

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS – UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

GUILHERME KLEY GARCIA

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE TUBOS CAPILARES COMO DISPOSITIVOS DE
EXPANSÃO EM SISTEMAS DE AR-CONDICIONADO NO CONTEXTO DO ÍNDICE
DE DESEMPENHO DE RESFRIAMENTO SAZONAL**

**São Leopoldo
2024**

Guilherme Kley Garcia

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE TUBOS CAPILARES COMO DISPOSITIVOS DE
EXPANSÃO EM SISTEMAS DE AR-CONDICIONADO NO CONTEXTO DO ÍNDICE
DE DESEMPENHO DE RESFRIAMENTO SAZONAL**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em 2024, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS).

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnam

Profa. Dra. Jacqueline Copetti

Prof. Dr Enio Pedone Bandarra Filho

São Leopoldo

2024

FICHA CATALOGRÁFICA

G216a Garcia, Guilherme Kley

Análise de desempenho de tubos capilares como dispositivos de expansão em sistemas de ar-condicionado no contexto do índice de desempenho de resfriamento sazonal / por Guilherme Kley Garcia. – 2024.

124 f. : il.; 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2024.

Orientação: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

1. Condicionadores de ar. 2. Desempenho sazonal. 3. Eficiência energética. 4. Sistema de refrigeração. I. Título.

CDU 621

Catálogo na Fonte:
Bibliotecário Maicon Juliano Schmidt - CRB 10/2791

RESUMO

O Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) mudou a forma de classificação de condicionadores de ar a partir de 2023, onde deixa-se de avaliar os produtos conforme coeficiente de Eficiência Energética (CEE) e passa-se a avaliar o índice de desempenho de resfriamento sazonal (IDRS). O presente trabalho buscou avaliar a performance de tubos capilares como dispositivos de expansão de sistemas de refrigeração com vazão variável de refrigerante operando com o refrigerante R-32 como fluido de trabalho. Para isso, foi desenvolvido um modelo numérico no *software Engineering Equation Solver*, EES, onde foram avaliados o desempenho do ciclo de refrigeração e seus principais componentes: compressor, condensador, tubo capilar e evaporador. Tal modelo foi comparado com um modelo físico cujos resultados foram medidos em calorímetro calibrado. Foram realizadas análises com a capacidade nominal à temperatura externa de 35°C e capacidade parcial à temperatura de 29°C. Observou-se que para cada condição de teste, uma diferente especificação de tubo capilar é capaz de extrair os melhores resultados de eficiência do sistema. No ensaio à carga nominal, o menor tubo capilar extraiu a maior eficiência energética do sistema enquanto à carga parcial, tubos capilares de maior comprimento permitem que o sistema opere em frequências mais baixas no compressor, resultando em uma maior eficiência nesse ponto. Dessa forma, pode-se observar que um sistema que pudesse operar com um tubo capilar idealizado à cada uma das condições dos testes poderia reduzir o consumo sazonal em até 2%.

Palavras-chave: Condicionadores de ar, Modelo numérico, Desempenho sazonal, Tubos capilares.

ABSTRACT

The Brazilian Labeling Program (PBE) changed the method air conditioners are classified starting in 2023, moving away from the Coefficient of Energy Efficiency (CEE) and adopting the Seasonal Cooling Performance Factor (SCPF). This study aimed to evaluate the performance of capillary tubes as expansion devices in variable refrigerant flow refrigeration systems operating with R-32 refrigerant. To achieve this, a numerical model was developed using the Engineering Equation Solver (EES) software, where the performance of the refrigeration cycle and its main components: compressor, condenser, capillary tube and evaporator were evaluated. This model was compared to a physical model whose results were measured in a calibrated calorimeter chamber. Analyses were conducted at full capacity with an outdoor temperature of 35°C and partial capacity at outdoor temperature of 29°C. It was observed that for each test condition, a different capillary tube specification is capable of extracting the best efficiency results from the system. In the full load test, the smallest capillary tube achieved the best energy efficiency, while at partial load, longer capillary tubes allow the system to operate at lower compressor frequencies, resulting in higher efficiency at this point. Thus, it can be observed that a system that could operate with an idealized capillary tube for each of the test conditions could reduce seasonal consumption by up to 2%.

Palavras-chave: Air Conditioning Systems, Numerical Model, Seasonal Performance, Capillary Tubes.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Evolução do consumo de energia residencial	16
Figura 2 – Representação esquemática do ciclo padrão de refrigeração e sua representação nos diagramas T-s e P-h	21
Figura 3 – Efeito da variação das temperaturas de condensação e evaporação no desempenho de um sistema de refrigeração	24
Figura 4 - Diferenças entre o ciclo ideal e real de refrigeração por compressão de vapor	26
Figura 5 – Pontos de equilíbrio entre um compressor e um tubo capilar.....	27
Figura 6 – Condições de não equilíbrio com esvaziamento ou inundação do compressor.....	28
Figura 7 – Percentual de carga térmica e perfil de temperatura de bulbo seco do ar exterior para as localidades de São Paulo e Fortaleza	31
Figura 8 – Efeito da temperatura externa na eficiência e capacidade de refrigeração em um sistema VRF	32
Figura 9 – Variação do COP pela carga parcial	33
Figura 10- Linha do tempo da classificação energética dos produtos de 2006 a 2013	35
Figura 11 – Linha de tempo da evolução do MEPS para condicionadores de ar no Brasil	35
Figura 12 - Representação de trocador de calor tipo tubo-aleta	41
Figura 13 – Dimensões de um trocador tipo tubo aleta.....	45
Figura 14 – Distanciamento entre os tubos.....	47
Figura 15 – Geometria de tubo ranhurado interno e seus principais parâmetros.....	47
Figura 16 – Geometria típicas de aletas para trocadores de calor de condicionadores de ar.....	48
Figura 17 – Parâmetros geométricos das venezianas das aletas	49
Figura 18 - Padrão de escoamento do ar em superfícies úmidas.	51
Figura 19 - Padrão de escoamento bifásico em condensação para tubos horizontais em alta velocidade	56
Figura 20 – Padrões de escoamento de ebulição em tubos horizontais em regime de alta velocidade mássica	60

Figura 21 - Representação esquemática da câmara de compressão de um compressor herméticos rotativos de palheta simples.....	66
Figura 22 – Vazão mássica de refrigerante pelo diâmetro do tubo capilar.....	69
Figura 23 – Efeitos da variação da frequência de trabalho do compressor na pressão de sucção e descarga para sistemas operando com a) R-22 e b) R-407C.....	70
Figura 24 - Capacidade de refrigeração e COP do sistema com diferentes tubos capilares para diferentes frequências do compressor para a) R-22 e b) R-407	72
Figura 25 – Fluxograma do algoritmo de simulação.....	82
Figura 26 – Diagrama T-s do sistema de refrigeração da análise numérica e experimental no ensaio E1	90
Figura 27 - Diagrama T-s do sistema de refrigeração da análise numérica e experimental no ensaio E3.....	91
Figura 28 – Variação da eficiência projetada conforme a variação do COP no E2...	94
Figura 29 – Pressão de descarga, temperaturas de descarga e de condensação no ensaio E1 a 81Hz para diferentes comprimentos de tubos capilares.....	96
Figura 30 – Capacidade de troca térmica dos trocadores de calor e COP pelo comprimento dos tubos capilares no ensaio E1 a 81Hz.....	96
Figura 31 – Relação de pressão e consumo de energia pela variação do comprimento dos tubos capilares no ensaio E1 a 81Hz.....	97
Figura 32 – Capacidade de refrigeração pela variação da frequência do compressor no ensaio E1 para diferentes comprimentos de tubos capilares	98
Figura 33 – COP pela variação da frequência do compressor no ensaio E1 para diferentes comprimentos de tubos capilares	99
Figura 34 – Capacidade de refrigeração pela frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares	100
Figura 35 - Temperatura de condensação e subresfriamento pela variação da frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares	101
Figura 36 – Potência de consumo e COP pela variação da frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares.....	102
Figura 37 – Consumo energético sazonal e IDRS para cada sistema com diferentes comprimentos de tubos capilares.....	104

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Equações de balanço de energia para os componente do ciclo ideal.....	23
Quadro 2 - Condições de ensaio e tolerâncias para determinação de capacidade e eficiência conforme norma ISO 5151	36
Quadro 3 – Classificação da ENCE e MEPS para condicionadores de ar tipo <i>Split</i> de acordo com a portaria nº269/2021	37
Quadro 4 - Condições de ensaio e tolerâncias para determinação de capacidade e eficiência portaria nº 269/2021	38
Quadro 5 – Valores de GWP para diferentes fluidos refrigerantes.....	40
Quadro 6 - Equações para determinação da efetividade do trocador de calor do tipo aletado com escoamento cruzado.....	44
Quadro 7 – Correlação de WANG et al. (1999) para cálculo do fator de Colburn para aletas com venezianas.....	50
Quadro 8 – Correlações para o cálculo de f em regimes monofásicos em tubos ranhurados	55
Quadro 9 – DAM, DM e DP de correlações do coeficiente de transferência de calor convectivo em condensação	57
Quadro 10 – Correlação de Chamra et al. (2004)	58
Quadro 11 – DAM e DM dos modelos experimentais para correlações do coeficiente de transferência de calor convectivo em ebulição.....	61
Quadro 12 – Correlação de Yun et al. (2012) para o cálculo de h_i para escoamento em regime de vaporização em tubos horizontais ranhurados	62
Quadro 13 – Correlação de Choi para a queda de pressão em regime de escoamento bifásico.....	64
Quadro 14 – Correlações de Muller-Steinhagen e Heck (1986) e Domanski (2006) para queda de pressão nas curvas de retorno	65
Quadro 15 – Correlação de Yang e Zhang para fluxo de refrigerante em tubo capilar adiabático.....	74
Quadro 16 – Coeficientes polinomiais para a Eq. polinomial de potência de consumo e vazão mássica de refrigerante do compressor	79
Quadro 17 - Parâmetros construtivos dos trocadores de calor	80
Quadro 18 – Correlações utilizadas no modelamento matemático dos trocadores de calor.....	84

Quadro 19 – Coeficientes obtidos para as equações do compressor	88
Quadro 20 – Capacidade, consumo e COP de cada ensaio dos dados experimentais e da análise numérica	89
Quadro 21 – Resultados de IDRS com a variação do COP dos ensaios E1, E2 e E3	93
Quadro 22 – Dados de capacidade e COP para determinação do IDRS e do consumo energético sazonal para diferentes comprimentos de tubos capilares.....	104
Quadro 23 - Condições de ensaio da ISO16358-1.....	115
Quadro 24 - Distribuição de temperatura externa	116

LISTA DE SÍMBOLOS

- A – Área de troca térmica do trocador de calor [m²]
 a – Distância mínima entre os tubos no sentido transversal [m]
 A_a – Área de transferência de calor das aletas [m²]
 A_e – Área de troca térmica do lado externo do trocador de calor [m²]
 $A_{e,a}$ – Área da aleta acrescida da superfície restante do tubo [m²]
 A_{ee} – Área de transferência de calor livre [m²]
 A_{ep} – Área de transferência primária [m²]
 A_{es} – Área da superfície aletada [m²]
 A_i – Área de troca térmica do lado interno do trocador de calor [m²]
 A_{ie} – Área de escoamento [m²]
 A_{ifr} – Área frontal do núcleo interno [m²]
 A_n – Área considerando o diâmetro na base das ranhuras [m²]
 a_n – Coeficientes da correlação de Domlanski [-]
 A_{sx} – Área real de escoamento do fluido em tubos ranhurados [m²]
 b – Distância mínima entre os tubos no sentido diagonal [m]
 b_n – Coeficientes para cálculo da eficiência volumétrica [-]
 Bo – Número de ebulição [-]
 c – Razão entre as taxas de capacidades térmicas [-]
 c_a – Fator para cálculo de área de trocador de calor [-]
 C_n – Coeficiente para o cálculo da correlação de Yun (2002) [-]
 C_{min} – Taxa de capacidade térmica mínima [W/K]
 c_n – Coeficientes da equação polinomial do compressor [-]
 c_p – Calor específico a pressão constante [J/(kg·K)]
 $c_{p,ar}$ – Calor específico a pressão constante do ar [J/(kg·K)]
 $c_{p,l}$ – Calor específico a pressão constante para a fase líquida [J/(kg·K)]
 $c_{p,r}$ – Calor específico a pressão constante do ar [J/(kg·K)]
 C_r – Taxa de capacidade térmica do refrigerante [W/K]
 D_c – Diâmetro do colarinho da aleta [m]
 D_e – Diâmetro externo [m]
 D_{eq} – Diâmetro equivalente de escoamento do fluido [m]
 $Desl$ – Deslocamento do compressor [m³/rev]

- D_h – Diâmetro hidráulico [m]
 D_i – Diâmetro interno [m]
 $D_{i,c}$ – Diâmetro interno [m]
 d_n – Coeficientes para o cálculo da eficiência volumétrica [m]
 e_f – Altura da ranhura [m]
 E_{mf} – Fator de intensificação para micro-aletas [-]
 E_{RB} – Fator de intensificação das ranhuras [-]
 F – Frequência do compressor [Hz]
 f – Fator de atrito [-]
 f_0 – Fator de atrito baseado na correlação de Miller (1938) [-]
 f_{GO} – Fator de atrito assumindo todo o escoamento em fase vapor [-]
 f_{LO} – Fator de atrito assumindo todo o escoamento em fase líquido [-]
 f_{st} – Fator de atrito considerando um tubo liso [-]
 Fr – Número de Froude [-]
 G – Velocidade mássica [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]
 g – Aceleração da gravidade [m/s^2]
 G_{ar} – Velocidade mássica do ar [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]
 H – Número de mudança de fase [-]
 h_A – Coeficiente de transferência de calor da zona independente da variação de temperatura [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_{AS} – Coeficiente de transferência de calor considerando um tubo liso [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_{cb} – Coeficiente de transferência de calor de ebulição convectiva [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_D – Coeficiente de transferência de calor da zona dependente da variação de temperatura [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_d – Coeficiente de transferência de massa [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 $h_{D,S}$ – Coeficiente de transferência de calor da zona dependente da variação de temperatura para um tubo liso [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_e – Coeficiente de transferência de calor por convecção externo [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_i – Coeficiente de transferência de calor por convecção interno [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_L – Coeficiente de transferência de calor para escoamento líquido [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 h_{nb} – Coeficiente de transferência de calor de ebulição nucleada [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]
 i_1 – Entalpia do refrigerante na entrada do compressor [J/kg]
 i_2 – Entalpia do refrigerante na entrada do condensador [J/kg]

i_3 – Entalpia do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão [J/kg]
 i_4 – Entalpia do refrigerante na entrada do evaporador [J/kg]
 i_e – Entalpia na entrada do volume de controle [J/kg]
 i_s – Entalpia na saída do volume de controle [J/kg]
 i_{LG} – Calor latente [J/kg]
 j – Número de Colburn [-]
 J_i – Coeficientes para o cálculo do fator de Colburn [-]
 k – Condutividade térmica [W/(m·K)]
 k_r – Coeficiente isoentrópico do refrigerante [-]
 K_f – Fator bifásico dado [-]
 k_f – Condutividade térmica do material da aleta [W/(m·K)]
 k_L – Condutividade térmica da fase líquida [W/(m·K)]
 k_t – Condutividade térmica do material do tubo [W/(m·K)]
 L – Comprimento [m]
 L_a – Largura da aleta [m]
 L_c – Comprimento do tubo capilar [m]
 Le – Número de Lewis [-]
 L_h – Altura da aleta [m]
 L_{hl} – Altura das venezianas [m]
 L_p – Passo das venezianas [m]
 l_{scw} – Fator de comprimento modificado [-]
 m – Parâmetro da aleta [1/m]
 \dot{m}_{ar} – Vazão mássica de ar [kg/s]
 \dot{m}_r – Vazão mássica de refrigerante [kg/s]
 N_f – Número de aletas por unidade de comprimento [1/m]
 n_g – Número de ranhuras [-]
 N_r – Número de filas de tubos [-]
 N_t – Número de tubos [-]
 Nu – Número de Nusselt [-]
 \dot{Q} – Taxa de energia na forma de calor [W]
 q'' – Fluxo de calor [W/m²]
 \dot{Q}_c – Taxa de rejeição de calor do condensador [W]
 \dot{Q}_e – Capacidade de refrigeração, taxa de troca térmica no evaporador [W]

