique em função dessas variáveis, como por exemplo *o estudo da variação do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador*, ou ainda *o estudo da variação do grau de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador*.

Assim realizou-se a dois estudos paramétricos, apresentados à seguir.

6.1 INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO NO CICLO

Um dos estudos possíveis é o da variação da temperatura de condensação no ciclo, para isso fixou-se uma temperatura ambiente, para uma varredura nas temperaturas de condensação possíveis de ocorrer.

É válido lembrar que *quanto maior a temperatura de condensação para uma mesma temperatura ambiente*, maior é a pressão interna, e por lógica, maior é a quantidade total de refrigerante em circulação no sistema. Lembrando que a quantidade total de refrigerante *pressurizada* no sistema é diferente da vazão mássica do mesmo.

A justificativa física de tal estudo é que, na bancada encontra-se um reservatório de fluido refrigerante justamente preparado para guardar o excesso de fluido refrigerante, e também permitindo que o sistema opere com diferentes níveis de refrigerante no sistema,

de acordo com a necessidade operacional da bancada, tais estudos geralmente giram em torno da utilização da válvula de expansão termostática, o qual não foi simulado.

6.1.1 Dados numéricos

Para a análise da variação da temperatura de condensação, considerou-se as seguintes condições operacionais, mostradas na Tabela 34.

Tabela 34 – Parâmetros operacionais da simulação utilizada no estudo.

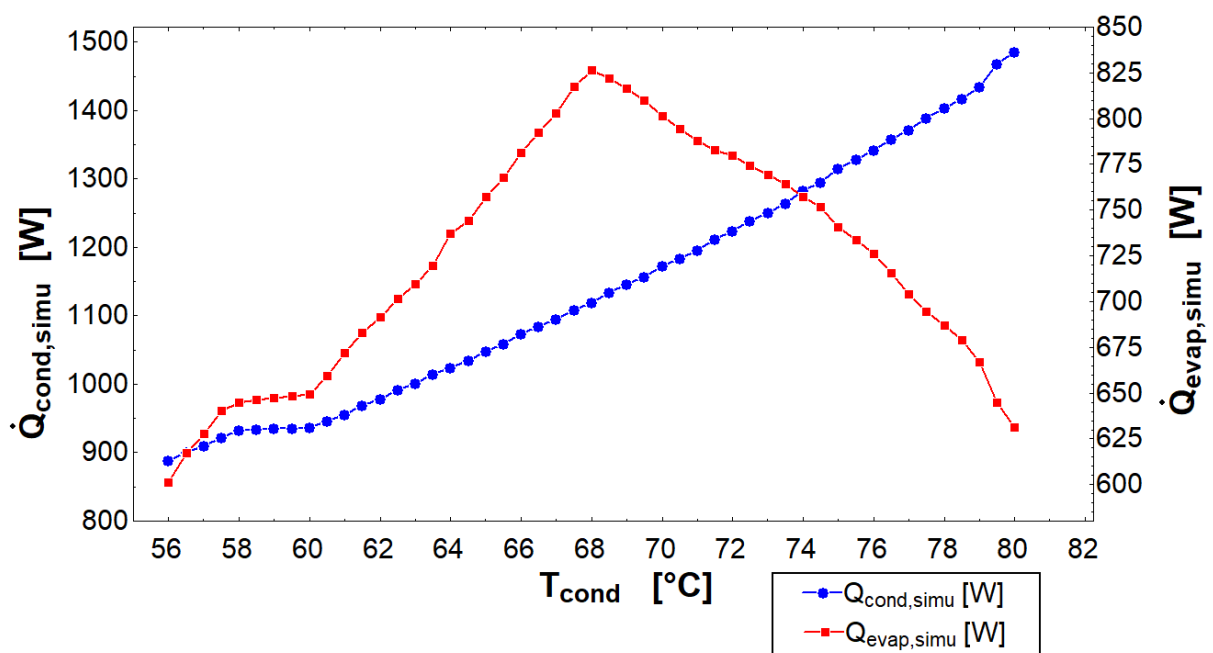
Temperatura ambiente	$T_{amb} = 28^{\circ}C$
Pressão ambiente	$P_{amb} = 101 \text{ kPa}$
Vazão volumétrica do ar no condensador	$\dot{V}_{air,cond} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$
Vazão volumétrica do ar no evaporador	$\dot{V}_{air,eva} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

Em tais condições operacionais a temperatura de condensação foi variada de $56^{\circ}C$ a $80^{\circ}C$ em uma escala de $0,5^{\circ}C$ por simulação.

6.1.2 Resultados e análises numéricas

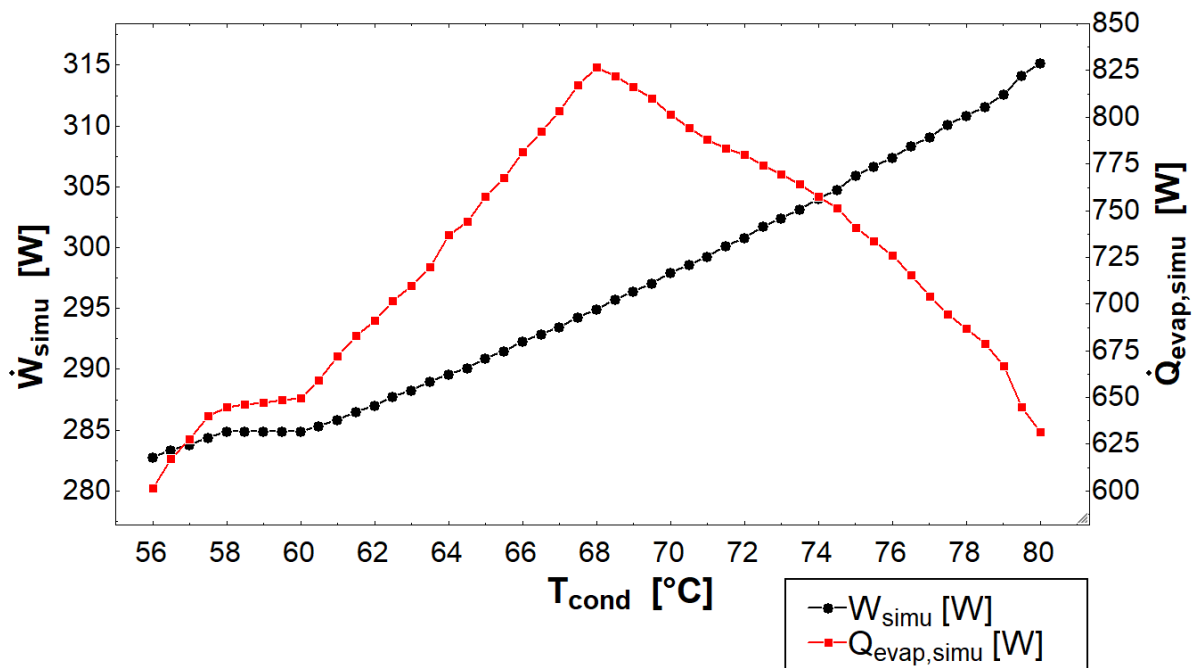
Com os dados calculados é possível se realizar algumas análises. Primeiramente, tem-se o estudo da variação do COP do ciclo e a variação da taxa de calor trocado nos trocadores e o trabalho do compressor, dados pelas figuras 39, 40 e 41.

Figura 39 – Gráfico da variação das taxas de calor trocado no evaporador e no condensador pela temperatura de condensação.



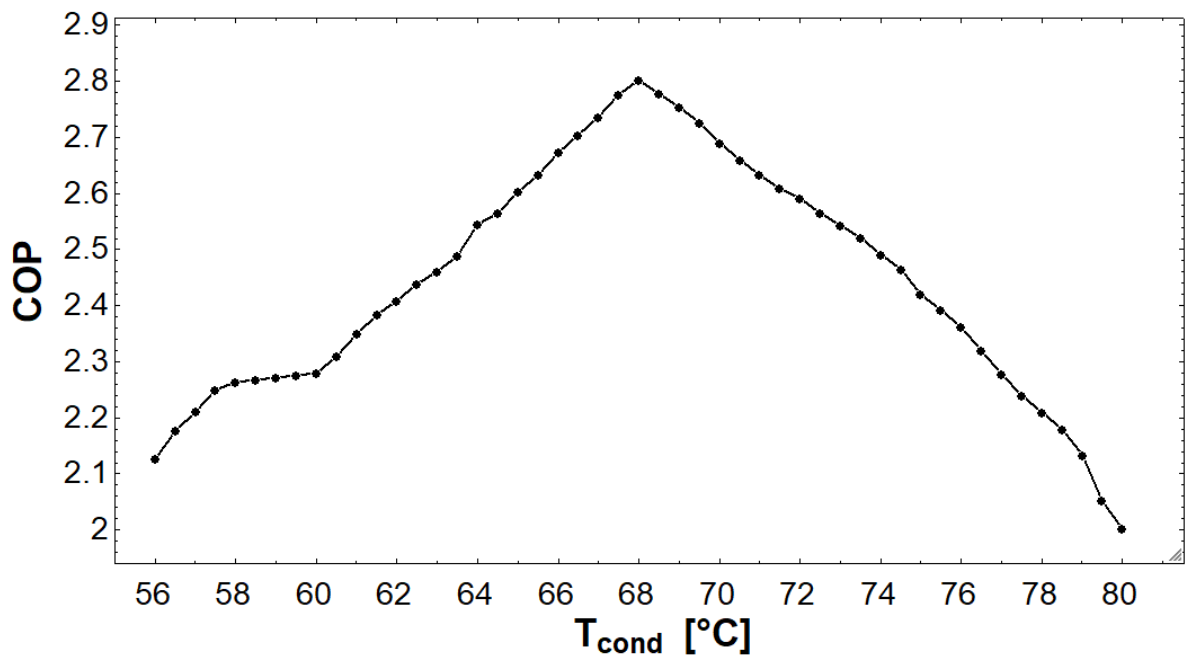
fonte: O autor.

Figura 40 – Gráfico da variação da taxa de calor trocado no evaporador e o trabalho do compressor pela temperatura de condensação.



fonte: O autor.

Figura 41 – Gráfico da variação do COP pela temperatura de condensação.



fonte: O autor.

Podemos perceber claramente à partir dos gráficos das figuras 39, 40 e 41, que a taxa de troca de calor no evaporador atinge o valor máximo de 825 W para $T_{cond} = 68^\circ C$,

em seguida passa a cair, conseqüentemente o valor do COP do ciclo também possui o valor máximo de 2,8 para $T_{cond} = 68^{\circ}C$, passando a cair também.

Já a taxa de calor trocado pelo condensador só aumenta com a temperatura de condensação, assim como o trabalho que o compressor realiza.

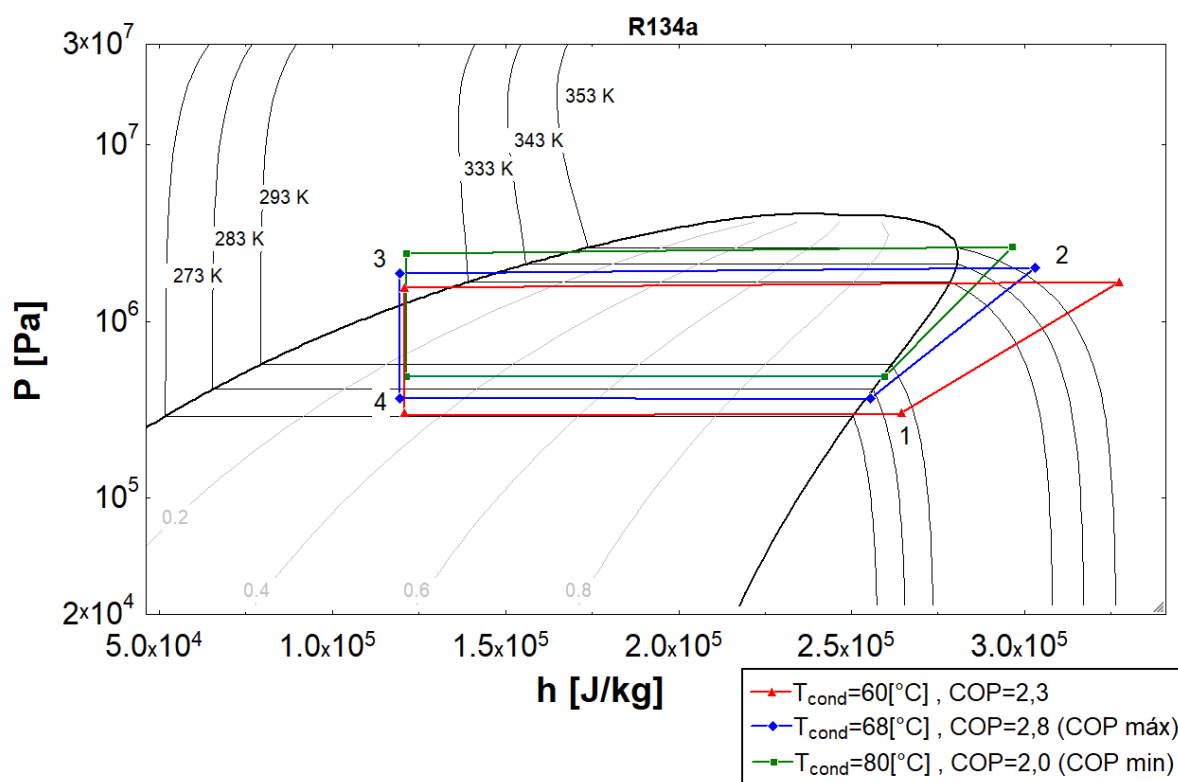
Essa análise mostra que em um ciclo real o sistema possui um ponto ótimo de operação para uma dada condição operacional, tendo-se assim uma quantidade específica de refrigerante no sistema, para que ele alcance o máximo rendimento possível.

Esta análise considera os componentes em sua capacidade de funcionamento real, e não simplesmente a variação de parâmetros operacionais do ciclo desconsiderando que está limitado a interações físicas possíveis entre os componentes.

O ponto de operação maior rendimento para os componentes instalados na bancada se dá a temperatura de condensação de $68^{\circ}C$.

Assim, pode-se visualizar o gráfico do ciclo de refrigeração no diagrama P-h da figura 42.

Figura 42 – Diagrama P-h do ciclo para três condições da simulação.



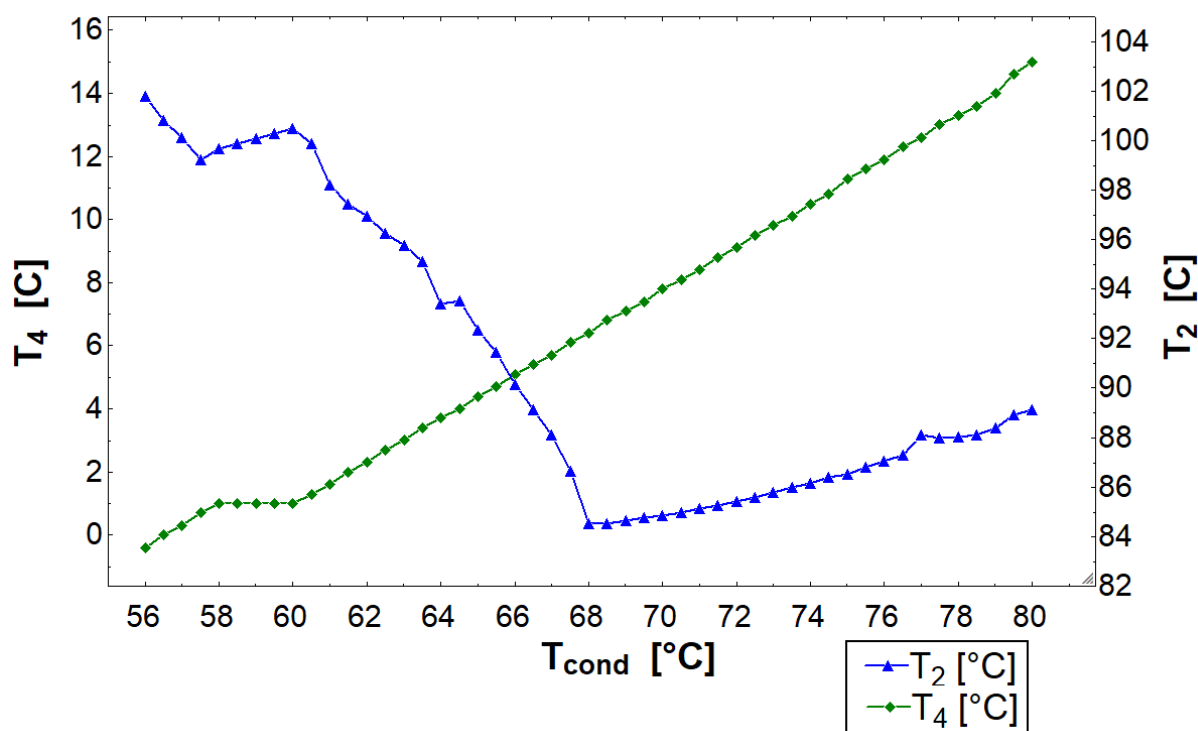
fonte: O autor.