- \dot{Q}_{max} – Taxa máxima de transferência de calor entre os fluidos [W]
- P – Pressão do refrigerante [PA]
- P_c – Pressão de Condensação [Pa]
- P_e – Pressão de Evaporação [Pa]
- $P_{e,c}$ – Pressão na entrada do tubo capilar [Pa]
- p_f – Passo entre as aletas ou ranhuras [m]hothh
- P_r – Pressão reduzida [-]
- p_{ran} – Passo entre as aletas [-]
- Pr – Número de Prandtl [-]
- Pr_L – Número de Prandtl para a fase líquida [-]
- P_{sat} – Pressão de Saturação [Pa]
- R_e – Resistências térmicas do lado externo do trocador [$m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$]
- r_e – Raio externo do tubo, incluindo o colarinho [m]
- Re – Número de Reynolds [-]
- Re_{dc} – Número de Reynolds baseado no diâmetro do colar [-]
- Re_L – Número de Reynolds para a fase líquida [-]
- Re_{GO} – Número de Reynolds assumindo todo escoamento como fase vapor [-]
- Re_{LO} – Número de Reynolds assumindo todo escoamento como fase líquido [-]
- $(Re_L)_f$ – Número de Reynolds para o filme de líquido [-]
- Re_{eq} – Raio equivalente para aletas não circulares [-]
- R_d – Raio da curva de retorno [-]
- $R_{f,e}$ – Fator de incrustação do lado externo do trocador [$m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$]
- $R_{f,i}$ – Fator de incrustação do lado interno do trocador [$m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$]
- R_i – Resistências térmicas do lado interno do trocador [$m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$]
- R_{tot} – Resistencia térmica total do trocador de calor [$m^2\text{C/W}$]
- R_p – Resistências térmicas da parede do tubo do trocador [$m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$]
- R_x – Fator de melhoramento das ranhuras [-]
- Rx_f – Ajuste empírico da rugosidade [-]
- s – Entropia específica [J/(kg.K)]
- s_r – Espessura média da ranhura [m]
- St – Número de Stanton [-]
- T_c – Temperatura de condensação [$^\circ\text{C}$]
- T_e – Temperatura de evaporação [$^\circ\text{C}$]

$T_{fq,e}$ – Temperatura do fluido quente na entrada do trocador [°C]
 $T_{ff,e}$ – Temperatura do fluido frio na entrada do trocador [°C]
 T^* – Temperatura adimensionalizada [-]
 TBU – Temperatura de bulbo úmido [C]
 TBS – Temperatura de bulbo seco [C]
 U - Coeficiente global de transferência de calor [W/(m²K)]
 u_{ar} – Velocidade média do ar [m/s]
 U_e - Coeficiente global de transferência de calor do lado externo do trocador [W/(m²K)]
 U_i - Coeficiente global de transferência de calor do lado interno do trocador [W/(m²K)]
 u_m – Velocidade média do fluido [m/s]
 v_r – Volume específico do refrigerante [kg/m³]
 \dot{W} – Taxa de energia na forma de trabalho [W]
 \dot{W}_c – Potência do compressor [W]
 We – Número de Webber [-]
 x – Título de vapor [-]
 X_l – Passo entre tubos no sentido longitudinal ao escoamento [m]
 X_{LFG} – Parâmetro geométrico [m]
 X_{MFG} – Parâmetro geométrico [m]
 X_t – Passo entre tubos no sentido transversal ao escoamento [m]
 X_{tt} - Parâmetro de Lockhart-Martinelli [-]

Símbolos Gregos

β – Ângulo de ápice da ranhura [rad]
 Γ – Razão mássica pela unidade de largura do tubo [kg/(s·m)]
 γ – Ângulo de hélice da ranhura [rad]
 δ – Espessura do filme de líquido [m]
 δ_a – Espessura das aletas [m]
 ΔT – Diferença de temperatura [°C]
 ΔT_m – Diferença de temperatura média ao trocador [°C]
 ΔT_{sub} – Subresfriamento [°C]
 ΔT_{sup} – Superaquecimento [°C]
 ΔP – Queda de pressão [kPa]
 Δx – Variação do título no volume de controle [-]

- δ^+ – Espessura do filme de líquido adimensionalizado [-]
- ε – Efetividade do trocador de calor [-]
- η_a – Eficiência da aleta [-]
- η_e – Eficiência global da superfície aletada [-]
- η_v – Eficiência volumétrica do compressor [-]
- θ – Ângulo das venezianas [rad]
- Λ – Multiplicador para cálculo da queda de pressão [-]
- μ – Viscosidade dinâmica [kg/(m·s)]
- μ_{ar} – Viscosidade dinâmica do ar [kg/(m·s)]
- μ_e – Viscosidade dinâmica do fluido na entrada do volume de controle [kg/(m·s)]
- μ_f – Viscosidade dinâmica da água [kg/(m·s)]
- μ_l – Viscosidade dinâmica da fase líquida [kg/(m·s)]
- μ_v – Viscosidade dinâmica da fase vapor [kg/(m·s)]
- π_n – Agrupamentos adimensionais da correlação de Yang e Zhang (2014) [-]
- ρ – Massa específica [kg/m³]
- ρ_{ar} – Massa específica do ar [kg/m³]
- ρ_e – Massa específica na entrada do volume de controle [kg/m³]
- ρ_L – Massa específica da fase líquida [kg/m³]
- ρ_m – Massa específica da mistura [kg/m³]
- ρ_v – Massa específica da fase vapor [kg/m³]
- ρ_s – Massa específica [kg/m³]
- σ – Tensão superficial [N/m]
- τ_w - Tensão de cisalhamento na parede [Pa]
- φ – Ângulo do corrugado ou da veneziana [rad]
- Φ_{LO} – Multiplicador bifásico [-]
- Ψ – Queda de pressão por unidade de comprimento [N/m³]

LISTA DE SIGLAS

CEE	Coeficiente de eficiência energética
COP	Coeficiente de performance
CSPF	<i>Cooling seasonal performance factor</i> / Fator de performance de resfriamento sazonal
DAM	Desvio absoluto médio
DM	Desvio médio
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EXV	<i>Electronic Expansion Valve</i> / Válvula de expansão eletrônica
GWP	<i>Global Warming Potential</i> / Potencial de aquecimento global
IDRS	Índice de desempenho de resfriamento sazonal
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
MEPS	<i>Minimum Energy Performance Standard</i> / Padrões mínimos de desempenho energético
NUT	Número de unidades de transferência
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> / Potencial de destruição da camada de ozônio
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PLR	<i>Partial Load Ratio</i> / Razão de carga parcial
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i> / Fluxo variável de refrigerante
TXV	<i>Thermal Expansion Valve</i> / Válvula de expansão termostática

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	18
1.1.1	Objetivo geral.....	18
1.1.2	Objetivos específicos	18
1.2	Justificativa.....	18
1.3	Estrutura do trabalho	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Refrigeração por compressão de vapor	21
2.1.1	Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor	21
2.1.2	Diferenças entre o ciclo padrão e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	25
2.1.3	Análise do sistema integrado	26
2.1.4	Sistema VRF, variação nas condições de operação e cargas parciais.....	29
2.2	Referências Normativas Brasileiras.....	33
2.2.1	Histórico do PBE e PROCEL	33
2.2.2	Atualização do PBE	36
2.3	Refrigerante R-32.....	38
2.4	Trocadores de Calor.....	40
2.4.1	Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	42
2.4.2	Método de Efetividade ϵ - <i>NUT</i>	43
2.4.3	Cálculo de áreas dos trocadores de calor.....	45
2.4.4	Coeficiente de Transferência de Calor Lado Externo.....	48
2.4.5	Eficiência das aletas	52
2.4.6	Coeficiente de Transferência de Calor Lado Interno em Regime Monofásico	53
2.4.7	Coeficiente de Transferência em Regime de Condensação	55
2.4.8	Coeficiente de Transferência em Ebulição.....	59
2.4.9	Queda de pressão devido ao escoamento.....	63
2.5	Compressor.....	65
2.6	Dispositivo de expansão.....	68
2.7	Análise numérica de sistemas de refrigeração.....	75
3	MATERIAIS E MÉTODOS	79

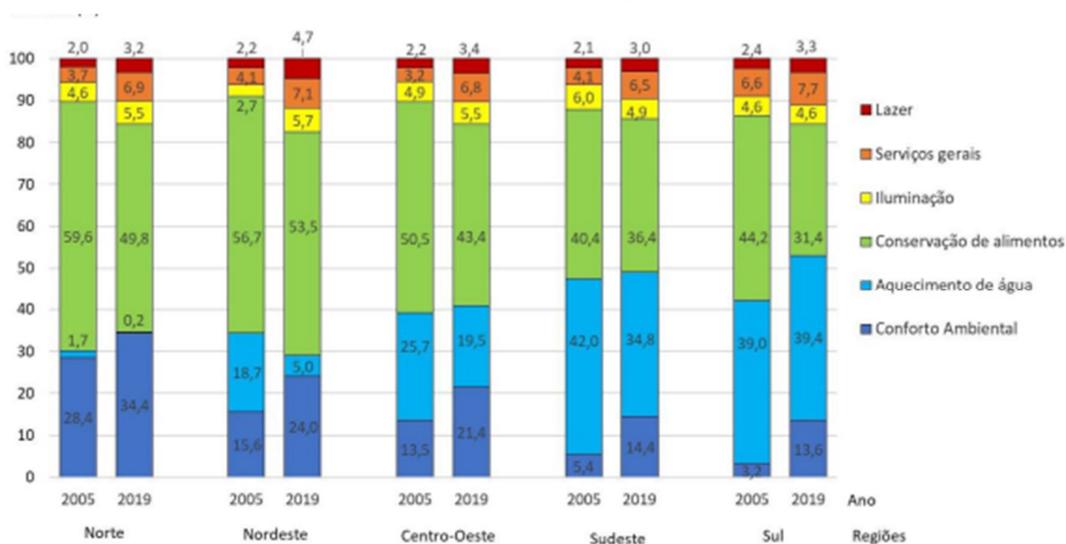
3.1	Características construtivas do condicionador de ar	79
3.2	Modelamento matemático.....	81
3.2.1	Modelamento matemático do sistema de refrigeração integrado.....	81
3.2.2	Modelamento matemático do sistema dos trocadores de calor	84
3.3	Validação do sistema	86
3.4	Análises realizadas.....	86
4	RESULTADOS E ANÁLISE	88
4.1	Validação do sistema	88
4.2	Impacto do teste E2 no desempenho sazonal	92
4.3	Variação de comprimento de tubos capilares e frequência do compressor no ensaio E1	95
4.4	Variação de comprimento de tubos capilares e frequência do compressor no ensaio E3	100
4.5	Avaliação do desempenho sazonal	103
5	CONCLUSÕES	106
	REFERÊNCIAS.....	108
	APÊNDICE A – DETALHAMENTO DO CÁLCULO DO IDRS.....	115
	APÊNDICE B – RESULTADOS DOS ENSAIOS EM CALORÍMETRO BALANCEADO	120
	APÊNDICE C – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS REALIZADAS	121

1 INTRODUÇÃO

Os condicionadores de ar para fins de conforto térmico têm se tornado uma tecnologia difundida nas residências brasileiras. Segundo Bezerra et al. (2022), o número de residências com condicionadores de ar chega a 40% e representam 14% do consumo de energia residencial.

Abrahão et al. (2021) compararam os dados de consumo residencial por uso final e em todas as regiões brasileiras o uso de energia elétrica para conforto ambiental aumentou. A Figura 1 mostra o crescimento da participação do uso de energia elétrica para conforto ambiental nas residências em todas as regiões do país.

Figura 1 – Evolução do consumo de energia residencial



Fonte: ABRAHÃO et al. (2021)

O consumo energético para fins de conforto térmico aumentou de forma mais acentuada que o crescimento do consumo de eletricidade total. Segundo a EPE - Empresa de Pesquisa Energética (2018), enquanto o consumo energético residencial total cresceu cerca de 60% de 2005 até 2017, o consumo de energia elétrica para condicionamento de ar aumentou aproximadamente 250% no mesmo período. Outro fator crítico destacado pela empresa é que o hábito de utilização dos aparelhos recai em horários de ponta.

Tendo em vista a relevância do setor para o plano energético nacional, o grupo ar-condicionado faz parte do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) e possui um

índice mínimo de eficiência energética desde 2007. Até 2022, o PBE classificava os sistemas tipo *Split*, que representam 72,82% dos produtos instalados nas residências brasileiras (PHP, 2019), considerando apenas o desempenho em carga plena e se determinava o CEE, coeficiente de eficiência energética, para sua classificação.

Com o advento dos produtos de vazão variável de refrigerante, conhecidos como *inverter* ou VRF, a classificação de produtos apenas pelo CEE em ponto de carga nominal não compara adequadamente o nível de eficiência em relação aos produtos de vazão fixa, denominados *on-off* uma vez que o desempenho dos sistemas, quando observados do ponto de vista sazonal, são bastante diferentes (SOARES, 2018; ANDRADE et al., 2021).

Como o objetivo do PBE é dar subsídios à comparação e à seleção dos diferentes produtos oferecidos ao consumidor (INMETRO, 2021) o INMETRO, através da portaria Nº 269/2021, alterou a classificação energética dos produtos destinados ao mercado nacional considerando na nova etiquetagem o Índice de Desempenho de Resfriamento Sazonal (IDRS).

O IDRS leva em consideração a performance do produto em carga nominal, em carga parcial e diferentes temperaturas da câmara *outdoor*. Com a mudança no programa, espera-se que os produtos com vazão variável de refrigerante possam ser corretamente avaliados pelo consumidor, contemplando o consumo energético em todo o seu ciclo de vida e não apenas em um ponto da curva de desempenho do aparelho.

Com a mudança da norma, abre-se a possibilidade de se reavaliar os sistemas de refrigeração que compõem os condicionadores de ar buscando o aprimoramento das condições de projeto sob a perspectiva de operação em diferentes pontos da curva de desempenho.

Avaliando os principais componentes que formam o sistema de refrigeração dos condicionadores de ar VRF, percebe-se que é possível modular a vazão de refrigerante no compressor ou mesmo a vazão de ar nos trocadores de calor para atingir a capacidade desejada ou a eficiência do sistema em cada um dos pontos de testes.

No que tange ao dispositivo de expansão, entretanto, os tubos capilares possuem uma dimensão fixa, que não permite adequação da expansão desejada para cada ponto de operação. Entretanto, por sua simplicidade e baixo custo, esses dispositivos são a solução mais utilizada nos aparelhos condicionadores de ar de

baixa capacidade, mesmo os que utilizam a tecnologia VRF. Com isso, esse trabalho propõe o estudo do desempenho dos sistemas de refrigeração operando com tubos capilares através de um modelo termodinâmico construído no *software* EES que seja capaz de prever o desempenho do sistema em diversos pontos de operação. Visa-se avaliar a limitação dos tubos capilares como dispositivos de expansão quando aplicados em sistemas VRF quando em um contexto de desempenho sazonal.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral do presente trabalho é investigar o comportamento do sistema de refrigeração operando com tubos capilares como dispositivos de expansão de sistemas de refrigeração por compressão de vapor dos aparelhos condicionadores de ar *Split* com vazão variável de refrigerante.

1.1.2 Objetivos específicos

- a. Propor um modelo numérico utilizando o software *Engineer Equation Solver* (EES) para simulação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e de seus principais componentes e validar os resultados numéricos com ensaios físicos realizados em um calorímetro;
- b. Avaliar o desempenho dos sistemas nas diferentes condições de cargas térmicas e temperaturas de operação previstos na portaria nº 269/2021;
- c. Avaliar a variação de parâmetros de operação, como frequência de giro do compressor para cada tubo capilar proposto de forma a averiguar variações do desempenho sazonal.

1.2 Justificativa

Ainda que a ISO 16358-1 seja uma norma internacional para avaliação do desempenho sazonal de produtos de ar-condicionado, a portaria nº 269/2021 determina adaptações à realidade climática brasileira, ajustando a faixa de temperaturas e peso de cada uma das cargas parciais para determinação do desempenho sazonal.

Sob esse ponto de vista, a literatura tem se concentrado em avaliar o impacto no consumo energético da adoção de normas que comparam o desempenho sazonal para a revisão de programas de etiquetagem e os mínimos índices de eficiência permitidos (*Minimum Energy Performance Standards*, MEPS) a confrontar as diferentes metodologias dessas normas ou a comparação de produtos com tecnologia *On-Off* e VRF sob o ponto de vista sazonal.

Entretanto, há poucas publicações considerando as adaptações feitas na portaria brasileira ou que buscam avaliar os sistemas de refrigeração e seus componentes sob o ponto de vista termodinâmico nesse contexto. Essa lacuna é ainda mais tangível quando se busca o entendimento do desempenho dos sistemas utilizando tubos capilares, que são os dispositivos mais utilizados em sistemas tipo Split de baixa capacidade, em diferentes pontos de sua curva de desempenho.

Dessa forma, esse trabalho busca contribuir para a construção desse conhecimento ao avaliar variações da condição de aplicação, como carga térmica, temperatura do ambiente externo e frequência de rotação do compressor, no desempenho de sistemas utilizando tubos capilares.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho está estruturado da seguinte forma:

No segundo capítulo, as referências bibliográficas que fundamentam o desenvolvimento da dissertação são abordadas. São referenciados os principais conceitos dos sistemas de refrigeração e seus componentes, como ponto de equilíbrio dos componentes, a variação nas condições de operação, diferenças entre sistemas VRF e *On-Off* e as referências normativas aplicadas no Brasil. Também são apresentados os fundamentos para o modelamento dos principais componentes do sistema, isto é, fluido refrigerante, trocadores de calor, compressor e dispositivo de expansão.

O terceiro capítulo descreve a metodologia adotada no desenvolvimento da pesquisa. Os detalhes construtivos do sistema de refrigeração analisado são apresentados. Também é descrito o procedimento de modelamento matemático do sistema e de cada componente, assim como a metodologia de verificação e as análises pretendidas.

O quarto capítulo trata dos resultados obtidos e na análise desses dados. O quinto capítulo apresenta as conclusões obtidas e sugestões de trabalhos futuros. Por fim, o sexto capítulo traz as referências bibliográficas seguidas dos apêndices, onde se apresentam um detalhamento do cálculo do IDRS, os resultados detalhados obtidos em calorímetro balanceado e os resultados obtidos no modelo numérico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Refrigeração por compressão de vapor

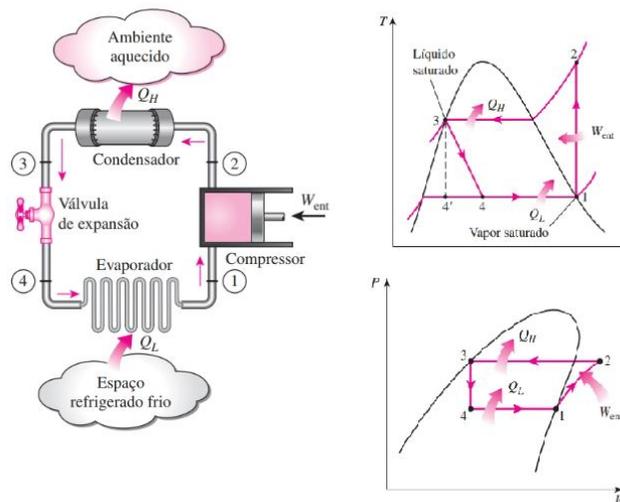
2.1.1 Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor

Os sistemas de condicionamento de ar tipo *split* são equipamentos capazes de remover calor do ambiente condicionado, a baixa temperatura, e dissipar esse calor no ambiente externo a uma temperatura mais elevada.

Para que seja possível alcançar o efeito de refrigeração desejado, os condicionadores de ar tipo *split* operam de acordo com o ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor, utilizando fluidos refrigerantes como fluido de trabalho. Nesse ciclo, o refrigerante absorve calor do ambiente condicionado através de sua ebulição a baixa pressão e temperatura, é comprimido e dissipa calor em um ambiente externo através de sua condensação a alta pressão e temperatura (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A Figura 2 apresenta a representação dos principais componentes do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor e a representação nos diagramas temperatura – entropia e pressão – entalpia.

Figura 2 – Representação esquemática do ciclo padrão de refrigeração e sua representação nos diagramas T-s e P-h



Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2013), p. 614

Esse ciclo termodinâmico é composto por quatro processos e componentes principais, sendo eles:

- 1-2: Compressão adiabática e isentrópica em um compressor;
- 2-3: Rejeição de calor à pressão constante em um condensador;
- 3-4: Expansão irreversível em um dispositivo de expansão;
- 4-1: Absorção de calor à pressão constante no evaporador.

O refrigerante é comprimido do estado de vapor saturado até a pressão de condensação e a temperatura do refrigerante se eleva acima da temperatura do meio externo. Em seguida o refrigerante é resfriado e condensado à pressão constante, dissipando calor para a vizinhança até atingir o estado de líquido saturado (ÇENGEL e BOLES, 2013).

O fluido é expandido em um dispositivo de expansão até a pressão de vaporização e a temperatura do refrigerante fica abaixo da temperatura do ambiente condicionado. Ao entrar no evaporador, o refrigerante, em estado de mistura, é totalmente vaporizado ao absorver calor do ambiente a ser refrigerado. Após o processo de vaporização, o refrigerante retorna ao compressor reiniciando o ciclo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Para análise de cada um dos componentes do ciclo ideal, é possível aplicar à primeira lei da termodinâmica algumas hipóteses simplificadoras: 1) considerar a variação da energia cinética e potencial nula e 2) a vazão mássica do sistema será constante quando operando em regime permanente (STOECKER e JONES, 1985). A Eq. (1) mostra o balanço de energia modificado por tais hipóteses:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_r(i_s - i_e) \quad (1)$$

Nessa equação \dot{Q} e \dot{W} são as taxas de energia em forma de calor e trabalho, \dot{m}_r é a vazão mássica de refrigerante, i_s e i_e são as entalpias de saída e entrada do fluido, respectivamente.

Ao analisar o comportamento de cada componente, as equações do balanço resultantes são apresentadas no Quadro 1 (ASHRAE, 2001). Para obtenção da potência realizada pelo compressor, \dot{W}_c , considera-se o processo de compressão adiabático e isoentrópico resultando na Eq. (2). Para ambos os trocadores de calor, não há trabalho sendo realizado, assim a taxa de calor absorvida pelo evaporador, \dot{Q}_e ,

e rejeitada pelo condensador, \dot{Q}_c , resultando nas Eq. (3) e (4). O dispositivo de expansão é um processo isoentálpico, visto que não há realização de trabalho, os efeitos de transferência de calor, variação de energia cinética e potencial são desprezados para o ciclo padrão. Por fim o COP, ou coeficiente de performance de um sistema refrigeração, é a razão entre o efeito de refrigeração e o consumo de energia necessário para sua operação e seu conceito está intrinsecamente relacionado à eficiência desse sistema. Quando considerado o ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor o COP é dado pela Eq. (6) ou pela Eq (7), que é a resultante de simplificações realizadas ao utilizar as Eqs. (3) e (2).

Quadro 1 - Equações de balanço de energia para os componente do ciclo ideal

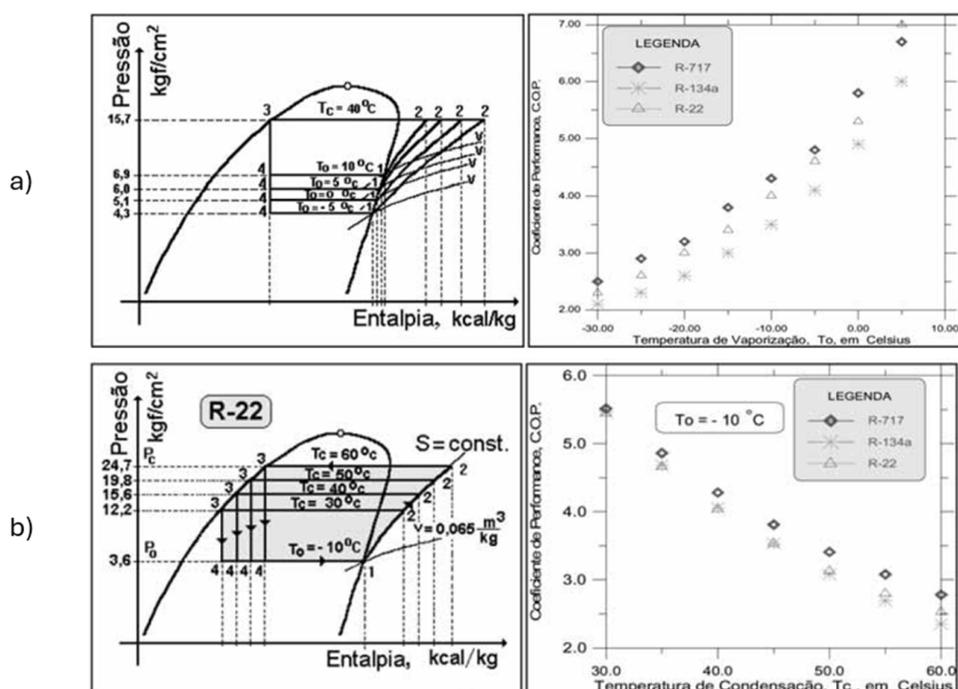
Componente	Conservação da Energia	Equação
Compressor	$\dot{W}_c = \dot{m}_r(i_2 - i_1)$	(2)
Evaporador	$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(i_1 - i_4)$	(3)
Condensador	$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(i_2 - i_3)$	(4)
Dispositivo de Expansão	$i_3 = i_4$	(5)
COP	$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c}$	(6)
	$COP = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}$	(7)

Da mesma forma que a eficiência de uma máquina térmica de Carnot é dependente das temperaturas dos reservatórios térmicos entre os quais trabalha, a capacidade e a eficiência de um sistema ideal de refrigeração também se relacionam diretamente com temperatura de condensação e evaporação em que esse sistema opera. A variação de tais temperaturas acarreta mudança na performance do aparelho, conforme mostrado na Figura 3.

Na Figura 3.a estão plotados, no gráfico à esquerda, quatro ciclos de refrigeração operando com uma temperatura de evaporação de -10°C e com diferentes temperaturas de condensação: 30°C , 40°C , 50°C e 60°C . O gráfico revela que o aumento da temperatura de condensação leva a uma redução no efeito de refrigeração e a um aumento no consumo de energia. A redução do efeito de refrigeração se verifica pelo encurtamento da linha 4-1, já o aumento de consumo de

energia é percebido com a extensão da curva 1-2. Esses dois efeitos somados acarretam uma deterioração no COP do sistema e podem ser percebidos no gráfico à direita da mesma figura. Nele são plotados os COPs pela variação das temperaturas de condensação. São avaliados ciclos de 3 refrigerantes diferentes: R-717, R-134a e R-22. Independente do fluido avaliado, há uma redução significativa do COP com o aumento da temperatura de condensação dos refrigerantes (VENTURINI e PIRANI, 2005; ÇENGEL e BOLES, 2013).

Figura 3 – Efeito da variação das temperaturas de condensação e evaporação no desempenho de um sistema de refrigeração



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005, p. 45 e 46)

A Figura 3.b demonstra o efeito da variação da temperatura de evaporação. Nesse caso, a temperatura de condensação é mantida constante, à 48°C , e são plotados 4 ciclos com temperaturas de evaporação de -5°C , 0°C , 5°C e 10°C . O aumento da temperatura de evaporação produz efeito contrário ao da temperatura de condensação: as retas 4-1 se alongam, denotando aumento da capacidade de refrigeração enquanto a reta 1-2 se reduz, indicando efeito de redução do consumo de energia. O COP dos mesmos refrigerantes do exemplo anterior é plotado para diferentes temperaturas de evaporação e, independente do refrigerante, há uma

expressiva melhora na eficiência dos ciclos com o aumento da temperatura de evaporação (VENTURINI e PIRANI, 2005; ÇENGEL e BOLES, 2013).

2.1.2 Diferenças entre o ciclo padrão e o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

Há diferenças importantes entre o sistema de refrigeração padrão e o ciclo real devido a irreversibilidades e a presença de superaquecimento e subresfriamento após os processos de vaporização e condensação (ÇENGEL e BOLES, 2013).

As irreversibilidades demandam maior potência do compressor e suas principais formas são: 1) queda de pressão devido escoamento do fluido refrigerante nos componentes, válvulas, atrito no dispositivo de expansão e tubulações de interconexão; 2) O processo de compressão real é um processo politrópico e não isentrópico como no ciclo ideal, além disso, o refrigerante absorve calor gerado pelo compressor devido ao atrito dos componentes internos do compressor (VENTURINI e PIRANI, 2005); 3) há transferência de calor de ou para a vizinhança e 4) o fluido refrigerante não é puro, mas sim uma mistura de refrigerante e óleo de lubrificação do compressor (ASHRAE, 2001).

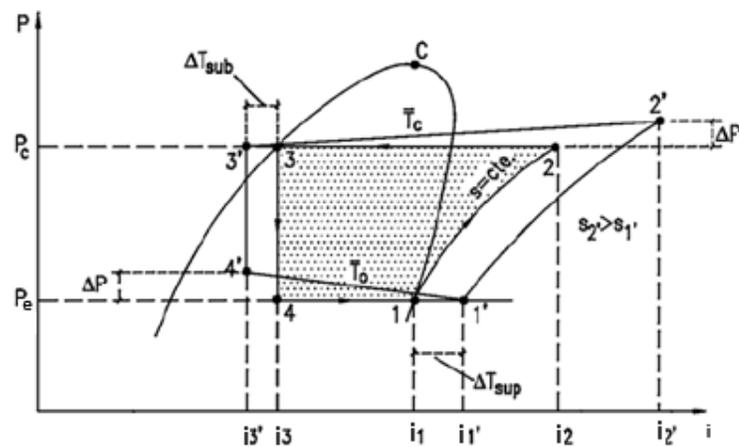
O superaquecimento, por sua vez, é necessário para garantir que apenas fluido em estado de vapor saturado ou levemente superaquecido ingresse no compressor. O superaquecimento pode ser obtido dentro do evaporador, o que aumenta a capacidade do sistema, ou fora dele, que não altera a capacidade. Quando comparado ao ciclo ideal, o superaquecimento causa um aumento no volume específico do fluido na entrada do compressor, reduzindo a vazão mássica de refrigerante no sistema. Outro efeito é um aumento na temperatura de descarga, o que causa uma necessidade de maior área no condensador (ÇENGEL e BOLES, 2013; STOECKER, JONES, 1985; WANG, 2000).

Por sua vez, o subresfriamento garante que apenas fluido refrigerante em estado líquido ingresse no dispositivo de expansão. Tal proteção se faz necessária para evitar erosão por cavitação ou obstrução desses dispositivos (WANG, 2000). Se obtido dentro do evaporador o subresfriamento pode aumentar a capacidade de refrigeração e o COP do sistema (POTTKER e HRNJAK, 2015).

A Figura 4 plota as principais diferenças entre o ciclo padrão e real em um gráfico de pressão por entalpia. O ponto 1, entrada do refrigerante no compressor, é

deslocado para a posição 1' no ciclo real devido ao superaquecimento do refrigerante. A descarga do compressor, ponto 2, é deslocada para o ponto 2' por dois motivos: 1) é necessária uma maior pressão em função da queda de pressão devido ao escoamento e 2) a compressão não é isoentrópica, assim o fluido refrigerante é descarregado do compressor com maior entalpia. A saída do condensador, ponto 3, é deslocado para o ponto 3' para uma região de menor entalpia em função do subresfriamento.

Figura 4 - Diferenças entre o ciclo ideal e real de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005)

2.1.3 Análise do sistema integrado

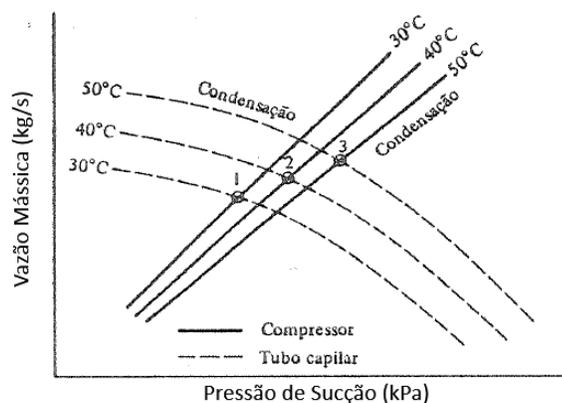
Cada um dos componentes do sistema de refrigeração possui comportamentos característicos próprios, que serão explorados nas seções 2.4, 2.5 e 2.6, mas seu desempenho é influenciado pela performance dos demais componentes (STOECKER e JONES, 1985). Assim, é possível afirmar que os sistemas são interdependentes e variações da condição de operação ou projeto de um dos componentes irá afetar o desempenho dos demais.

Logo, é importante analisar o ponto de equilíbrio dos diversos componentes atuando em conjunto. A vazão mássica disponibilizada pelo compressor é uma função da diferença de pressão entre a sucção e a descarga desse componente. Já a capacidade de troca térmica dos trocadores depende da vazão mássica disponibilizada pelo compressor e da vazão mássica de ar, fornecida pelos sistemas

de ventilação dos aparelhos. A queda de pressão que ocorre no escoamento do fluido nos trocadores e nos dispositivos de expansão também é uma variável que depende da vazão mássica e afeta as pressões nos pontos de sucção e descarga do compressor.