Pode-se ver então na figura 42 que os gráficos não possuem muitos parâmetros em comum, para a temperatura de condensação de $T_{cond} = 60^{\circ}C$ e com $T_{cond} = 80^{\circ}C$, pode-se visualizar que as demais temperaturas, entalpias e pressões variam de acordo com

a capacidade operacional dos componentes para encontrar o respectivo equilíbrio para dada condição operacional.

Para mostrar esse comportamento de buscar o equilíbrio do ciclo, tem-se o gráfico da figura 43, ilustrando o que acontece com as temperaturas nos pontos 2 e 4¹.

Figura 43 – Gráfico da variação da temperatura 2 e 4 pela variação da temperatura de condensação.



fonte: O autor.

Pode-se perceber que para as diversas temperaturas de condensação como as temperaturas no ponto 2 e 4 reagem.

No ponto de máximo COP, a Temperatura do ponto 2 (saída do compressor) chega ao seu valor mínimo, próximo de $84^{\circ}C$ enquanto a temperatura no ponto 4 (saída do tubo capilar), gradualmente se eleva durante todo o processo. Relativo à temperatura de condensação. Isso mostra que não adianta se injetar muito refrigerante no sistema, pois o excesso de refrigerante faz com que a temperatura de evaporação (e a pressão de condensação junto) se eleve, reduzindo drasticamente a eficiência do ciclo.

A partir desta análise mostrou-se que para uma temperatura ambiente e dados operacionais, existe uma condição operacional em que o sistema possui uma eficiência máxima.

¹ As temperaturas 2 e 4 no ciclo de refrigeração representam respectivamente: Ponto 2 saída do compressor; Ponto 4 saída do tubo capilar.

6.2 INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE NO CICLO

Similar justificativa ao estudo realizado anteriormente, uma outra condição é a da *variação da temperatura ambiente*, mantendo-se uma pressão de condensação constante e avaliando o que acontece com todo o ciclo a partir da interação dos componentes.

6.2.1 Dados numéricos

Para a análise da variação da temperatura de condensação, considerou-se as seguintes condições operacionais, mostradas na Tabela 35.

Tabela 35 – Parâmetros operacionais da simulação utilizada no estudo.

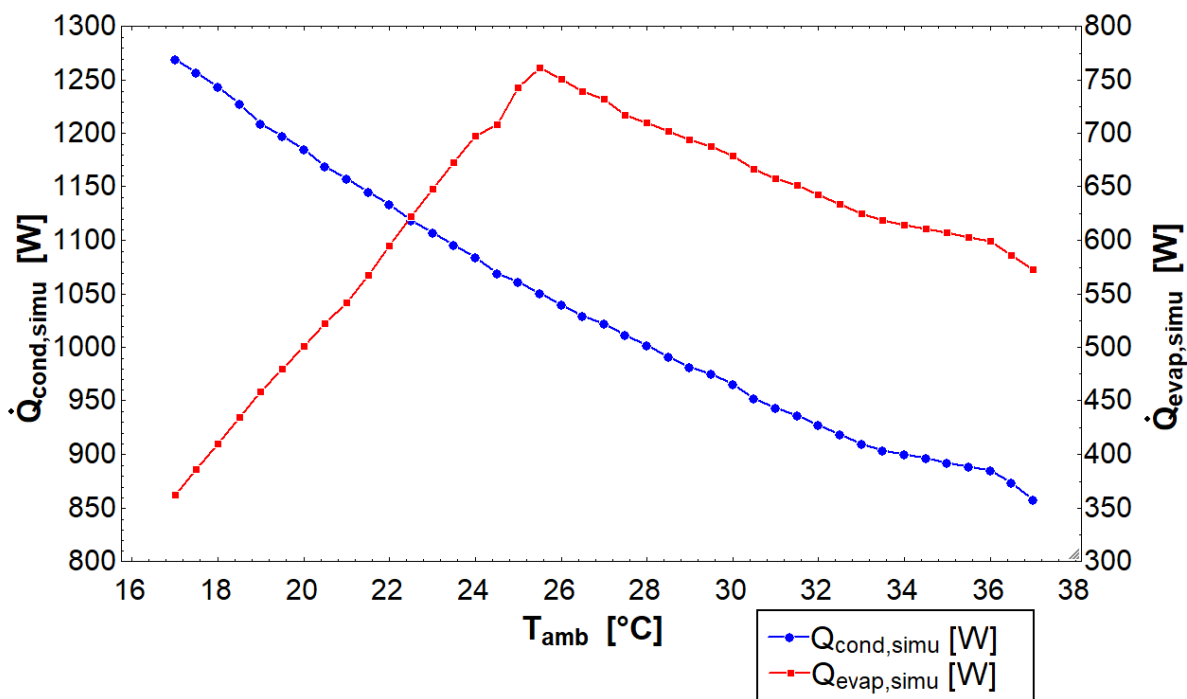
Temperatura de condensação	$T_{cond} = 63^{\circ}C$
Pressão ambiente	$P_{amb} = 101 \text{ kPa}$
Vazão volumétrica do ar no condensador	$\dot{V}_{air,cond} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$
Vazão volumétrica do ar no evaporador	$\dot{V}_{air,eva} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

A partir desses parâmetros fixo, a temperatura ambiente foi variada de $17^{\circ}C$ a $37^{\circ}C$ em uma escala de $0,5^{\circ}C$ por simulação.