A Figura 5 mostra pontos de equilíbrio para diferentes temperaturas de condensação, pressão de sucção e vazão mássica. A curva de vazão mássica para o compressor é representada pela linha cheia, enquanto a linha tracejada mostra a curva do tubo capilar. A vazão no tubo capilar é proporcional à diferença de pressão do fluido em suas extremidades. Assim, quanto maior a pressão de condensação e menor a pressão de evaporação, maior a vazão mássica que será possível escoar nesse dispositivo. Já a vazão mássica disponibilizada pelo compressor apresenta comportamento contrário ao do tubo capilar, ou seja, quando menor a relação entre as pressões, maior será a vazão mássica bombeada. O sistema operará em um ponto de equilíbrio entre esses dispositivos. À uma temperatura de condensação de 30°C, o ponto 1 representa a condição de equilíbrio do sistema enquanto os pontos 2 e 3 representam os pontos de equilíbrio para condensações ocorrendo à 40°C e 50°C, respectivamente.

Figura 5 – Pontos de equilíbrio entre um compressor e um tubo capilar



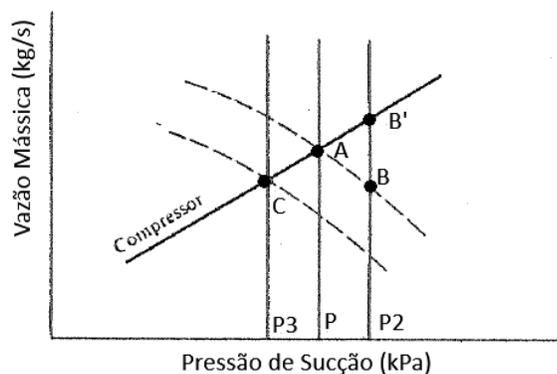
Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985, p. 291)

No que tange à relação do compressor e do dispositivo de expansão, ambos atingirão uma condição de equilíbrio na qual as pressões de sucção e descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a mesma quantidade de refrigerante com

que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador quando em regime permanente (STOECKER e JONES, 1985).

A condição de equilíbrio entre compressor e tubo capilar é bem detalhada por Soteker e Jones (1985). Os autores afirmam que com a variação da condição de carga térmica do evaporador, ocorrerá um processo transitório de ajuste das pressões de trabalho. A Figura 6 mostra um ponto de equilíbrio entre esses dispositivos inicialmente no ponto "A". Caso a carga térmica aumente acima do ponto de equilíbrio, o evaporador teria sua pressão e temperaturas de evaporação aumentadas. Transitoriamente o compressor seria capaz de bombear uma vazão de refrigerante maior do que a vazão que o tubo capilar é capaz de prover (ponto B'). Dessa forma o fluido refrigerante fica represado no condensador elevando a pressão de condensação e de descarga no compressor. O aumento da pressão de descarga acarreta uma redução da vazão mássica do compressor e aumento da capacidade do tubo capilar. Essa iteração transitória de ajuste das pressões ocorrerá até que o novo ponto de equilíbrio em B seja estabelecido.

Figura 6 – Condições de não equilíbrio com esvaziamento ou inundação do compressor.



Fonte: Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985)

Já para o caso de queda na carga térmica, processo que ocorre quando a carga térmica cai abaixo do ponto de equilíbrio, haverá a redução da pressão de sucção para o ponto "C". Nesse caso o evaporador não será capaz de transformar todo o fluido refrigerante em vapor o que pode acarretar desgaste prematuro ou mesmo quebra por calço hidráulico do compressor (STOECKER e JONES, 1985). Se observado ainda em condição de projeto, deve-se avaliar a redução da carga de

refrigerante, aplicação de acumuladores de líquido ou redimensionamento do tubo capilar. Quando em campo, entretanto, a inundação ocorre devido à carga térmica estar abaixo da carga nominal. Nesse caso, deve-se adotar sistemas de controle, como modulação da velocidade do compressor em sistemas VRF ou simplesmente desligar o compressor, como em casos de sistema *on-off*.

2.1.4 Sistema VRF, variação nas condições de operação e cargas parciais

Os aparelhos de ar-condicionado operam em condições climáticas e de carga térmica variada. Ainda que existam condições nominais pelos quais são projetados e avaliados, essas condições normalmente não são as mais frequentes nos ambientes ou locais onde são instalados. Dessa forma, diversos estudos têm se dedicado a avaliar o desempenho sazonal de condicionadores de ar, avaliando variações nas condições climáticas, de operação e de carga térmica.

No início do desenvolvimento de condicionadores de ar de baixa capacidade para aplicações de conforto térmico e residencial, a forma mais comum para o controle da capacidade do sistema é ligar e desligar o compressor periodicamente. Esses sistemas são conhecidos como *On-Off* (STOECKER e JONES, 1985).

A partir da década de 1980, há a ascensão de sistemas de vazão variável de refrigerante, ou *variable-refrigerant-flow* (VRF), conhecidos comercialmente como *inverter*. Os produtos com a tecnologia VRF já representavam 8,7% dos ar-condicionados residenciais instalados no Brasil em 2019 (PHP, 2019). Esses aparelhos são capazes de adequar a taxa de massa do refrigerante através da variação da frequência de alimentação do motor acoplado ao compressor de forma a adequar o ponto de operação do sistema às variações nas condições de operação (ASHRAE, 2008). O desempenho dos aparelhos que utilizam a tecnologia VRF é perceptível através de uma menor oscilação da temperatura do ambiente climatizado, menor percepção de ruído e menor consumo de energia (OHIAMA e KONDO, 2007).

Andrade et al. (2021) afirmam que a comparação de eficiência dos sistemas de condicionamento de ar não deve ser feita apenas na condição nominal, pois desconsidera a amplitude de temperaturas de operação e de carga térmica ao longo de seu ciclo de vida. Os autores ensaiaram um sistema fixo e um sistema VRF nas condições da norma ISO 5151, que determina condições de testes para avaliação de performance em apenas uma condição e na norma ISO 16358-1 que busca avaliar o

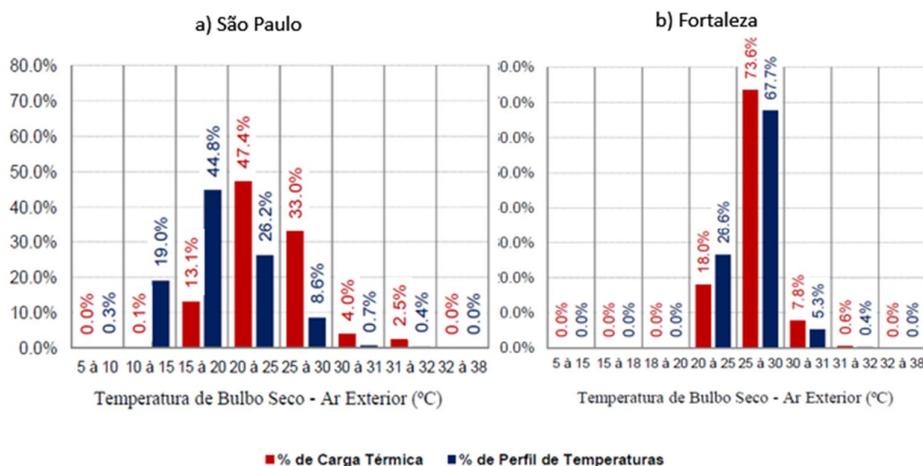
sistema através de um índice sazonal. O sistema *on-off* utilizado apresentou um Coeficiente de Eficiência Energético (CEE) de 3,26 enquanto o sistema VRF apresentou CEE de 3,31. Quando comparadas as suas eficiências sazonais, o sistema *On-off* apresentou um *Cooling Seasonal Performance Factor* (CSPF) 3,46 contra um coeficiente de 5,1 do sistema VRF, ou seja, uma variação de eficiência de 47,4%.

Lago et al. (2020) analisaram experimentalmente um sistema de refrigeração com capacidade de 559,3W que opera com R-134a. Inicialmente foram coletados dados do sistema original, ou seja, com tubo capilar e operando no modo *On-Off*. Foram realizadas modificações no sistema, permitindo a modulação da rotação do compressor e a substituição do tubo capilar por uma válvula de expansão eletrônica, EXV, ou uma válvula de expansão eletrônica, TXV, como dispositivos de expansão. Os autores afirmam que o sistema com EXV foi o que apresentou a melhor eficiência sazonal, podendo chegar a uma redução de consumo de energia sazonal de 57,89% quando comparado ao sistema original.

Soares (2018) investigou a influência climática e de carga térmica no desempenho de um sistema operando no modo VRF e desse mesmo sistema operando com a frequência fixada. O estudo foi elaborado utilizando o *software Energy Plus* simulando o desempenho sazonal para diferentes capitais brasileiras. Os resultados mostram que o sistema VRF apresenta um consumo de energia de 15 a 36% menor em relação ao sistema fixo. Em seu trabalho, o autor propõe a adoção de um sistema de etiquetagem que leve em consideração as variações de carga e temperatura para melhor comparação da eficiência dos produtos com diferentes tecnologias de controle.

Xavier (2016) analisou a influência do clima no desempenho energético de condicionadores de ar operando em cargas parciais em capitais de estados brasileiros diferentes. A Figura 7 mostra a participação da carga térmica e a ocorrência da faixa de temperatura externa das cidades de São Paulo e Fortaleza. Enquanto em São Paulo, Figura 7.a, apresenta a faixa de temperatura entre 15 e 20°C como a mais ocorrente do período analisado, com 44,8% das horas, a faixa de 20 a 25°C é a que tem maior relevância quando avaliada a carga térmica sazonal, representando 47,4% da carga total. Já em Fortaleza (Figura 7.b), a faixa de 25 a 30°C teve 67,7% de incidência das horas analisadas e representa 76,6% da carga térmica dessa localidade.

Figura 7 – Percentual de carga térmica e perfil de temperatura de bulbo seco do ar exterior para as localidades de São Paulo e Fortaleza



Fonte: Adaptado de Xavier (2016)

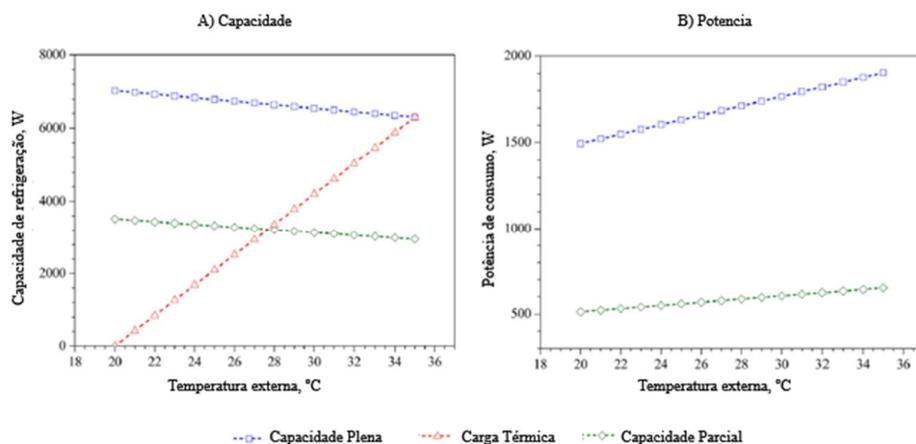
Assim como no ciclo padrão, abordado na seção 2.1.1, a variação das temperaturas externa e interna trarão efeito no desempenho de um condicionador de ar e tais efeitos são altamente difundidos na literatura.

Andrade et al. (2021) realizaram uma avaliação experimental de dois sistemas, sendo um deles VRF e outro *on-off*, com a variação da temperatura externa. Os resultados obtidos mostram que em ambos os sistemas de refrigeração tem o desempenho afetado pela temperatura de condensação. A Figura 8.a mostra a carga térmica e a capacidade de refrigeração plena e parcial do sistema VRF. A elevação da temperatura externa reduz a capacidade de refrigeração tanto quando o sistema opera em capacidade plena quanto quando opera em capacidade parcial. Além disso, há o aumento do consumo de energia conforme se eleva a temperatura externa. A redução da capacidade de refrigeração associada ao aumento de consumo de energia, acarretam uma redução acentuada do COP desses sistemas quando há a elevação da temperatura externa.

A variação da temperatura do ambiente interno também traz ao sistema de refrigeração efeitos similares à variação da temperatura de evaporação. Amoabeng et al. (2023) analisaram a variação da temperatura de *set point* selecionada pelo usuário em sistemas de condicionamento de ar. Em seu trabalho, os autores demonstram que a redução da temperatura do *set point* acarreta um maior consumo de energia do

sistema de refrigeração. Além disso, a baixas temperaturas, é exigida uma carga térmica maior tanto pela carga térmica sensível, quando por um maior efeito de desumidificação, uma vez que o trocador de calor trabalha a temperaturas mais baixas.

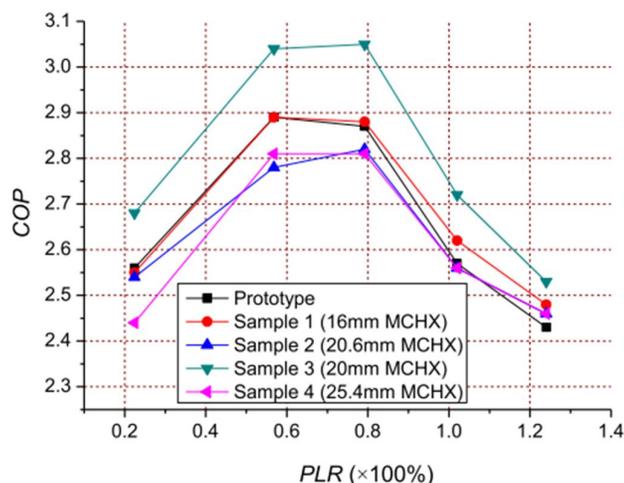
Figura 8 – Efeito da temperatura externa na eficiência e capacidade de refrigeração em um sistema VRF



Fonte: Adaptado de Andrade et al. (2021)

A literatura aponta que sistemas VRF operando em cargas parciais apresentam uma melhor eficiência quando comparado à suas cargas nominais. Na literatura Meng et al. (2015) analisaram a performance de um sistema tipo *multi-split* de capacidade nominal de 12,5 kW operando em cargas parciais com diferentes tipos de trocadores de calor. Em seu estudo, todas as configurações de aparelhos atingiram o maior nível de eficiência quando operando em cargas parciais entre 56,8% e 79,2% da capacidade nominal, conforme mostrado na Figura 9. Os autores apontam ainda que essa é uma vantagem dos sistemas VRF em relação a sistemas *On-Off*, alegando que a maioria dos sistemas operam em uma faixa de 50 a 75% da carga nominal. Xavier (2016) também obteve perfil de curvas similar em seus estudos. O autor simulou cargas parciais de 30%, 50% 75% e 100% da nominal e obteve o maior COP na faixa de 50%. Já Soares (2018) observou que o melhor desempenho dos condicionadores de ar VRF ocorrem quando estão operando na faixa de 40 a 50% da carga nominal.

Figura 9 – Variação do COP pela carga parcial



Fonte: Meng et al. (2015)

Uma vez que os produtos VRF tem um desempenho superior em cargas parciais quando comparados aos seus pares que não dispõem de tal tecnologia e que, como exposto nessa seção, as condições ambientais de operação também implicam em variação da carga térmica e do desempenho dos sistemas, o advento da tecnologia VRF abriu uma oportunidade para revisão das normas de classificação energética. Tais mudanças são abordadas na seção 2.2.

2.2 Referências Normativas Brasileiras

2.2.1 Histórico do PBE e PROCEL

Programas nacionais de etiquetagem para aparelhos de ar-condicionado residenciais são adotados por diversos países como uma estratégia de atingir diversos objetivos, sendo os mais comuns a economia no consumo de energia, o atendimento de níveis mínimos de segurança e a redução de impactos ambientais (DE MELO, 2022). As grandes economias mundiais, como Estados Unidos da América, França, Alemanha, Canadá, China, México e o Brasil possuem normas para programas de etiquetagem e níveis mínimos de eficiência, conhecidos como MEPS, *Minimum energy performance standards*.

No Brasil, o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, INMETRO, vinculado ao Ministério do Desenvolvimento, Indústria, Comércio e Serviços, iniciou as discussões que levariam à criação do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) em 1984 (EPE, 2018). O programa é gerenciado em cooperação com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) que é submetido à Eletrobras.

O PBE prevê que os produtos sejam identificados com a Etiqueta Nacional de Conservação de Energia, ENCE, que classifica os produtos conforme seu desempenho energético em diferentes letras. Segundo o INMETRO (2021), o principal objetivo do programa é auxiliar o consumidor a comparar, de forma adequada, os produtos disponíveis no mercado quanto ao seu nível de eficiência.

Já o PROCEL, autoriza a aplicação de seu selo em produtos que atinjam índices de eficiência elevados. O principal objetivo do programa Selo Procel é promoção daqueles produtos de eficiência mais alta junto ao consumidor, facilitando sua identificação. Até 2022, os produtos com ENCE A, poderiam receber o selo.

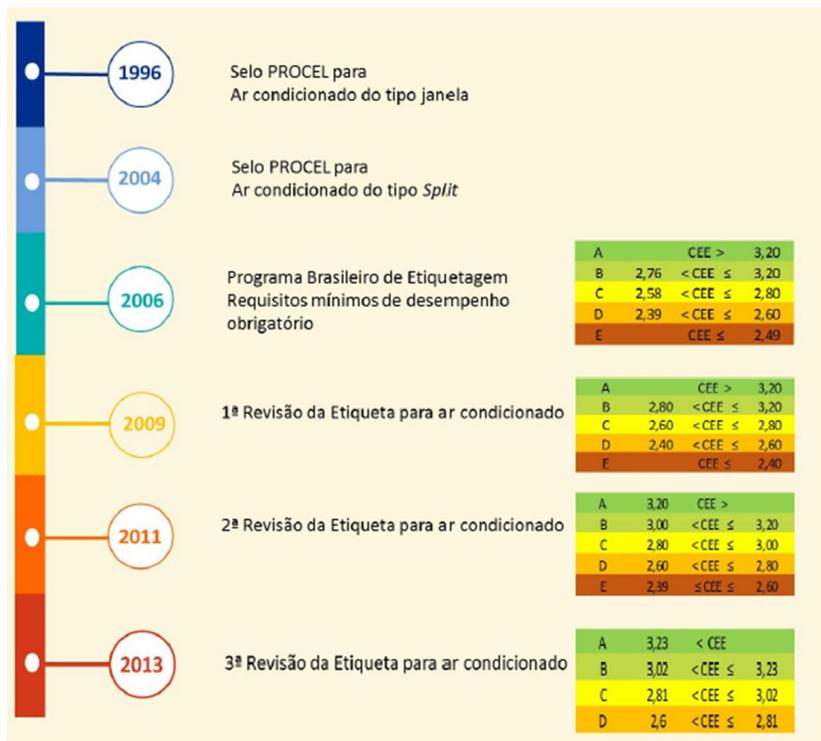
O INMETRO tornou obrigatório a utilização da ENCE desde 2006 e sofreu revisões nos anos de 2009, 2011, 2013 e finalmente em 2020. A ENCE classifica os produtos pelo CEE, coeficiente de eficiência energética, similar ao COP, mas que considera toda a energia consumida pelo sistema, incluindo sistemas de ventilação e controle. A Figura 10 apresenta a classificação energética em linha de tempo dos períodos de 2006 a 2013. Desde a obrigatoriedade até a revisão de 2013, as alterações de CEE classe “A” foram pouco expressivas, passando de 3,2 para 3,23 durante esse período. A evolução mais significativa foi a eliminação da faixa “E” de eficiência para retirar do mercado produtos de baixa eficiência energética.

Desde 2007, os sistemas de ar-condicionado para aplicações residenciais devem obedecer *MEPS* para que possam ser comercializados no mercado nacional. Os índices mínimos de eficiência buscam atender às diretrizes impostas pela lei 10.295 de 2001 conhecida como Lei da Eficiência Energética. Programas de MEPS são aplicados em diversos países com o objetivo de remover do mercado os produtos de baixa eficiência energética, protegendo os consumidores de tecnologias obsoletas e com altos custos de operação (DE MELO et al, 2022).

Desde a sua aplicação, os níveis mínimos de eficiência sofreram alterações em 2011, 2018 e, a mais recente, em 2020. As alterações dos MEPS de 2007 a 2018 estão ilustradas na Figura 11. Ao observar que o índice mínimo de eficiência do MEPS

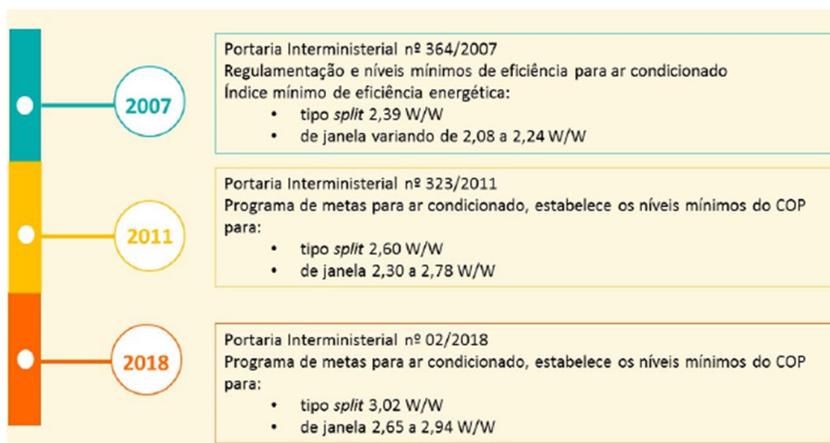
a partir de 2018 é de 3,02, essa revisão eliminou as faixas C e D do mercado, restando apenas a faixa “A” para aparelhos com CEE maior que 3,23 e “B” aqueles maiores que 3,02.

Figura 10- Linha do tempo da classificação energética dos produtos de 2006 a 2013



Fonte: EPE (2018)

Figura 11 – Linha de tempo da evolução do MEPS para condicionadores de ar no Brasil



Fonte: EPE (2018)

Até a publicação da portaria nº 267/2021, o INMETRO (2006) utilizava a ISO 5151 como norma para ensaios de determinação de capacidade de refrigeração e eficiência. A norma prevê que os produtos sejam testados nas condições previstas no Quadro 2, ou seja, que os produtos sejam ensaiados e avaliados apenas em um ponto da curva de desempenho.

Quadro 2 - Condições de ensaio e tolerâncias para determinação de capacidade e eficiência conforme norma ISO 5151

Câmara Interna	Câmara Externa	Tolerâncias
TBS 26,7 °C ± 0,3 °C	TBS 35,0 °C ± 0,3 °C	≤ 92% da Capacidade Nominal
TBU 19,4 °C ± 0,2 °C	TBU 23,9 °C ± 0,2 °C	≤ 92% do COP Nominal

Fonte: Adaptado de INMETRO (2006)

2.2.2 Atualização do PBE

Tendo em vista que o principal objetivo do PBE é promover a correta comparação da performance dos produtos no mercado, o INMETRO mudou a norma de classificação dos sistemas condicionadores de ar residenciais. Há pouca variação de desempenho de ambos os sistemas quando comparados em apenas um ponto da curva de operação. Entretanto, como abordado na seção 2.1.4, os sistemas *inverter* são capazes de adequar seu desempenho à carga térmica desejada e às variações de temperaturas de operação de forma mais eficiente que os sistemas *On-Off*. Além disso, quando operando em carga parcial apresentam um alto nível de eficiência energética. Em outras palavras, sob o ponto de vista de consumo de energia sazonal, os produtos VRF e *On-Off* apresentam desempenhos energéticos muito distintos ainda que apresentem um mesmo desempenho em um mesmo ponto da curva de operação.

Assim, o INMETRO instituiu a portaria nº 267/2021 que determina que os produtos sejam classificados pelo Índice de Desempenho de Refrigeração Sazonal, IDRS, que é baseado no *Cooling Seasonal Performance Factor*, CSPF, da norma ISO 16358-1. A portaria determina duas fases de adequação dos produtos destinados ao mercado nacional. A primeira fase entrou em vigor em 31 de dezembro de 2022

enquanto a segunda fase inicia em 31 de dezembro de 2025. O Quadro 3 mostra os IDRS necessários para atingimento da classe ENCE de cada fase.

Quadro 3 – Classificação da ENCE e MEPS para condicionadores de ar tipo *Split* de acordo com a portaria nº269/2021

ENCE / MEPS	Fase 1 IDRS	Fase 2 IDRS
ENCE Classe A	≥ 5,50	≥ 7,00
ENCE Classe B	≥ 5,00	≥ 6,00
ENCE Classe C	≥ 4,50	≥ 5,30
ENCE Classe D	≥ 4,00	≥ 4,60
ENCE Classe E	≥ 3,50	≥ 3,90
ENCE Classe F	≥ 3,14	-
MEPS Split <30000 Btu/h	≥ 3,14	≥ 4,5
MEPS Split ≥30000 Btu/h	≥ 3,14	≥ 3,9

Fonte: Adaptado de INMETRO (2021), Ministério de Minas e Energia (2022) e Eletrobras (2021)

O MEPS foi atualizado pelo Ministério de Minas e Energia. De acordo com a resolução Nº 1, de 29 de abril de 2022, o desempenho dos produtos deixa de ser controlado pelo CEE e passa a utilizar o IDRS. Também estão determinadas duas etapas de adequação sendo a primeira válida a partir de 31 de dezembro de 2022 e a segunda válida a partir de 31 de dezembro de 2025 para produtos fabricados ou importados para revenda no mercado nacional.

Por fim, a Eletrobrás atualizou os critérios para concessão do selo PROCEL para condicionadores de ar em julho de 2021. Para a concessão do selo, os produtos devem atingir IDRS de 6 a partir de 03 de maio de 2022 e 7,6 a partir de 03 de novembro de 2023. Outra alteração é a concessão de selo Procel Gold, que exige níveis de eficiência sazonal maiores que 8,6 e não permite a utilização de fluidos com GWP maiores que 750.

A portaria nº 267/2021 adaptou para a realidade bioclimática brasileira a norma ISO 16358-1, que estabelece a metodologia de cálculo do IDRS. Nessa seção, será abordada de forma resumida a metodologia de cálculo do IDRS. Uma explicação detalhada de cálculo dos fatores sazonais é apresentada no Apêndice A.

O IDRS é baseado no *Cooling Seasonal Performance Factor*, CSPF, da ISO 16358-1. Esse índice é a razão entre a carga térmica de refrigeração sazonal e o consumo de energia sazonal. Para a determinação de tais fatores, a portaria brasileira

determina a realização de três ensaios de performance, sendo dois testes obrigatórios e um opcional, conforme o Quadro 4. Doravante, os ensaios foram identificados com E1, E2 e E3 para facilitar a referência à condição de teste.

Quadro 4 - Condições de ensaio e tolerâncias para determinação de capacidade e eficiência portaria nº 269/2021

Ensaio	Câmara Interna	Câmara Externa	OBS:
E1 Obrigatório	TBS 27 °C ± 0,3 °C TBU 19 °C ± 0,2 °C	TBS 35,0 °C ± 0,3 °C	Capacidade medida > 92% da Nominal
E2 Obrigatório		TBU 24,0 °C ± 0,2 °C	Capacidade: 50% da capacidade nominal ±5%
E3 Opcional		TBS 29,0 °C ± 0,3 °C TBU 19,0 °C ± 0,2 °C	

Fonte: Adaptado de INMETRO (2021)

Os ensaios obrigatórios ocorrem com temperatura externa de 35°C, sendo que em um deles, o ensaio E1, o produto deve apresentar a capacidade nominal, com uma tolerância de 8% e no outro, ensaio E2, a capacidade parcial de 50% com tolerâncias de ±5%. O teste opcional, ensaio E3, ocorre com temperatura da câmara externa reduzida, de 29 °C, e ocorre em capacidade parcial.

A portaria nº269/2021 estabeleceu uma distribuição binomial de temperaturas externas com diferentes pesos. Com os resultados dos ensaios são calculadas a carga térmica, a capacidade de refrigeração e o consumo de energia para cada uma das temperaturas da distribuição. A carga térmica sazonal de refrigeração é o somatório das cargas térmicas de cada temperatura ponderado ao seu peso. De forma análoga, é calculado o consumo de energia sazonal, ponderando o consumo de cada hora ao seu respectivo peso previsto na portaria.

2.3 Refrigerante R-32

A seleção de um refrigerante para o projeto de um sistema de refrigeração depende de uma série de fatores: propriedades termodinâmicas, toxicidade, flamabilidade, as pressões e temperaturas de saturação e sua relação com as temperaturas dos meios que irão absorver ou rejeitar calor, propriedades

termodinâmicas, custo, tipo e aplicação do sistema de refrigeração, entre outros (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Calm (2008) divide o histórico dos fluidos refrigerantes em 4 gerações. Na primeira geração, nos primórdios do desenvolvimento de sistemas de refrigeração eram utilizados quaisquer fluidos que funcionassem e elementos como toxicidade ou inflamabilidade eram ignorados. Nessa geração, éter etílico ou amônia eram largamente utilizados. A utilização de amônia no setor residencial ou comercial passa a ser um problema devido a sua toxicidade.

Dessa forma, há o surgimento da segunda geração de refrigerantes onde o foco passou a ser segurança e durabilidade. A partir da década de 1930, inicia-se a fabricação de R-11 e R-12, refrigerantes CFCs que dominaram o mercado de refrigeradores domésticos. O R-22, refrigerante HCFC, foi largamente utilizado na fabricação de condicionadores de ar residenciais (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A terceira geração foi impulsionada pela descoberta, na década de 1970, que os refrigerantes CFC e HCFC possuem ODP - *ozone depletion potential* - ou seja, são refrigerantes com potencial destruidor da camada de ozônio. Foram estabelecidos protocolos internacionais, sendo o mais relevante, o de Montreal (1987) que interrompeu a utilização dos CFCs de forma imediata e planejou a descontinuidade de refrigerantes HCFC (CALM, 2008). Ainda que haja uma necessidade de adaptação da indústria, com compressores e trocadores de calor trabalhando a pressões mais altas, o refrigerante R-410A foi a principal escolha da indústria de ar-condicionado residencial (MOTA-BABILONI et al. 2017).

O desenvolvimento da quarta geração de refrigerantes se associa à discussão de mudanças climáticas e efeito estufa. Sistemas de ar-condicionado se relacionam com o tema de duas maneiras: emissão de gases com GWP - *global warming potential* - e o nível de eficiência energética dos sistemas. O GWP é uma medida do potencial de um gás de reter calor na atmosfera. Ele é expresso em unidades de calor equivalente a quantidade de aquecimento causado por esse gás em relação a mesma quantidade de CO₂. O Quadro 5 mostra um comparativo dos índices de GWP de alguns fluidos utilizados em sistemas de refrigeração.

Muitos países têm promovido a substituição ou limitado o uso de refrigerantes com alto GWP. Um exemplo dessa limitação é a Regulação F-Gas da União Europeia, de 2015, que limita o GWP de fluidos utilizados em condicionadores de ar domésticos a 750 (MOTA-BABILONI et al. 2017).

Quadro 5 – Valores de GWP para diferentes fluidos refrigerantes

Fluido	GWP
CO ₂	1
R-290	3
R-22	1624
R-410A	2088
R-32	675
R-125	3500
R-407C	1.774
R-134A	1.430

Fonte: Adaptado de Ministério do Meio Ambiente (2020)

A substituição do R-410A é uma discussão em andamento, Guilherme et al. (2022) fizeram uma revisão da literatura onde a substituição do R-410A por refrigerantes alternativos é discutida. Uma vez que o R-410A é uma mistura de R-32 e R-125, os autores apontam que, no curto prazo, a principal alternativa para sistemas *split* é o R-32, principalmente quando esses aparelhos trabalham com sistemas VRF. Além de trabalharem em pressões muito próximas, os autores apontam as seguintes vantagens do R-32 quando comparado ao R-410A: 1) maior temperatura crítica; 2) menor massa específica no estado líquido, o que permite uma redução da massa total de refrigerante no sistema; 3) menor massa específica no estado de vapor, reduzindo a vazão mássica de vapor e a queda de pressão no sistema; 4) maior condutividade térmica aumentando a transferência de calor e 5) baixo custo de produção. A principal desvantagem do R-32 é que ele é um refrigerante com GWP médio, sendo que algumas alternativas como o R-290, por exemplo, oferecem GWP de 3. Sendo assim, o R-32 não é uma solução final, uma vez que com a evolução da discussão climática, será necessária sua substituição em algum momento futuro. Outra desvantagem é que o R-32 é levemente inflamável.

2.4 Trocadores de Calor

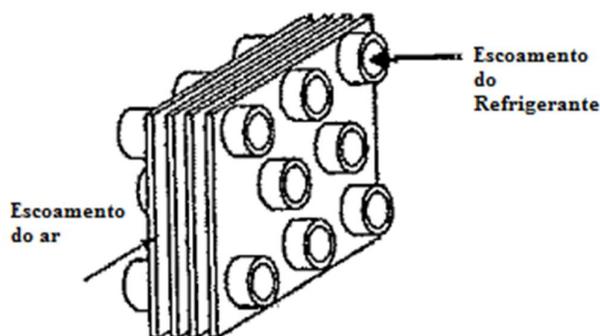
Os trocadores de calor do sistema de refrigeração estudados são o condensador e o evaporador.

O condensador pode ser dividido em três regiões principais conforme o estado termodinâmico do fluido: de superaquecimento, condensação e sub-resfriamento. Na primeira região o fluido ingressa no condensador como vapor superaquecido e a alta pressão. Esse escoamento ocorre de forma monofásica e o fluido tem a sua temperatura reduzida até a temperatura de saturação do refrigerante. A região de condensação é caracterizada pelo escoamento bifásico do refrigerante e inicia quando a temperatura de saturação é atingida. Nessa etapa, o refrigerante é completamente condensado a temperatura e pressão se mantem quase constantes. Por fim, na região de sub-resfriamento o fluido escoar como líquido saturado e depois como líquido comprimido de forma que sua temperatura seja inferior a temperatura de saturação à pressão de trabalho.