6.2.2 Resultados e análises numéricas

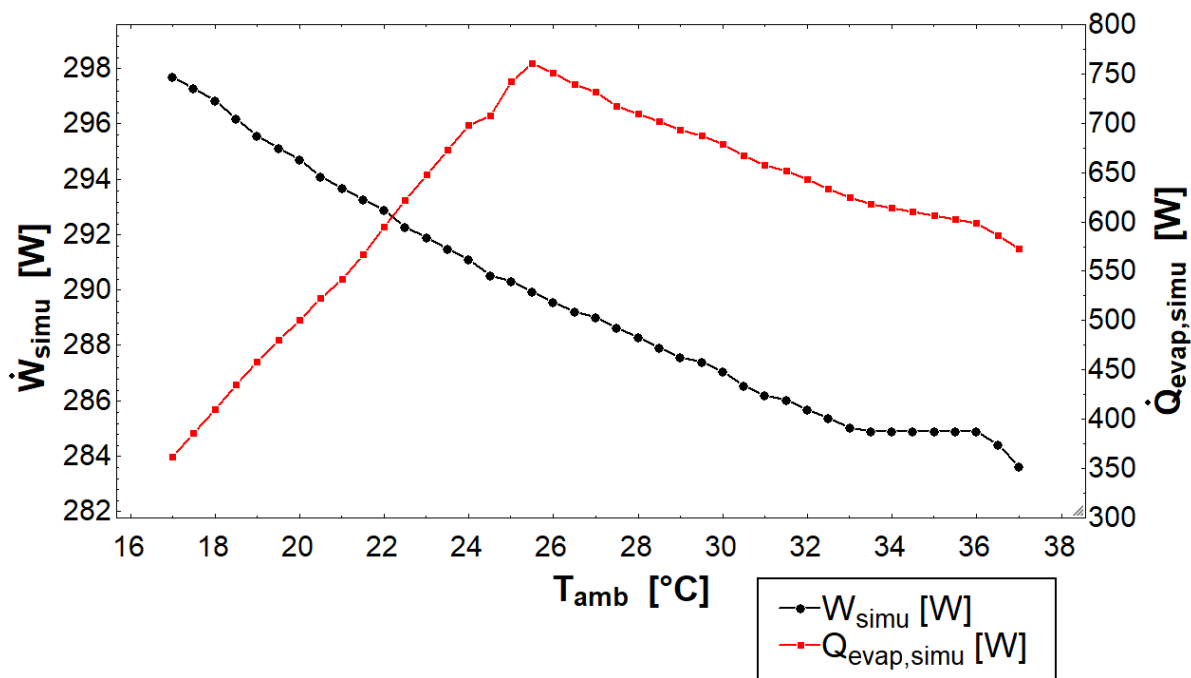
Assim pode-se analisar primeiro a variação das taxas de calor trocado no condensador e evaporador, o trabalho no compressor e o COP pela temperatura ambiente, dados pelas figuras 44, 45 e 46.

Figura 44 – Gráfico da variação das taxas de calor trocado no evaporador e no condensador pela temperatura ambiente.



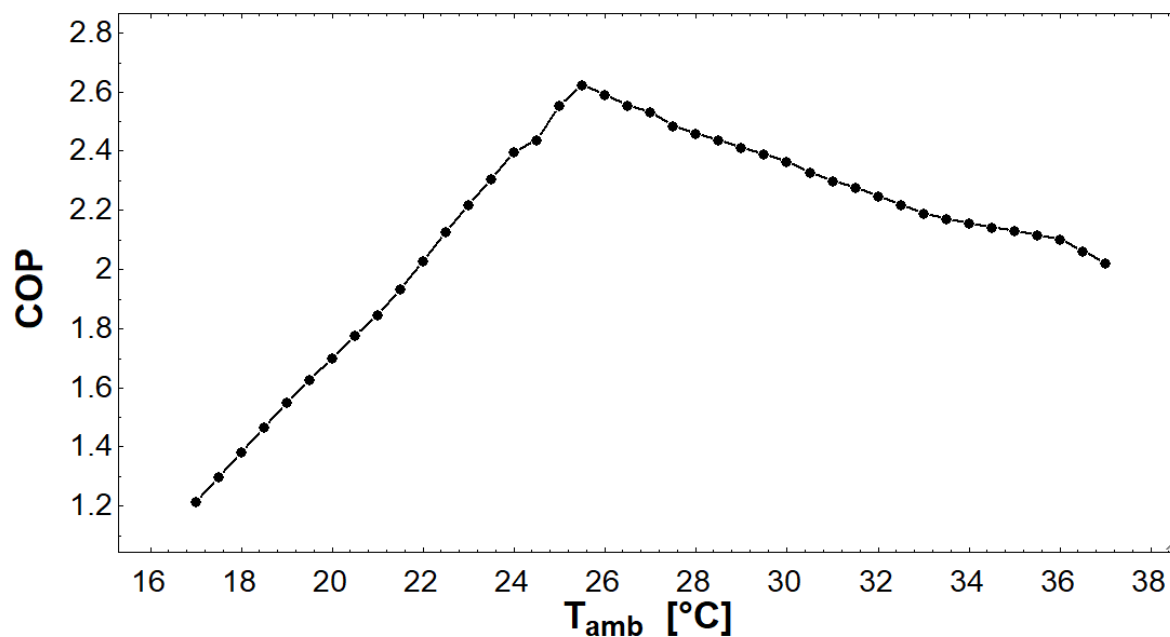
fonte: O autor.

Figura 45 – Gráfico da variação da taxa de calor trocado no evaporador e o trabalho do compressor pela temperatura.



fonte: O autor.

Figura 46 – Gráfico da variação do COP pela temperatura de condensação.



fonte: O autor.

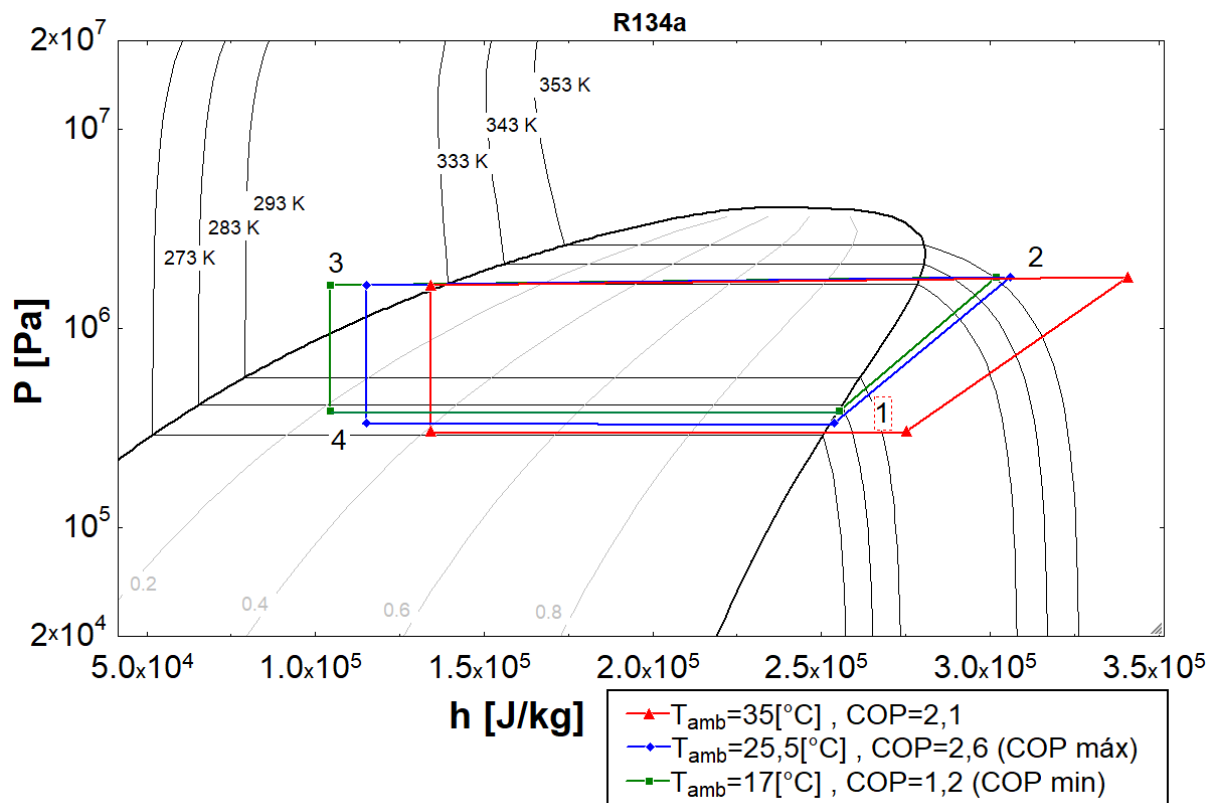
Nesta condição, similar à análise anterior, percebe-se que, para uma dada temperatura de condensação, encontra-se uma temperatura ambiente onde o COP é máximo ($T_{amb} = 26^{\circ}C$, $COP = 2,6$).