O evaporador, por sua vez, possui apenas duas regiões de escoamento, visto que o fluido refrigerante normalmente adentra nesse trocador como uma mistura de líquido e vapor. O refrigerante então será completamente vaporizado ao receber calor do ar do ambiente condicionado e receberá um superaquecimento no final do escoamento desse dispositivo.

Ainda que os mecanismos que regem os processos de vaporização e condensação sejam distintos, ambos os trocadores possuem comportamentos e características construtivas similares. Ambos são compactos do tipo tubo-aleta, sem mistura dos fluidos, com escoamento cruzado, conforme ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Representação de trocador de calor tipo tubo-aleta



Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu (1998, p. 20)

Sua construção é realizada com tubos de cobre ranhurados internamente, por onde escoar o fluido refrigerante e aletas de alumínio com venezianas na região de escoamento do ar. Esse tipo de trocador é o mais comum para sistemas de

refrigeração residenciais e são considerados compactos pois possuem uma grande razão entre a área total de troca térmica e seu volume (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor, U , é um coeficiente definido como função da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos (BERGMAN E LAVINE, 2019). Esse coeficiente, quando multiplicado pela área do trocador de calor e pela diferença de temperatura dos fluidos, fornece a taxa de troca de calor. A taxa de transferência de calor, \dot{Q} pode ser expressa pela Eq.(8), onde A é a área de transferência de calor e ΔT_m é a diferença de temperatura média ao trocador (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m \quad (8)$$

Esse coeficiente está relacionado às resistências térmicas existentes envolvidas no processo de transferência de calor. Como os fluidos estão separados por uma parede e pelas aletas, a transferência de calor ocorre através da convecção dos fluidos com as superfícies internas e externas do trocador e condução através dos tubos e das aletas. Em análises de trocadores de calor, é comum expressar todas as resistências envolvidas em apenas uma resistência, que pode ser dada pela Eq. (9) (ÇENGEL e GHAJAR, 2012; BERGMAN E LAVINE, 2019)

$$R_{tot} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{UA} = R_i + R_p + R_e \quad (9)$$

onde U_i e U_e são os coeficientes globais de transferência de calor em relação ao lado externo e interno do trocador de calor; A_i e A_e as áreas de transferência de calor do lado interno e externo do tubo; R_i e R_e as resistências associadas à convecção do lado interno e externo; R_p a resistência associada à transferência de calor por condução na parede do tubo.

Outra resistência térmica a ser considerada é o fator de incrustação. Com o passar do tempo, o desempenho dos trocadores de calor se deteriora devido a depósitos que ocorrem nas superfícies interna e externa dos trocadores de calor. Esses depósitos representam uma resistência térmica extra e devem ser considerados nos cálculos de transferência de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Considerando que em ambos os trocadores analisados o escoamento do refrigerante ocorre no lado interno das tubulações e que o escoamento externo ocorre

entre as aletas dos trocadores e adicionado os fatores de incrustação do lado externo e interno do trocador, a Eq. (9) pode ser reescrita da forma apresentada em (10):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} + \frac{R_{f,e}}{A_e} \quad (10)$$

onde h_i , A_i e $R_{f,i}$ são o coeficiente de transferência de calor por convecção, a área e o fator de incrustação do escoamento no lado interno dos tubos; D_e , D_i , k_t e L são o diâmetro externo, diâmetro interno, condutividade térmica e o comprimento do tubo; η_e , h_e , A_e e $R_{f,e}$ são a eficiência das aletas, o coeficiente de transferência de calor por convecção, área da superfície de troca térmica e o fator de incrustação da área externa. Nessas equações, a resistência de contato entre o tubo e a aleta foram desconsideradas. Além disso, no presente trabalho, os fatores de incrustação serão desprezados.

2.4.2 Método de Efetividade ε -NUT

Para a avaliação do desempenho de um trocador de calor, é possível aplicar o método da efetividade ε -NUT. Esse método é indicado para análise de um trocador de calor pré-determinado quando se conhece apenas a temperatura de entrada dos fluidos e sua geometria (BERGMAN E LAVINE 2019; ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A efetividade ε de um trocador de calor é a razão entre a taxa real de transferência de calor \dot{Q} e a taxa máxima de \dot{Q}_{max} possível entre os dois fluidos e é descrita na Eq. (11).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (11)$$

A taxa máxima de transferência de calor de um trocador, \dot{Q}_{max} , pode ser determinada pela Eq. (12). Nessa equação utiliza-se a menor capacidade térmica, C_{min} e a máxima diferença de temperatura dos dois fluidos. Tal diferença sempre ocorrerá quando comparadas às temperaturas de entrada de ambos os fluidos, que na equação são representadas por $T_{fq,e}$ e $T_{ff,e}$, sinalizando a temperatura de entrada do fluido quente e do fluido frio, respectivamente.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{fq,e} - T_{ff,e}) \quad (12)$$

A taxa de capacidade térmica mínima é a menor dos dois fluidos. Elas são definidas como o produto entre a vazão mássica do fluido com o calor específico à

pressão constante. A capacidade calorífica para o ar C_{ar} é definida na Eq. (13). Já a capacidade calorífica do refrigerante, quando escoando em regime monofásico C_r , pode ser definido na Eq. (14). Quando o refrigerante opera em regime de mudança de fase, sua capacidade térmica tende ao infinito. Nesse caso, a capacidade térmica mínima será sempre a do lado do ar (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} \quad (13)$$

$$C_r = \dot{m}_r c_{p,r} \quad (14)$$

Para o caso do condensador, o fluido frio será o ar do ambiente externo e o fluido quente será o refrigerante. No caso do evaporador, o fluido frio será o fluido refrigerante e o fluido quente será o ar do ambiente refrigerado. Para ambos os casos, nas regiões de escoamento em processo de mudança de fase, a taxa de capacidade térmica do refrigerante tende ao infinito, visto que a variação da temperatura nesse processo é praticamente nula.

O número de unidades de transferência NUT é um número adimensional dado pela Eq.(15). Para um trocador com U e $C_{mín}$ constantes, pode-se afirmar que o NUT será uma medida de área de transferência de calor.

$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}} \quad (15)$$

O Quadro 6 apresenta as equações para determinação da efetividade do trocador de calor.

Quadro 6 - Equações para determinação da efetividade do trocador de calor do tipo aletado com escoamento cruzado

Fórmula ε - NUT	Aplicação	Eq.
$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$	Refrigerante em mudança de fase	(16)
$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c}[1 - \exp(-NTU c)]\right\}$	Ambos os fluidos em estado monofásico $C_{mín} = C_{Ar}$ (Misturado) C_{rmax} (Não misturado)	(17)
$\varepsilon = \frac{1}{c}\{1 - \exp[-c(1 - \exp(-NUT))]\}$	Ambos os fluidos em estado monofásico C_{Armax} (Misturado) $C_{mín} = C_r$ (Não misturado)	(18)

Fonte: Shah e Sekulic (2003, p.128)

Nesse trabalho são apresentados três casos principais para o cálculo da efetividade. Quando o refrigerante opera em mudança de fase deve-se utilizar a Eq. (16). No caso em que ambos os fluidos estão em estado monofásico deve-se utilizar a Eq. (17) para a taxa de capacidade térmica mínima sendo a do ar e a Eq. (18) para o caso em que a taxa mínima se dê no lado do refrigerante.

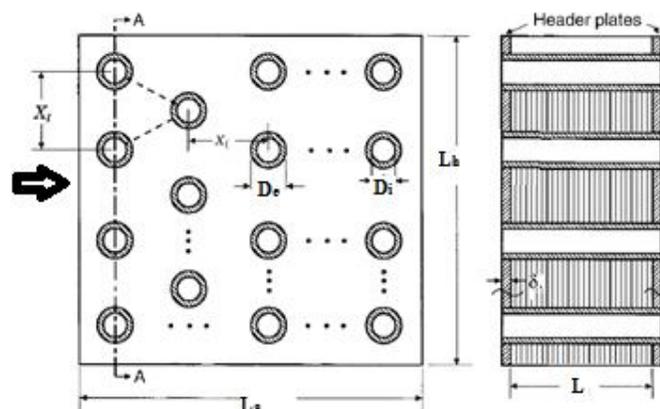
Nessas equações, a razão de capacidades c é dada pela Eq. (19). C_{max} é o maior valor entre as taxas de capacidades térmicas dos fluidos. Quando o refrigerante opera em mudança de fase, C_{max} tenderá ao infinito e, conseqüentemente, c a zero (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (19)$$

2.4.3 Cálculo de áreas dos trocadores de calor

Nessa seção, serão definidos os principais fatores de geometria e equações para o cálculo das áreas internas e externas dos trocadores de calor. Os trocadores de calor são do tipo tubo aleta, conforme ilustrado na Figura 13. As suas principais dimensões são representadas por L , que é o comprimento do tubo, L_a , a largura da aleta, L_h é sua altura, X_t é o passo entre tubos no sentido transversal ao escoamento, X_l o passo no sentido longitudinal ao escoamento, δ_a é a espessura das aletas. Outras variáveis importantes são: o diâmetro do colarinho da aleta D_c , o número de filas de tubos N_r , o passo entre as aletas p_f e N_f é o número de aletas por unidade de comprimento (SHAH, SEKULIC 2003).

Figura 13 – Dimensões de um trocador tipo tubo aleta



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003, p.572)

A área interna de transferência de calor, A_i , é dada pela Eq. (20). A área de escoamento livre, A_{ie} é dada pela Eq. (21); a área frontal do núcleo interno A_{ifr} é calculada pela Eq. (22) e o número de tubos podem ser determinados pela Eq. (23). Para o caso do escoamento interno, o diâmetro hidráulico será igual ao diâmetro interno do tubo.

$$A_i = \pi D_i L N_t \quad (20)$$

$$A_{ie} = \frac{D_i^2}{4} \pi N_t \quad (21)$$

$$A_{ifr} = L_a L_h \quad (22)$$

$$N_t = \frac{L_h L_a / X_l + 1}{3} + \left(\frac{L_h}{X_t} - 1 \right) \frac{L_a X_l - 1}{2} \quad (23)$$

A área externa de transferência de calor, A_e , é dada pela Eq. (24). Ela é calculada como a soma da área primária com a área secundária de transferência de calor pelo lado externo do trocador. A área de transferência primária, A_{ep} , representa a área da superfície externa do tubo, descontada da área do tubo que é coberta pelas aletas e é calculada pela Eq. (25). A área secundária, A_{es} , representa a área de face e das bordas das aletas e é determinada pela Eq. (26).

$$A_e = A_{ep} + A_{es} \quad (24)$$

$$A_{ep} = \pi D_e N_t (L - \delta_a N_f L) N_t + 2 \left(L_a L_h - \frac{\pi D_e^2 N_t}{4} \right) \quad (25)$$

$$A_{es} = 2 \left[L_a L_h - \left(\frac{\pi D_e^2}{4} \right) N_t \right] N_f L + 2 L_h \delta_a N_f L \quad (26)$$

A área de transferência de calor livre será dada pela Eq. (27).

$$A_{ee} = \left[\left(\frac{L_h}{X_t} - 1 \right) c + (X_t - D_e) - (X_t - D_e) \delta_a N_f \right] L \quad (27)$$

As dimensões entre os tubos, D_e e o passo entre os tubos, X_t e X_l , são mostradas na Figura 14, onde a é calculado pela Eq. (28) e b é calculado pela Eq. (29). O fator c_a será calculado através da Eq. (30).

$$2a = (X_t - D_e) - (X_t - D_e) \delta_a N_f \quad (28)$$

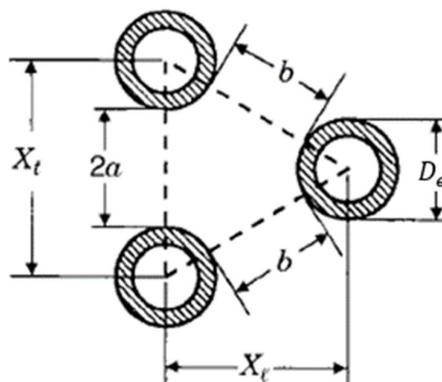
$$b = \left[\left(\frac{X_t}{2} \right)^2 + X_l^2 \right]^{1/2} - D_e - (X_t - D_e) \delta_a N_f \quad (29)$$

$$c_a = \begin{cases} 2a & \text{se } 2a < 2b \\ 2b & \text{se } 2b < 2a \end{cases} \quad (30)$$

O diâmetro hidráulico do escoamento é dado pela Eq. (31).

$$D_h = \frac{4 A_{ee} L_a}{A_e} \quad (31)$$

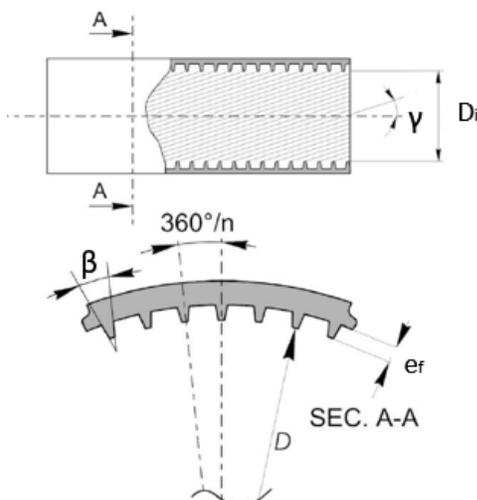
Figura 14 – Distanciamento entre os tubos



Fonte: Shah e Sekulic (2003, p.567)

Outro aspecto relevante da geometria de ambos os trocadores é a utilização de tubos com micro aletas, também conhecidos como ranhurados. Essa solução é largamente difundida na indústria de condicionadores de ar desde a década de 1980. A utilização desse perfil permite um acréscimo de 80 a 140% na transferência de calor em relação a tubos lisos com uma queda de pressão superior em apenas 20 a 80% (CAVALLINI et al (2009), CAVALLINI et al (1999) apud CHAMRA, 2004). A Figura 15 mostra os principais parâmetros geométricos das ranhuras sendo D_i o diâmetro interno do tubo na base das ranhuras, N_g é o número de ranhuras do tubo, e_r a altura, γ o ângulo da hélice e β o ângulo de vértice da ranhura, respectivamente.

Figura 15 – Geometria de tubo ranhurado interno e seus principais parâmetros

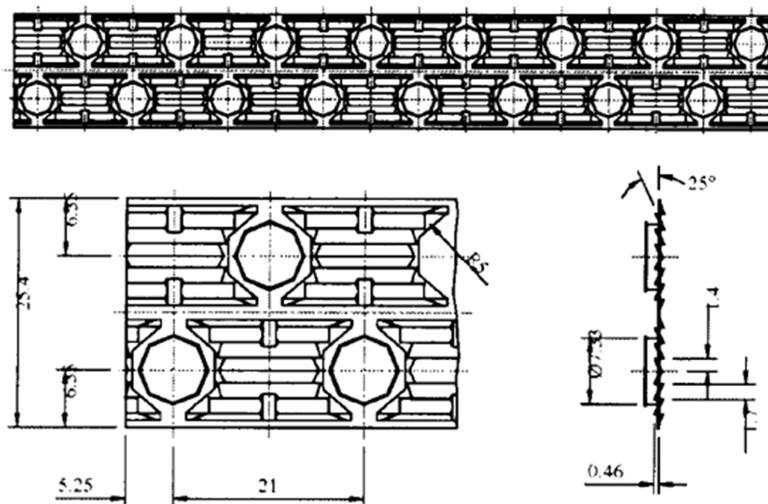


Fonte: Cavallini et al. (2009)

2.4.4 Coeficiente de Transferência de Calor Lado Externo

O escoamento do ar no lado externo de ambos os trocadores de calor ocorre através de um banco de tubos e das aletas. Sistemas de ar-condicionado muitas vezes utilizam aletas de alumínio conformadas e cortadas de forma a formar venezianas que permitem uma melhor mistura do ar (WANG et al, 1999). A larga utilização de alumínio nessa aplicação se deve a boa maleabilidade e boa condutividade térmica. A Figura 16 mostra uma geometria típica de uma aleta usada em condicionadores de ar. As aletas possuem colarinhos nos furos onde serão montados os tubos de cobre para facilitar o contato e a transferência de calor entre os materiais. Pelo mesmo motivo, os tubos são expandidos através de conformação mecânica durante o processo de fabricação.

Figura 16 – Geometria típicas de aletas para trocadores de calor de condicionadores de ar



Fonte: WANG (1999 et al, p.1949)

Os principais fatores para a transferência de calor para o lado das aletas são o número de Reynolds, Re , o fator de Colburn, j , o número de Stanton, St , e o número de Prandtl, Pr . O número de Reynolds é a razão entre as forças inerciais e viscosas do fluido em escoamento. Já o fator de Colburn e o número de Stanton são medidas

adimensionais que relacionam a transferência de calor e o escoamento de fluidos em trocadores de calor. Por fim, o número de Prandtl é a razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica e pode ser considerado uma propriedade do fluido (BERGMAN E LAVINE 2019).

Para o escoamento do ar, o número de Reynolds é baseado no diâmetro do colar, Re_{dc} , e é dado pela Eq. (32) onde ρ_{ar} é a massa específica do ar, u_{ar} velocidade média do ar, D_c o diâmetro do colarinho e μ_{ar} a viscosidade. O número de Colburn, j , é dado pela Eq. (33) onde St é o número de Stanton e Pr o de Prandtl. Já o número de Stanton, St , é dado pela Eq. (34) onde G_{ar} é velocidade mássica do ar e $c_{p,ar}$ seu calor específico (SHAH e SEKULIC, 2003).

$$Re_{dc} = \frac{\rho_{ar} u_{ar} D_c}{\mu_{ar}} \quad (32)$$

$$j = St Pr^{2/3} \quad (33)$$

$$St = \frac{h_e}{G_{ar} c_{p,ar}} \quad (34)$$

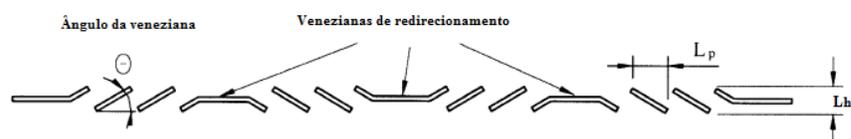
A velocidade mássica do ar é determinada pela equação (35), onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica do ar e A_{ee} a área mínima de escoamento do ar.

$$G_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{ee}} \quad (35)$$

Para o cálculo do fator de Colburn em trocadores que utilizam aletas com venezianas e não há processo de desumidificação do ar, podem ser utilizadas as correlações de Wang et al (1999).

A correlação de Wang et al. (1999) que determina o fator de Colburn para aletas com venezianas foi desenvolvida com base em testes empíricos de 49 amostras de trocadores de calor com seis diferentes geometrias de venezianas. Essa correlação previu mais de 95,5% dos resultados dentro de uma faixa de $\pm 15\%$ e com erro padrão de 5,72%. A Figura 17 mostra os parâmetros geométricos específicos das venezianas, onde L_p é o passo das venezianas e L_{hl} a altura.

Figura 17 – Parâmetros geométricos das venezianas das aletas



Fonte: Adaptado de Wang (1999, p.1949)

A correlação é apresentada no Quadro 7. Para $Re_{dc} < 1000$, o fator de Colburn é dado pela Eq. (36) e os parâmetros J são determinados pelas Eq. (37) a (40), enquanto que para $Re_{dc} > 1000$ as equações aplicáveis são as Eq. (41) a (45). As equações utilizam parâmetros geométricos dos trocadores já apresentados na 2.4.3.

Quadro 7 – Correlação de WANG et al. (1999) para cálculo do fator de Colburn para aletas com venezianas

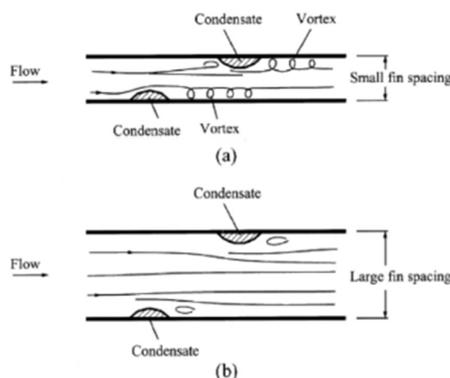
	$j = 14,3117 Re_{dc}^{J_1} \left(\frac{p_f}{D_c}\right)^{J_2} \left(\frac{L_{hl}}{L_p}\right)^{J_3} \left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{J_4} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-1,724}$	(36)
$Re_{dc} < 1000$	$J_1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{3,1} \ln\left(\frac{L_{hl}}{L_p}\right)$	(37)
	$J_2 = -0,7344 + 2,1059 \left(\frac{N_f^{0,55}}{\ln(Re_{dc}) - 3,2}\right)$	(38)
	$J_3 = 0,08485 \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-4,4} N_f^{-0,68}$	(39)
	$J_4 = -0,1741 \ln(N_f)$	(40)
	$j = 1,1373 Re_{dc}^{J_5} \left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{J_6} \left(\frac{L_{hl}}{L_p}\right)^{J_7} \left(\frac{p_f}{X_l}\right)^{J_8} N_t^{0,3545}$	(41)
$Re_{dc} > 1000$	$J_5 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{X_l}{D_h}\right)^{0,52} N_f^{-0,5} \ln\left(\frac{L_{hl}}{L_p}\right)$	(42)
	$J_6 = -0,4776 + 0,40774 \left(\frac{N_t^{0,7}}{\ln(Re_{dc}) - 4,4}\right)$	(43)
	$J_7 = -0,58655 \left(\frac{P_f}{P_h}\right)^{2,3} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{-1,6} N_t^{-0,64}$	(44)
	$J_8 = 0,0814(\ln(Re_{dc}) - 3)$	(45)

Para evaporadores, em muitos casos a temperatura de evaporação do fluido refrigerante é inferior ao ponto de orvalho do ar. Dessa forma, mecanismos de transferência de calor e de massa ocorrem na superfície das aletas onde o vapor d'água presente no ar é condensado.

Conforme ilustrado na Figura 18, o padrão de escoamento do ar é afetado pela formação de condensado, sendo o efeito do condensado ainda mais relevante para trocadores com espaçamento de aleta pequeno. Nesses casos, há mudança no regime de escoamento e um aumento significativo no coeficiente de atrito do ar. Já

para casos em que o espaçamento das aletas é maior, há pouca interferência no regime de escoamento do ar em função do condensado (Wang et al, 2000).

Figura 18 - Padrão de escoamento do ar em superfícies úmidas.



Fonte: Wang et al. (2000, p.3448)

Dessa forma Wang et al. (2000) propuseram uma correlação para cálculo do coeficiente de transferência de calor de aletas com venezianas trabalhando em condições de desumidificação. Nesses casos, são utilizados dois coeficientes para troca de calor externa: o coeficiente sensível de transferência de calor por convecção externo, $h_{s,e}$, e o coeficiente de transferência de massa h_d , que considera os efeitos de transferência de massa. O coeficiente externo, h_e é dado pela soma de ambos os coeficientes. Além disso, a correlação é válida para umidade relativa do ar entre 50 e 90% e apresentou um desvio de 5,94% para a transferência de calor e 7,89% para a transferência de massa. Na sua metodologia os autores utilizam o número de Lewis para cálculo do coeficiente de transferência de calor, de acordo com a Eq. (46):

$$Le = \frac{h_{s,e}}{h_d C_{ar}} \quad (46)$$

onde C_{ar} é a taxa de capacidade térmica do ar.

A correlação para o cálculo de Le é dada pela Eq. (47):

$$Le = 0,2702 Re_{dc}^{0,1739} \left(0,6 + 0,8493 \left(\frac{2\Gamma}{\mu_f} \right)^{-0,1652 \exp\left(\frac{p_f}{d_c}\right)} \right) \left(\frac{p_f}{X_l} \right)^{0,1984} N_t^{-0,501} \quad (47)$$

onde Γ é a mássica pela unidade de largura do tubo, μ_f é a viscosidade dinâmica da água. A parcela sensível, $h_{s,e}$, pode ser obtido através do fator de Colburn e número

de Stanton, Eq. (33) e (34), já apresentadas no cálculo para a aleta seca. Nesses casos, o fator de Coulburn deve ser calculado através da equação (48) enquanto os coeficientes J_9 a J_{11} serão calculados pelas equações de (49) a (51).

$$j = 9,717 Re_{dc}^{J_9} \left(\frac{p_f}{D_c}\right)^{J_{10}} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{J_{11}} \ln\left(3 - \frac{L_p}{p_f}\right)^{0,07162} N_f^{-0,543} \quad (48)$$

$$J_9 = -0,23634 - 1,2475 \left(\frac{p_f}{D_c}\right)^{0,65} \left(\frac{X_l}{X_t}\right)^{0,2} N_f^{-0,18} \quad (49)$$

$$J_{10} = 0,856 e^{(\tan\theta)} \quad (50)$$

$$J_{11} = 0,25 \ln(Re_{dc}) \quad (51)$$

onde θ é o ângulo da veneziana, dado pela Eq. (52).

$$\tan\theta = L_{hl}/L_p \quad (52)$$

2.4.5 Eficiência das aletas

Quando se utilizam superfícies aletadas no processo de transferência de calor, faz-se considerar que a temperatura da aleta não é uniforme ao longo de sua extensão. Esse fenômeno leva a uma diminuição da taxa de calor transferido entre o ar e o refrigerante quando comparado a uma superfície idealizada, ou seja, com temperatura homogênea (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). Portanto, é necessário utilizar o conceito de eficiência global da superfície aletada do trocador, dada pela Eq. (53):

$$\eta_e = 1 - \frac{A_a}{A_{e,a}} (1 - \eta_a) \quad (53)$$

onde η_e é a eficiência global da superfície aletada do trocador, η_a é a eficiência da aleta, A_a é a área de transferência de calor das aletas e $A_{e,a}$ é a soma das áreas das aletas e da superfície externa do tubo que restou (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Segundo Wang et al. (1999), a eficiência de aletas dos tipos ondulada e com venezianas pode ser determinada com a aproximação de Schmidt (1949, apud Wang 1999), descrita na Eq. (54).

$$\eta_a = \frac{\tanh(mr_e\varphi)}{mr_e\varphi} \quad (54)$$

onde:

$$m = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f \delta_a}} \quad (55)$$

$$\varphi = \left(\frac{R_{eq}}{r_e} - 1\right) \left[1 + 0,35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r_e}\right)\right] \quad (56)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_e} = 1,27 \frac{X_{Mfg}}{r_e} \left(\frac{X_{LFG}}{X_{MFG}} - 0,3\right)^{1/2} \quad (57)$$

Nas Eq. (55), (56) e (57), m é o parâmetro da aleta, r_e o raio do diâmetro externo do tubo, incluindo o diâmetro do colarinho, φ o ângulo da veneziana, k_f é a condutividade térmica da aleta e R_{eq} é o raio equivalente para aletas não circulares. Os parâmetros geométricos X_{LFG} e X_{MFG} podem ser determinados pelas equações (58) e (59).

$$X_{LFG} = \sqrt{\left(\frac{X_t}{2}\right)^2 + \frac{X_l^2}{2}} \quad (58)$$

$$X_{MFG} = \frac{X_t}{2} \quad (59)$$

2.4.6 Coeficiente de Transferência de Calor Lado Interno em Regime Monofásico

No estudo de convecção, é prática comum adimensionalizar o coeficiente de transferência de calor por convecção através do uso do número de Nusselt (Nu). O número de Nusselt é a razão entre a taxa de transferência de calor por convecção e a taxa de transferência que ocorreria se o fluido junto à superfície do tubo estivesse imóvel, ou seja, transferindo calor apenas por mecanismos de condução. Assim, o número de Nusselt representa o aumento da transferência de calor que ocorre como resultado da convecção em relação à condução do mesmo fluido. O número de Nusselt, para escoamento forçado interno em tubos circulares, pode ser definido pela Eq. (60).

$$Nu = \frac{h_i \Delta T}{k \Delta T / D_i} = \frac{h_i D_i}{k} \quad (60)$$

onde Nu é o número de Nusselt, h_i é o coeficiente de transferência de calor do lado interno dos tubos e k é a condutividade térmica do fluido (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Os números de Reynolds e Pr , são descritos nas Eq (61) e (62), respectivamente.

$$Re = \frac{4\dot{m}_r}{D_i\pi\mu} \quad (61)$$

$$Pr = \frac{c_p\mu}{k} \quad (62)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, k é a condutividade térmica do fluido e c_p é o calor específico do fluido.

Há uma série de correlações presentes na literatura que podem ser utilizadas para a determinação do número de Nusselt para escoamento monofásico. Segundo Çengel e Ghajar (2012), a equação de Gnielinski (1976) deve ser preferida nos cálculos e apresentam resultados suficientemente precisos para as aplicações de engenharia. Essa correlação foi utilizada por Bator (2019) e Brochier (2014) em análises numéricas de trocadores de calor similares. A correlação é apresentada na Eq (63):

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (63)$$

onde f é o fator de atrito e Pr o número de Prandtl. Tal correlação é válida para números de Prandtl que estejam no intervalo de 0,3 a 2000 e números de Reynolds entre 3×10^4 e 5×10^6 . Nessa correlação, as propriedades do fluido devem ser avaliadas na temperatura média da massa do fluido.

O fator de atrito, f , deve ser calculado a partir de uma correlação adequada ao fluido e ao seu regime de escoamento. Para tubos lisos, pode-se utilizar a correlação Eq. 33, proposta por Petukov (1970, apud Çengel e Ghajar, 2012), é válida para $3000 < Re < 10^6$.

$$f = (0,7904 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (64)$$

Wang et al. (2004) compararam correlações para o fator de atrito para tubos ranhurados. Os autores analisaram os resultados das correlações de Carnavos (1979), Ravigururajan e Bergles (1985), Wang (1996), Cavallini et al. (1997), Jensen e Vlakancic (1998), Webb et al. (2000) entre outros a um banco de dados de fatores de atrito para tubos ranhurados com os fluidos R-11, água e etileno glicol escoando em regime monofásico. Foram utilizados 21 tubos de diâmetros internos variando entre 6,46 e 24,13 mm, altura da ranhura de 0,13 a 0,47 mm, espaçamento entre ranhuras de 0,32 a 1,15mm, ângulos de hélice de 17 a 45°. O estudo avaliou números

de Reynolds na faixa de 2×10^3 a $1,63 \times 10^5$. Os dados reportados mostram que a correlação que melhor previu o fator de atrito foi a correlação de Jensen e Vlakancic (1998) com desvios de 21%.

A correlação de Jensen e Vlakancic (1998) é definida nas Eq. (65) a (70) e são apresentadas no Quadro 8.

Quadro 8 – Correlações para o cálculo de f em regimes monofásicos em tubos ranhurados

Autor	Correlação	Eq.
Jensen e Vlakancic (1998)	$\frac{f}{f_{st}} = \left(\frac{l_{scw}}{D_i}\right)^{-1,25} \left(\frac{A_n}{A_{xs}}\right)^{1,75}$	(65)
	$- \frac{0,0151}{f_{st}} \left\{ \left(\frac{l_{scw}}{D_i}\right)^{-1,25} \left(\frac{A_n}{A_{sx}}\right)^{1,75} - 1 \right\} e^{\left(\frac{-Re}{6780}\right)}$	(66)
	$\frac{l_{scw}}{D_i} = 1 - 1,577 \left(\frac{N_g \sin \gamma}{\pi}\right)^{0,64} \left(\frac{2e_f}{D_i}\right)^{0,53} \left\{ \left(\frac{\pi}{N_g} - \frac{s_r}{D_i}\right) \cos \gamma \right\}$	(67)
	$s_r = \frac{p_{ran}}{\cos \gamma} - \frac{\pi (D_i^2 - D_{eq}^2)}{4 N_g \cdot e_f}$	(68)
	$D_{eq} = \sqrt{4A_{sx}/\pi}$	(69)
	$A_{sx} = A_n - N_g \cdot s_r \cdot e_f$	(70)
	$f_{st} = (1,58 \ln(Re) - 3,28)^{-2}$	(70)

Nas equações do Quadro 8, N_g é o número de ranhuras, f_{st} é o fator de atrito considerando um tubo liso e é determinada pela Eq. (70), l_{scw} é um fator de comprimento modificado, A_n é a área considerando o diâmetro na base das ranhuras, A_{sx} é a área real de escoamento do fluido e é calculada pela Eq. (69), s_r é a espessura média da ranhura, calculada pela Eq. (67) e D_{eq} é o diâmetro equivalente a área de escoamento calculado pela Eq (68).

2.4.7 Coeficiente de Transferência em Regime de Condensação

O padrão de escoamento do fluido refrigerante em processo de condensação está diretamente ligado à velocidade de escoamento no tubo.

O fluido refrigerante ingressa no tubo como vapor superaquecido. Ao iniciar o processo de escoamento, é percebida a formação de uma camada de fluido condensando nas paredes do tubo e a ocorrência de névoa. Na região de escoamento

anular, a espessura do filme de líquido formado na parede de tubos aumenta. À medida que a fração de líquido aumenta, forma-se a região semi-anular, onde a espessura de líquido condensando na parede inferior é maior do que a superior e há a formação de ondas na interface líquido-vapor. Quando a fração de líquido se torna maior que a de vapor, o escoamento passa a ocorrer em golfadas (*slug flow*) até que haja formação de bolhas achatadas dentro do fluido em estado líquido. Essa última região é a região de bolhas pistonadas (*plug flow*) e as bolhas vão decrescendo até a completa condensação do fluido (THOME, 2010; KANDLIKAR e DHIR, 1999). Em condensadores de sistemas de refrigeração o fluido deve escoar a uma alta velocidade formando os padrões de escoamento ilustrado na Figura 19.