Com o aumento da temperatura ambiente, a quantidade de calor trocado pelo condensador é decrescente durante toda essa faixa, conforme as leis da termodinâmica. Já a taxa de calor trocado pelo evaporador, depende do restante do ciclo, ou seja, da condição de entrada do refrigerante no evaporador assim ela aumenta durante até o ponto de maior eficiência do ciclo e depois cai, devido à alteração do balanço de todo o sistema, sendo refletido no evaporador, conforme esperado.

Para a temperatura de condensação de $63^{\circ}C$, a temperatura ambiente de funcionamento ótimo é de $26^{\circ}C$.

No gráfico da figura 47 tem-se o diagrama P-h para 3 condições operacionais encontradas durante a simulação.

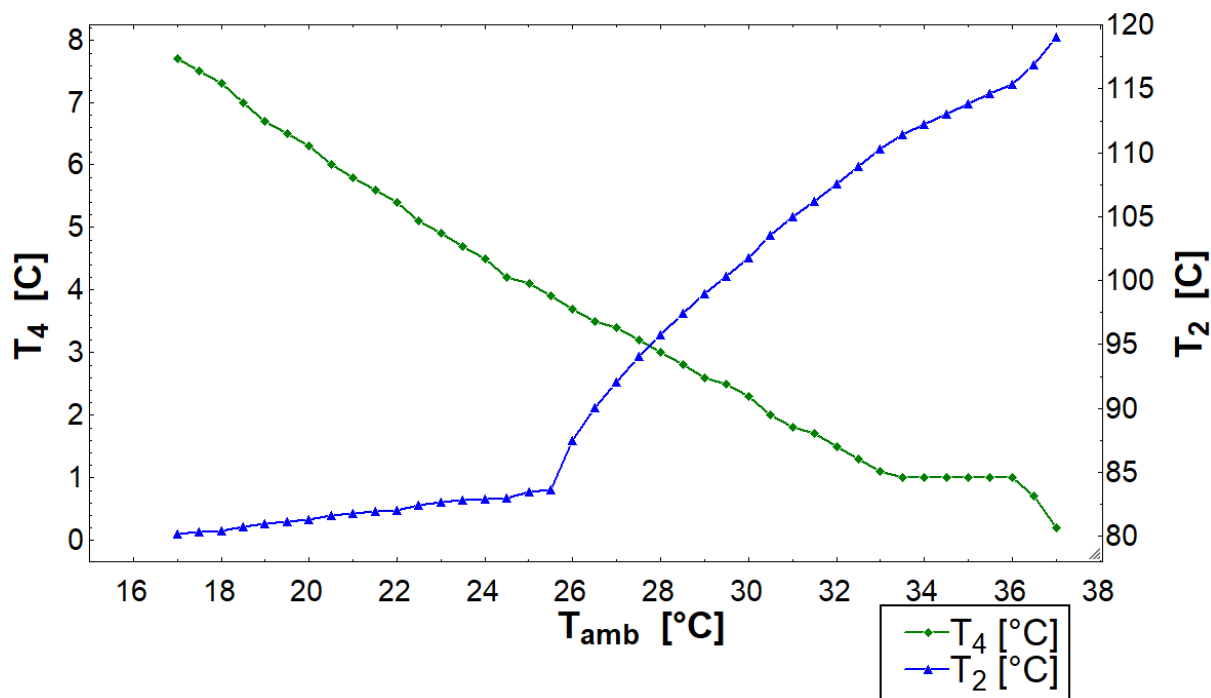
Figura 47 – Diagrama P-h do ciclo para três condições da simulação.



fonte: O autor.

Na figura 47, também percebe-se que mesmo a pressão de condensação se mantendo constante devido a condição simulada (temperatura de condensação fixa), as demais variáveis alteram-se livremente buscando o equilíbrio do sistema para aquela condição operacional específica devida a utilização do tubo capilar como dispositivo de expansão. Assim podemos observar na figura 48, o que acontece com as temperaturas 2 e 4.

Figura 48 – Gráfico da variação das temperaturas dos pontos 2 e 4 pela variação da temperatura ambiente.



fonte: O autor.

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 CONCLUSÕES

A qualidade dos modelos implementados, assim como a sua validação experimental, foram os principais pontos de atenção desse trabalho. Logo, saber escolher e pesquisar os modelos implementados foi a parte crítica da execução.

Para os trocadores de calor, os modelos mais simples possível que é considerar o condensador em zona única acarreta graves erros ao implementar, por não considerar o grau de sub-resfriamento do fluido refrigerante na saída, impactando os resultados de modo a extrapolar a margem de erro aceitável.

A determinação da vazão volumétrica do ar que escoar pelos trocadores de calor é um ponto de importante observação. A vazão volumétrica calculada a partir do balanço de energia e a vazão volumétrica calculada a partir do perfil de velocidades medido pelo anemômetro não apresentaram resultados satisfatórios, extrapolando a margem de erro aceitável. Portanto adotou-se a vazão volumétrica nominal dos ventiladores instalados de $0,1\text{m}^3/\text{s}$, onde os resultados foram satisfatórios.

As rotinas utilizadas para os quatro componentes básicos possuem ótimo funcionamento, fazendo com que a simulação do ciclo tenha precisão aceitável.

Quanto as análises dos dados experimentais, foi necessário ignorar as medições das pressões de baixa (P_4 e P_1), devida à divergência entre os medidores, que indicavam um aumento de pressão entre o ponto 4 e o ponto 1 do ciclo, cujo é fisicamente impossível. Tal decisão não afetou a análise de dados, ou a geração de resultados, pois a partir da temperatura no ponto 4 (T_4) e entalpia do ponto 3 (h_3) encontrada, considerando que o tubo capilar é adiabático e o processo de expansão é isentrópico, foi possível encontrar uma pressão de baixa que atendesse as necessidades desta pesquisa.

A divergência encontrada na temperatura entre a simulação do compressor e a do ponto de tomada 2 da bancada é justificada devido ao fato de que a diferença de temperaturas entre o refrigerante e o meio ambiente na saída do compressor é muito alta (superior a 60°C de diferença), em uma tubulação de cobre, com cerca 1,6m exposto ao ambiente do laboratório para troca térmica. Fato esse que é provado ao se encontrar uma grande variação no trabalho exercido pelo compressor nos dados experimentais, pois se trata de um compressor sem nenhum tipo de controle eletrônico funcionando sempre numa pequena variação de potência conforme é de senso comum, assim a partir desse fato, o COP experimental perde também sua validade como critério de comparação entre os ciclos gerados pela simulação e os ciclos coletados na bancada.

Assim, para o compressor, o método de validação do modelo passou a ser a vazão mássica, no qual possui correspondência entre os valores experimentais e os simulados.

Devido a pandemia do COVID-19, com a proibição da utilização do laboratório para extensas análises, teve-se disponível apenas três séries de dados completas para a validação dos modelos. Entretanto, os modelos utilizados já são amplamente testados e validados nas literaturas de base, apenas acarretando um pequeno espaço amostral para uma validação num espectro mais amplo de dados.

A simulação do ciclo conforme mostrada nos capítulos 5 e 6 representam o comportamento do equipamento físico, conforme o esperado de uma simulação considerando a utilização de componentes reais em faixas de funcionamento limitadas e com tubo capilar, indicando que ao se alterar uma condição operacional todo o ciclo se adapta à aquele novo parâmetro operacional. Isso se explica devido ao fato que os componentes estão limitados a parâmetros físicos, operacionais e geométricos instalados com o uso do tubo capilar como dispositivo de expansão.

Assim a simulação desenvolvida a partir de valores parametrizados, utiliza a possibilidade operacional e da capacidade instalada dos equipamentos para realizar todos os cálculos referentes ao ciclo de refrigeração. Tendo que para casos limites de fronteira, a simulação não é capaz de realizar os cálculos, pela incapacidade do sistema de encontrar um ponto de equilíbrio (convergência) respeitando as mudanças de fase do refrigerante, o qual os modelos necessitam para funcionar corretamente.

7.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A quantidade de análises paramétricas que a simulação desenvolvida possibilita é muito grande.

Assim como sugestão, indica-se a implementação de um modelo para a válvula termostática e o reservatório de refrigerante, para considerar o qual a quantidade mínima e máxima possível de refrigerante em circulação no sistema, assim como a criação de rotinas diferentes para que seja utilizado como parâmetro operacional a(s) variável(is) que se deseje para análise. Pois os modelos desenvolvidos permitem a livre alteração da rotina de balanço do sistema sem que os componentes percam sua capacidade de cálculo.

Um possível trabalho a ser desenvolvido a respeito da rotina é o desenvolvimento de otimização, pois um único parâmetro otimizado não garante o ponto ótimo.

Também recomenda-se que a bancada seja re-instrumentada digitalmente, que um novo ponto de coleta de dados seja adicionado logo na saída do compressor, pois devida a alta diferença de temperatura entre a descarga do compressor e o ambiente, sendo o material dos tubos cobre e uma distância de 1,6 metros, há uma sensível queda da temperatura até o ponto de tomada da medição conforme mostrado nas figuras 33, 34 e 35.

Outra sugestão é a após a nova instrumentação, adicionar modelos para a queda de

pressão nos diversos tipos de escoamento e a transferência de calor entre o meio ambiente e a tubulação por convecção natural, isso deixaria a simulação mais precisa com os dados experimentais.

REFERÊNCIAS

- [1] AMATROL, IST; **Air conditioning / Heat pump systems: Laps 1 to 6**; manual de funcionamento e operação: Amatrol, 2006.
- [2] BANSAL, P. K.; RUPASINGHE, A. S. An homogeneous model for adiabatic capillary tubes. **Applied thermal engineering**, v. 18, n. 3-4, p. 207-219, 1998.
- [3] ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. adaptado por Kanoglu, M.; tradução: Lino, FAM; revisão técnica: Ismail, KAR Transferência de calor e massa: uma abordagem prática. **4th edição. Porto Alegre, AMGH**, 2012.
- [4] CHEN, Yu et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 6, p. 731-750, 2002.
- [5] COSTA, ML Martins; PARISE, J. A. R. A three-zone simulation model for a air-cooled condensers. **Heat Recovery Systems and CHP**, v. 13, n. 2, p. 97-113, 1993.
- [6] DING, Guo-liang. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. **International journal of refrigeration**, v. 30, n. 7, p. 1119-1133, 2007.
- [7] DOBSON, M. K.; CHATO, J. C. Condensation in smooth horizontal tubes. 1998.
- [8] GNIELINSKI, Volker. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **Int. Chem. Eng.**, v. 16, n. 2, p. 359-368, 1976.
- [9] HANDBOOK—REFRIGERATION, ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Inc. ISBN**, p. 978-1, 2014.
- [10] INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transferência de calor. **Pearson Educación**, 1999.
- [11] JABARDO, JM Saiz; MAMANI, W. Gonzales; IANELLA, M. R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 8, p. 1157-1172, 2002.
- [12] JUNG, D. S.; RADERMACHER, R. Performance simulation of a two-evaporator refrigerator—freezer charged with pure and mixed refrigerants. **International journal of refrigeration**, v. 14, n. 5, p. 254-263, 1991.
- [13] KAYS, William Morrow; LONDON, Alexander Louis. Compact heat exchangers. 1984.
- [14] KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. Convective heat and mass transfer. chapter 10. **Heat transfer: The laminar external boundary layer. McGraw-Hill**, p. 159-191, 1993.
- [15] KLEIN, S. A.; REINDL, D. T. Develop data base for determining optimum compressor rating points for residential refrigerator and freezer compressors. **RP-870 Report, ASHRAE**, Atlanta, 1999.

- [16] MACARTHUR, J. Ward; GRALD, Eric W. Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data. **International Journal of refrigeration**, v. 12, n. 1, p. 29-41, 1989.
- [17] MELO, C. et al. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. **Applied thermal engineering**, v. 19, n. 6, p. 669-684, 1999.
- [18] MURPHY, W. E.; GOLDSCHMIDT, V. W. Cycling characteristics of a residential air conditioner-modeling of shutdown transients. **ASHRAE Transactions**, v. 92, n. 1A, p. 186-202, 1986.
- [19] NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. Cambridge University Press, 2009.
- [20] QIAO, Hongtao; RADERMACHER, Reinhard; AUTE, Vikrant. A review for numerical simulation of vapor compression systems. 2010.
- [21] REINDL, DIJDT; KLEIN, P. S. A. A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data. 2000.
- [22] PETUKHOV, B. S. et al. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in heat transfer**, v. 6, n. 503, p. i565, 1970.
- [23] SAMI, S. M.; DAHMANI, A. Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22. **Applied thermal engineering**, v. 16, n. 8-9, p. 691-705, 1996.
- [24] SHAH, Mirza M.; MM, SHAH. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. 1976.
- [25] SHAH, M. Mohammed. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. **ASHRAE transactions**, v. 88, 1982.
- [26] SHAH, M. Mohammed. Evaluation of general correlations for heat transfer during boiling of saturated liquids in tubes and annuli. **HVAC&R Research**, v. 12, n. 4, p. 1047-1063, 2006.
- [27] SHAO, Shuangquan et al. Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data. **International journal of refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 805-815, 2004.
- [28] SMIT, F. J.; THOME, J. R.; MEYER, J. P. Heat transfer coefficients during condensation of the zeotropic refrigerant mixture HCFC-22/HCFC-142b. **J. Heat Transfer**, v. 124, n. 6, p. 1137-1146, 2002.
- [29] STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W. *Refrigeração e ar condicionado*. **McGraw-Hill do Brasil**, 1985.
- [30] GARCIA-VALLADARES, O.; PEREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A. Numerical simulation of capillary tube expansion devices behaviour with pure and mixed refrigerants considering metastable region. Part I: mathematical formulation and numerical model. **Applied thermal engineering**, v. 22, n. 2, p. 173-182, 2002.
- [31] WINKLER, Jonathan; AUTE, Vikrant; RADERMACHER, Reinhard. Comprehensive investigation of numerical methods in simulating a steady-state vapor compression system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 5, p. 930-942, 2008.

- [32] WOLF, Duane A.; BITTLE, Robert R.; PATE, Michael B. A generalized performance prediction method for adiabatic capillary tubes. **Hvac&R Research**, v. 4, n. 1, p. 27-44, 1998.
- [33] ZHAO, Ling-Xiao; ZHANG, Chun-Lu; GU, Bo. Neural-network-based polynomial correlation of single-and variable-speed compressor performance. **HVAC&R Research**, v. 15, n. 2, p. 255-268, 2009.
- [34] ZIGMANTAS, P. V. **Simulação de sistemas simples de estágio de refrigeração por compressão de vapor**. 2006. Tese de Doutorado. Dissertação. Belém: Universidade Federal do Pará.
- [35] ZIGRANG, D. J.; SYLVESTER, N. D. Explicit approximations to the solution of Colebrook's friction factor equation. **AIChE Journal**, v. 28, n. 3, p. 514-515, 1982.

APÊNDICE A – DADOS EXPERIMENTAIS COLETADOS E INCERTEZAS

- DADOS EXPERIMENTAIS 1 -

Tabela 36 – Dados coletados experimento 1.

Ponto	Temperatura [°C]	Pressão [bar]
1	9,5	-
2	65,5	14
3	41,5	13
4	9	-

Demais dados:

Vazão volumétrica do refrigerante:	$\dot{V}_R = 4,04 \cdot 10^{-6} [m^3/s]$
Temperatura ambiente:	$T_{amb} = 26^\circ C$
Pressão ambiente:	$P_{amb} = 93000 [Pa]$
Incerteza da Vazão volumétrica	$u_V = 1 \cdot 10^{-7} [m^3/s]$
Incerteza da Temperatura	$u_T = 0,5^\circ C$
Incerteza da pressão (coleta em bar)	$u_P = 0,25 [bar] = 25000 [Pa]$

Tabela 37 – Análise da incerteza experimento 1.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
COP_{exp} = 4.288±0.1294		
$P_{exp,2} = 1.493E+06±25000 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,2} = 0.000002642$	26.05 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06±25000 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,3} = 5.906E-09$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5±0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,1} = 0.1462$	31.90 %
$T_{exp,2} = 65.5±0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,2} = -0.151$	34.03 %
$T_{exp,3} = 41.5±0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,3} = -0.04416$	2.91 %
$T_{exp,4} = 9±0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,4} = -0.05848$	5.10 %
$\dot{V}_r = 0.00000404±1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial COP_{exp} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
h_{exp,1} = 256074±505.7 [J/kg]		
$P_{exp,2} = 1.493E+06±25000 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06±25000 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,1} = 939.1$	86.21 %
$T_{exp,2} = 65.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 41.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 9±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,4} = -375.7$	13.79 %
$\dot{V}_r = 0.00000404±1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,1} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
h_{exp,2} = 290041±794.7 [J/kg]		
$P_{exp,2} = 1.493E+06±25000 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,2} = -0.02093$	43.36 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06±25000 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 65.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,2} = 1196$	56.64 %
$T_{exp,3} = 41.5±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 9±0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.00000404±1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,2} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u>$h_{exp,3} = 110439 \pm 750.1$ [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial h_{exp,3} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial h_{exp,3} / \partial P_{exp,3} = -0.0002006$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,3} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,3} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,3} / \partial T_{exp,3} = 1500$	100.00 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,3} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial h_{exp,3} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
<u>$h_{exp,4} = 110439 \pm 750.1$ [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial h_{exp,4} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial h_{exp,4} / \partial P_{exp,3} = -0.0002006$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,4} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,4} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,4} / \partial T_{exp,3} = 1500$	100.00 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial h_{exp,4} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial h_{exp,4} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
<u>$\dot{m}_{r,exp} = 0.004619 \pm 0.0001147$ [kg/s]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial P_{exp,3} = 3.436E-11$	0.01 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial T_{exp,3} = -0.00001805$	0.62 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial \dot{m}_{r,exp} / \partial \dot{V}_r = 1143$	99.38 %
<u>$\dot{Q}_{cond,exp} = 829.5 \pm 21.47$ [W]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial P_{exp,2} = -0.00009667$	1.27 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial P_{exp,3} = 0.000007098$	0.01 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial T_{exp,2} = 5.524$	1.66 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial T_{exp,3} = -10.17$	5.61 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial \dot{Q}_{cond,exp} / \partial \dot{V}_r = 2.053E+08$	91.46 %
<u>$\dot{Q}_{evap,exp} = 672.6 \pm 17.48$ [W]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial P_{exp,3} = 0.000005931$	0.01 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial T_{exp,1} = 4.338$	1.54 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial T_{exp,3} = -9.557$	7.47 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial T_{exp,4} = -1.735$	0.25 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial \dot{Q}_{evap,exp} / \partial \dot{V}_r = 1.665E+08$	90.73 %
<u>$\dot{W}_{comp,exp} = 156.9 \pm 5.84$ [W]</u>		
$P_{exp,2} = 1.493E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial P_{exp,2} = -0.00009667$	17.13 %
$P_{exp,3} = 1.393E+06 \pm 25000$ [Pa]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial P_{exp,3} = 0.000001167$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial T_{exp,1} = -4.338$	13.79 %
$T_{exp,2} = 65.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial T_{exp,2} = 5.524$	22.37 %
$T_{exp,3} = 41.5 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial T_{exp,3} = -0.6129$	0.28 %
$T_{exp,4} = 9 \pm 0.5$ [C]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial T_{exp,4} = 1.735$	2.21 %
$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07$ [m ³ /s]	$\partial \dot{W}_{comp,exp} / \partial \dot{V}_r = 3.883E+07$	44.22 %

Tabela 38 – Dados processados do experimento 1.

Ponto	Temperatura [$^{\circ}C$]	Pressão [kPa]	Entalpia [J/kg]
1	9,5	401,2	256074
2	65,5	1493	290041
3	41,5	1393	110439
4	9	401,2	110439

- DADOS EXPERIMENTAIS 2 -

Tabela 39 – Dados coletados experimento 2.

Ponto	Temperatura [°C]	Pressão [psi]
1	9	-
2	75	205
3	44	190
4	1,5	-

Demais dados:

Vazão volumétrica do refrigerante:	$\dot{V}_R = 4,04 \cdot 10^{-6} [m^3/s]$
Temperatura ambiente:	$T_{amb} = 27^\circ C$
Pressão ambiente:	$P_{amb} = 93000 [Pa]$
Incerteza da Vazão volumétrica	$u_V = 1 \cdot 10^{-7} [m^3/s]$
Incerteza da Temperatura	$u_T = 0,5^\circ C$
Incerteza da pressão (coleta em psi)	$u_P = 2,5 [psi] = 17300 [Pa]$

Tabela 40 – Análise da incerteza experimento 2.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u>COP_{exp} = 3.357±0.07211</u>		
$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,2} = 0.000001387$	11.07 %
$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,3} = 5.964E-09$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,1} = 0.09098$	39.80 %
$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,2} = -0.09023$	39.14 %
$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,3} = -0.03539$	6.02 %
$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,4} = -0.02871$	3.96 %
$\dot{V}_R = 0.00000404 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial COP_{exp} / \partial \dot{V}_R = 0$	0.00 %
<u>h_{exp,1} = 258063±469.1 [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,1} = 894.7$	90.94 %
$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,4} = -282.4$	9.06 %
$\dot{V}_R = 0.00000404 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,1} / \partial \dot{V}_R = 0$	0.00 %
<u>h_{exp,2} = 300913±652.2 [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,2} = -0.0177$	22.05 %
$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,2} = 1152$	77.95 %
$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_R = 0.00000404 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,2} / \partial \dot{V}_R = 0$	0.00 %

Variable±Uncertainty

$$h_{exp,3} = 114208 \pm 758.3 \text{ [J/kg]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Partial derivative

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial P_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial P_{exp,3}} = -0.0002555$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial T_{exp,1}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial T_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial T_{exp,3}} = 1517$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial T_{exp,4}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,3}}{\partial \dot{V}_r} = 0$$

% of uncertainty

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

100.00 %

0.00 %

0.00 %

$$h_{exp,4} = 114208 \pm 758.3 \text{ [J/kg]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial P_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial P_{exp,3}} = -0.0002555$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial T_{exp,1}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial T_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial T_{exp,3}} = 1517$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial T_{exp,4}} = 0$$

$$\frac{\partial h_{exp,4}}{\partial \dot{V}_r} = 0$$

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

100.00 %

0.00 %

0.00 %

$$\dot{m}_{r,exp} = 0.004573 \pm 0.0001136 \text{ [kg/s]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial P_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial P_{exp,3}} = 3.668E-11$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial T_{exp,1}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial T_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial T_{exp,3}} = -0.00001859$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial T_{exp,4}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{r,exp}}{\partial \dot{V}_r} = 1132$$

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.67 %

0.00 %

99.33 %

$$\dot{Q}_{cond,exp} = 853.8 \pm 21.97 \text{ [W]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial P_{exp,2}} = -0.00008095$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial P_{exp,3}} = 0.000008017$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial T_{exp,1}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial T_{exp,2}} = 5.267$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial T_{exp,3}} = -10.41$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial T_{exp,4}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{cond,exp}}{\partial \dot{V}_r} = 2.113E+08$$

0.41 %

0.00 %

0.00 %

1.44 %

5.61 %

0.00 %

92.54 %

$$\dot{Q}_{evap,exp} = 657.9 \pm 17.11 \text{ [W]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial P_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial P_{exp,3}} = 0.000006445$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial T_{exp,1}} = 4.092$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial T_{exp,2}} = 0$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial T_{exp,3}} = -9.61$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial T_{exp,4}} = -1.291$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap,exp}}{\partial \dot{V}_r} = 1.628E+08$$

0.00 %

0.00 %

1.43 %

0.00 %

7.88 %

0.14 %

90.54 %

$$\dot{W}_{comp,exp} = 196 \pm 6.098 \text{ [W]}$$

$$P_{exp,2} = 1.506E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{exp,3} = 1.403E+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{exp,1} = 9 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,2} = 75 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,3} = 44 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{exp,4} = 1.5 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.00000404 \pm 1.000E-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial P_{exp,2}} = -0.00008095$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial P_{exp,3}} = 0.000001572$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial T_{exp,1}} = -4.092$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial T_{exp,2}} = 5.267$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial T_{exp,3}} = -0.7966$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial T_{exp,4}} = 1.291$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{comp,exp}}{\partial \dot{V}_r} = 4.850E+07$$

5.27 %

0.00 %

11.26 %

18.65 %

0.43 %

1.12 %

63.27 %

Tabela 41 – Dados processados do experimento 2.

Ponto	Temperatura [$^{\circ}C$]	Pressão [kPa]	Entalpia [J/kg]
1	9	309,3	258063
2	75	1506	300913
3	44	1403	114208
4	1,5	309,3	114208

- DADOS EXPERIMENTAIS 3 -

Tabela 42 – Dados coletados experimento 3.

Ponto	Temperatura [°C]	Pressão [psi]
1	10	-
2	78	215
3	46	195
4	1	-

Demais dados:

Vazão volumétrica do refrigerante:	$\dot{V}_R = 4,168 \cdot 10^{-6} [m^3/s]$
Temperatura ambiente:	$T_{amb} = 27^\circ C$
Pressão ambiente:	$P_{amb} = 93000 [Pa]$
Incerteza da Vazão volumétrica	$u_V = 1 \cdot 10^{-7} [m^3/s]$
Incerteza da Temperatura	$u_T = 0,5^\circ C$
Incerteza da pressão (coleta em psi)	$u_P = 2,5 [psi] = 17300 [Pa]$

Tabela 43 – Análise da incerteza experimento 3.

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
<u>COP_{exp} = 3.218±0.06758</u>		
$P_{exp,2} = 1.575E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,2} = 0.000001267$	10.52 %
$P_{exp,3} = 1.437E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial COP_{exp} / \partial P_{exp,3} = 6.858E-09$	0.00 %
$T_{exp,1} = 10 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,1} = 0.08536$	39.88 %
$T_{exp,2} = 78 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,2} = -0.0847$	39.27 %
$T_{exp,3} = 46 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,3} = -0.03471$	6.60 %
$T_{exp,4} = 1 \pm 0.5 [C]$	$\partial COP_{exp} / \partial T_{exp,4} = -0.02609$	3.73 %
$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial COP_{exp} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
<u>h_{exp,1} = 259095±466.3 [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.575E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,2} = 0$	0.00 %
$P_{exp,3} = 1.437E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,1} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 10 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,1} = 891.9$	91.45 %
$T_{exp,2} = 78 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,2} = 0$	0.00 %
$T_{exp,3} = 46 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 1 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,1} / \partial T_{exp,4} = -272.6$	8.55 %
$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,1} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %
<u>h_{exp,2} = 303172±653.1 [J/kg]</u>		
$P_{exp,2} = 1.575E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,2} = -0.01736$	21.14 %
$P_{exp,3} = 1.437E+06 \pm 17300 [Pa]$	$\partial h_{exp,2} / \partial P_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,1} = 10 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,1} = 0$	0.00 %
$T_{exp,2} = 78 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,2} = 1160$	78.86 %
$T_{exp,3} = 46 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,3} = 0$	0.00 %
$T_{exp,4} = 1 \pm 0.5 [C]$	$\partial h_{exp,2} / \partial T_{exp,4} = 0$	0.00 %
$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000E-07 [m^3/s]$	$\partial h_{exp,2} / \partial \dot{V}_r = 0$	0.00 %

Variable±Uncertainty

$$h_{\text{exp},3} = 117244 \pm 765.1 \text{ [J/kg]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Partial derivative

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial P_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial P_{\text{exp},3} = -0.0003023$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial T_{\text{exp},1} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial T_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial T_{\text{exp},3} = 1530$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial T_{\text{exp},4} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},3} / \partial \dot{V}_r = 0$$

% of uncertainty

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

100.00 %

0.00 %

0.00 %

$$h_{\text{exp},4} = 117244 \pm 765.1 \text{ [J/kg]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial P_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial P_{\text{exp},3} = -0.0003023$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial T_{\text{exp},1} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial T_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial T_{\text{exp},3} = 1530$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial T_{\text{exp},4} = 0$$

$$\partial h_{\text{exp},4} / \partial \dot{V}_r = 0$$

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

100.00 %

0.00 %

0.00 %

$$\dot{m}_{r,\text{exp}} = 0.004681 \pm 0.0001127 \text{ [kg/s]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial P_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial P_{\text{exp},3} = 3.988\text{E}-11$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial T_{\text{exp},1} = 0$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial T_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial T_{\text{exp},3} = -0.00001964$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial T_{\text{exp},4} = 0$$

$$\partial \dot{m}_{r,\text{exp}} / \partial \dot{V}_r = 1123$$

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.00 %

0.76 %

0.00 %

99.24 %

$$\dot{Q}_{\text{cond,exp}} = 870.3 \pm 21.78 \text{ [W]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial P_{\text{exp},2} = -0.00008124$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial P_{\text{exp},3} = 0.000008829$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial T_{\text{exp},1} = 0$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial T_{\text{exp},2} = 5.429$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial T_{\text{exp},3} = -10.81$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial T_{\text{exp},4} = 0$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{cond,exp}} / \partial \dot{V}_r = 2.088\text{E}+08$$

0.42 %

0.00 %

0.00 %

1.55 %

6.16 %

0.00 %

91.87 %

$$\dot{Q}_{\text{evap,exp}} = 663.9 \pm 16.83 \text{ [W]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial P_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial P_{\text{exp},3} = 0.000007071$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial T_{\text{exp},1} = 4.175$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial T_{\text{exp},2} = 0$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial T_{\text{exp},3} = -9.948$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial T_{\text{exp},4} = -1.276$$

$$\partial \dot{Q}_{\text{evap,exp}} / \partial \dot{V}_r = 1.593\text{E}+08$$

0.00 %

0.01 %

1.54 %

0.00 %

8.73 %

0.14 %

89.58 %

$$\dot{W}_{\text{comp,exp}} = 206.3 \pm 6.229 \text{ [W]}$$

$$P_{\text{exp},2} = 1.575\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$P_{\text{exp},3} = 1.437\text{E}+06 \pm 17300 \text{ [Pa]}$$

$$T_{\text{exp},1} = 10 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},2} = 78 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},3} = 46 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{exp},4} = 1 \pm 0.5 \text{ [C]}$$

$$\dot{V}_r = 0.000004168 \pm 1.000\text{E}-07 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial P_{\text{exp},2} = -0.00008124$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial P_{\text{exp},3} = 0.000001758$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial T_{\text{exp},1} = -4.175$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial T_{\text{exp},2} = 5.429$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial T_{\text{exp},3} = -0.8659$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial T_{\text{exp},4} = 1.276$$

$$\partial \dot{W}_{\text{comp,exp}} / \partial \dot{V}_r = 4.950\text{E}+07$$

5.09 %

0.00 %

11.23 %

19.00 %

0.48 %

1.05 %

63.15 %

Tabela 44 – Dados processados do experimento 3.

Ponto	Temperatura [$^{\circ}C$]	Pressão [kPa]	Entalpia [J/kg]
1	10	303,7	259095
2	78	1575	303172
3	46	1437	117244
4	1	303,7	117244

ANEXO A – TERMO DE AUTENTICIDADE**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA****Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria**

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 23 de Março de 2021.

Marcel Guilherme Xavier Barbosa – Discente
Matrícula: 201165236M – CPF: 110.295.866-24

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.