Figura 19 - Padrão de escoamento bifásico em condensação para tubos horizontais



Fonte: El Hajal et al. (2003)

O coeficiente de transferência de calor é uma função do título de vapor local e da velocidade de escoamento do fluido. Para escoamentos em alta velocidade, a diferença de temperatura entre o fluido e a parede do tubo não influencia significativamente a condensação. A maioria dos modelos propostos para a avaliação do coeficiente de transferência de calor de condensação em tubos ranhurados se baseiam na correlação para a região monofásica em regime turbulento de Dittus-Boetler e introduzem elementos relativos ao perfil do tubo, à razão das massas específicas e da viscosidade dinâmica entre as duas fases (CHAMRA, 2004).

Ao desenvolver uma correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo para tubos ranhurados, Cavalinni et al. (2009) compararam uma série de correlações existentes na literatura com bancos de dados de outros autores. As correlações avaliadas foram as de Kedzierski e Goncalves (1997), Han e Lee (2005), Chamra e Mago (2006), Chamra et al. (2004), Koyama e Yonemoto (2006), Yu e Koyama (1998), Cavallini et al. (2009) e Wang et al. (2007). As correlações de

Cavallini et al. (2009) e Kedzierski e Goncalves (1997) e Chamra et al. (2004) foram as que apresentaram melhor desempenho quando avaliadas contra 266 conjuntos de dados experimentais de fluidos refrigerantes que condensam a alta pressão: R32, R125, R404A, R410A e R744, conforme o Quadro 10. Dentre as três correlações destacadas, a correlação de Cavallini et al. (1999) apresentou menor desvio absoluto médio (DAM), menor desvio médio (DM) e menor desvio padrão (DP).

Quadro 9 – DAM, DM e DP de correlações do coeficiente de transferência de calor convectivo em condensação

Correlação	Cavallini et al. (2009)						Kondou et al. (2015)	
	Refrigerantes de alta pressão, 266 pontos			Bases de dados 3115 pontos			R-32 66 pontos	
	DAM	DM	DP	DAM	DM	DP	DM	DP
Cavallini et al. (2009)	-3,8	9,1	11	3,2	9,1	11	13%	37%
Chamra et al. (2004)	-4,4	13	17	-9,9	22	26	1%	45%
Kedzierski e Goncalves (1997)	-7,2	16	19	-13	19	20	11%	29%

Fonte: Cavallini et al. (2009) e Kondou et al. (2015).

Kondou et al. (2015) avaliaram a condensação e evaporação de R-32, R1234ze e misturas entre os dois fluidos em tubos horizontais com ranhuras com diâmetro de 6 mm, altura de ranhura de 0,255, ângulo de hélice de 20° e 48 ranhuras. Os dados experimentais de transferência de calor na condensação foram comparados às correlações de Kedzierski e Goncalves (1997), Chamra et al. (2004), Yonemoto and Koyama (2007) e Cavallini et al. (2009).

No presente trabalho, optou-se por utilizar a correlação de Chamra et al. (2004). A vantagem dessa correlação é de não necessitar de métodos iterativos para determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo e apresentar desvios bastante próximos à correlação de Cavallini et al. (2009) para fluidos de condensação em alta pressão.

A correlação de Chamra et al. (2004) para fluidos puros é apresentada no quadro Quadro 10.

Quadro 10 – Correlação de Chamra et al. (2004)

Autor	Correlação	Eq.
Chamra (2004)	$h_i = \frac{0,208 \rho_l \cdot c_{p,l} \left(\frac{\tau_w}{\rho_l}\right)^{0,224}}{T^+} R_x^{1,321}$	(71)
	$T^+ = \begin{cases} \delta^+ Pr_l, & \delta^+ \leq 5 \\ 5 \left\{ Pr_l + \ln \left[1 + Pr_l \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}, & 5 < \delta^+ \leq 30 \\ 5 \left\{ Pr_l + \ln(1 + 5 Pr_l) + 0,5 \ln \left(\frac{\delta^+ - 2,5}{27,5} \right) \right\}, & 5 < \delta^+ \end{cases}$	(72)
	$\delta^+ = \begin{cases} 0,866 Re_l^{0,5}, & Re_l \leq 1600 \\ 0,051 Re_l^{0,87}, & Re_l > 1600 \end{cases}$	(73)
	$Re_L = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (74) \quad \left \quad \tau_w = \frac{\Phi_{LO}^2 \cdot f_{LO} \cdot G^2}{2 \cdot \rho_l} \quad (75)$	(75)
	$\Phi_{LO} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{GO}}{\rho_v f_{LO}}} + \frac{3,24x^{0,78}(1-x)^{0,224}H}{Fr^{0,045} We^{0,035}}$	(76)
	$We = \frac{G^2 d_i}{\rho_m \cdot \sigma} \quad (77) \quad \left \quad Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_i \cdot \sigma_m^2} \quad (78)$	(78)
	$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7} \quad (79) \quad \left \quad \frac{\rho_m}{\left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_l}\right)^{-1}} \quad (80)$	(80)
	$f_{LO} = \max(f_{LO1}, f_{LO2}), f_{GO} = \max(f_{GO1}, f_{GO2}) \quad (81)$	(81)
	$f_{LO1} = \begin{cases} 0,079 \left(\frac{G \cdot D_i}{\mu_l}\right)^{-0,25}, & \frac{G \cdot D_i}{\mu_l} > 2000 \\ 16 / \left(\frac{G \cdot D_i}{\mu_l}\right), & \frac{G \cdot D_i}{\mu_l} \leq 2000 \end{cases}$	(82)
	$f_{GO1} = \begin{cases} 0,079 \left(\frac{G \cdot D_i}{\mu_v}\right)^{-0,25}, & \text{para } \frac{G \cdot D_i}{\mu_v} > 2000 \\ 16 / \left(\frac{G \cdot D_i}{\mu_v}\right), & \frac{G \cdot D_i}{\mu_v} \leq 2000 \end{cases}$	(83)
	$f_{LO2} = f_{GO2} = \frac{[1,74 - 2 \log(2Rx_f)]^{-2}}{4}, \text{ para } \frac{G \cdot D_i}{\mu_l} \leq 2000 \quad (84)$	(84)
	$Rx_f = \frac{0,18(e/d_i)}{(0,1 + \cos\beta)} \quad (85)$	(85)
	$R_x = \left[\frac{2 e n_g \left(1 - \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)\right)}{\pi d_i \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} + 1 \right] \frac{1}{\cos\gamma} \quad (86)$	(86)

A correlação é descrita na Eq. (71), onde ρ_l é a massa específica da fase líquida, $c_{p,l}$ é calor específico da fase líquida, τ_w é a tensão de cisalhamento na parede, T^+ é a temperatura adimensionalizada e R_x é um fator de melhoramento das ranhuras.

A temperatura adimensionalizada T^+ é determinada pela Eq. (72) onde δ^+ é a espessura do filme de líquido adimensionalizada, Pr_l é o número de Prandtl para a fase líquida. A espessura do filme de líquido adimensionalizada, δ^+ , é uma função do número de Reynolds para a fase de líquido na mistura, Re_L e é definida na Eq. (73) enquanto o Reynolds para a camada de líquido é definido na Eq.

$$\left| \begin{array}{l} Re_L = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (74) \quad \left| \quad \tau_w = \frac{\Phi_{LO}^2 \cdot f_{LO} \cdot G^2}{2 \cdot \rho_l} \quad (75) \right. \end{array} \right|$$

A tensão de cisalhamento na parede τ_w é determinada pela equação (75) onde Φ_{LO} é um multiplicador bifásico e f_{LO} é o fator de atrito assumindo o escoamento total como líquido. O multiplicador Φ_{LO} é descrito na Eq (76) e Fr é o número de Froude, na Eq. (78), We o número de Webber, H o número de mudança de fase, f_{go} o fator de atrito assumindo o escoamento total como vapor e f_{LO} é o fator de atrito assumindo o escoamento total como líquido.

Os números Webber, Froude e de mudança de fase são calculados pelas equações

$$\left| \begin{array}{l} a (80), \text{ onde } \rho_m \text{ é a massa específica média da mistura e } \sigma \text{ é a tensão} \\ We = \frac{G^2 d_i}{\rho_m \cdot \sigma} \quad (77) \quad \left| \quad Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_i \cdot \sigma_m^2} \quad (78) \right. \end{array} \right|$$

superficial do fluido.

Pode-se utilizar a equação de Blasius para determinação de f_{LO1} e f_{GO1} conforme as Eq. (82) e (83) . Os fatores de atrito f_{LO2} e f_{GO2} devem ser determinados conforme Eq. (84). R_{x_f} é um ajuste empírico relativo à rugosidade do tubo e é definido pela Eq. (85). Por fim, Charma et al. (2005) propuseram o fator de aprimoramento das ranhuras R_x , definido na Eq (86).

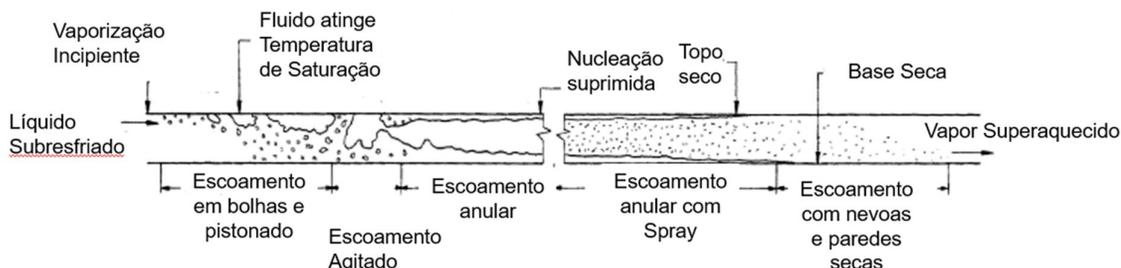
2.4.8 Coeficiente de Transferência em Ebulição

Assim como no caso da condensação, o estudo da ebulição é um tema complexo e desafiador dentro da engenharia (DE OLIVEIRA et al. 2021). Uma série de fatores podem afetar o padrão de escoamento do fluido e a transferência de calor,

sendo os mais relevantes o fluxo de calor, o título e a velocidade mássica do escoamento (ASHRAE, 2001).

A Figura 20 mostra um exemplo dos padrões de escoamento de ebulição em tubos horizontais em regime de alta velocidade mássica dominada pela ebulição convectiva. Tal esquema é apenas uma exemplificação, uma vez que o padrão de escoamento deve variar não apenas com a velocidade mássica, mas também com o diâmetro do tubo.

Figura 20 – Padrões de escoamento de ebulição em tubos horizontais em regime de alta velocidade mássica



Fonte: Adaptado de Ashrae (2001 p.4.5)

Quando o fluido ingressa no tubo como líquido saturado, é possível perceber uma nucleação de vapor em uma fina camada na parede dos tubos. À medida que todo o fluido atinge a temperatura de saturação, há aumento da formação de bolhas que se desprendem da parede que vão se aglomerando e formando bolhas pistonadas. No padrão seguinte é possível observar uma região de escoamento agitado, que se caracteriza por ocorrência de golfadas (*slug*) devido à alta velocidade do vapor que causa instabilidades na interface líquido vapor (ASHRAE, 2001 e OLIVEIRA et al. 2021).

Para tubos onde o escoamento ocorre a altas velocidades mássicas, o padrão de escoamento se torna anular. Nessa região, toda a superfície do tubo é coberta por uma camada de líquido e o vapor é predominante na região central. Em tubos horizontais de maior diâmetro, há uma diferença entre a espessura da camada superior e inferior e essa variação será influenciada pela velocidade mássica do escoamento. Não é mais observada nucleação na interface líquido e parede do tubo (ASHRAE, 2001, THOME, 2010).

Com a evolução da vaporização e aumento do título, a película de líquido passa a se desprender da parede formando a ocorrência de névoa que viaja a altas velocidades junto à fase vapor do fluido. A parede superior do tubo tende a secar antes da parede inferior devido a efeitos gravitacionais. A última fase do escoamento em vaporização é a escoamento em névoa, onde a fração líquida remanescente do fluido escoar em formato de névoa, mas a superfície do tubo está completamente seca. Essa névoa irá vaporizar totalmente e o fluido estará em estado de vapor superaquecido (ASHRAE, 2001)

Colombo et al. (2012) compararam as correlações de Murata (1993, apud Colombo et al. 2012), Yun et al. (2002) e Thome (1997, apud Thome 2010) e dados experimentais obtidos em dois tipos diferentes de tubos ranhurados utilizando R-134a. A correlação de Yun et al. (2002) foi a que apresentou menor desvio padrão para ambos os experimentos.

A correlação de Yun et al. (2002) foi desenvolvida considerando dados de 1333 pontos para 5 diferentes refrigerantes: R-22, R113, R134a, R123 e R-410A. Os dados consideraram os fluidos com títulos entre 0 e 0,8 e fluxos de massa de 200 a 450 kg/(m²·s). Os autores ainda compararam seus resultados com a correlação de Thome (1997, apud Thome, 2010) e Cavallini (2009 apud Yun et al, 2002), conforme ilustrado no Quadro 11. Ela apresentou DAM e DM inferiores quando comparadas a essas correlações tanto para o caso geral quanto para o fluido refrigerante R-410A que é um fluido que vaporiza a altas pressões, similar ao R-32. No trabalho apresentado por Kondou et al. (2015), as correlações de Momoki (1995), Thome (1997), Mori (2002), Yun (2002) e Chamra e Mago (2007) foram comparadas a 90 dados experimentais de R-32 evaporando a velocidades mássicas de 200 kg/(m²s), 10°C e fluxo de calor de 10 kW/m² e os desvios também são plotados no Quadro 11. As correlações de Mori (2002) e Thome (1997) foram as que apresentaram menor desvio médio e padrão.

Quadro 11 – DAM e DM dos modelos experimentais para correlações do coeficiente de transferência de calor convectivo em ebulição

Correlação	Dados de Yun et al. (2002)				Dados de	
	Total Dados 1333		R-410A 493 Dados		R-32 90 Dados	
	DAM	DM	DAM	DM	DM	D. Padr.
Yun (2002)	20,5%	-11,7%	15,4%	8,6%	-4%	31%
Thome (1997)	64,4%	51,5%	204,3%	204,3%	2%	18%

Cavallini (2009)	36,4%	-16,1%	29,4%	28,2%	-	-
Momoki (1995)	-	-	-	-	-4%	21%
Mori (2002)	-	-	-	-	-1%	17%
Chamra e Mago (2007)	-	-	-	-	101%	51%

Fonte: Adaptado de Yun et al. (2002)

Quadro 12 – Correlação de Yun et al. (2012) para o cálculo de h_i para escoamento em regime de vaporização em tubos horizontais ranhurados

Autor	Correlação	Eq.
Yun (2002)	$\frac{h_i}{h_l} = \left[C1 \times Bo^{C2} \left(\frac{Psat \times D_i}{\sigma} \right)^{C3} + C4 \times \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{C5} \left(\frac{G \cdot e_f}{\mu_L} \right)^{C6} \right] Re_L^{C7} Pr_L^{C8} \left(\frac{\delta}{e_f} \right)^{C9}$	(87)
	$h_l = 0,023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left(\frac{k_L}{D_i} \right)$	(88)
	$Bo = \frac{q''}{i_{LG} G}$	(89)
	$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,1}$	(90)
	$\begin{aligned} C1 &= 0,009622 & C2 &= 0,1102 & C3 &= 0,3814 \\ C4 &= 7,6850 & C5 &= 0,5100 & C6 &= -0,7360 \\ C7 &= 0,2045 & C8 &= 0,7452 & C9 &= -0,1302 \end{aligned}$	(91)

Fonte: Adaptado de Yun et al. (2002)

A correlação de Yun et al. (2002), segundo os próprios autores, tem a forma de correlações para tubos lisos, mas foi modificada de forma a considerar os efeitos das ranhuras na tensão superficial da camada de fluido escoando na parede do tubo. Além disso, as ranhuras também exercem influência na turbulência do fluido que, por sua vez, impacta a transferência de calor nucleada. Ambos os mecanismos ocorrem simultaneamente e aumentam a transferência de calor a baixos títulos.

Na correlação de Yun et al. (2002), conforme a Eq. (87), a razão entre o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de transferência de calor considerando escoamento monofásico em fase líquida é uma função do número de

ebulição, Bo , a pressão de saturação P_{sat} , coeficientes adimensionais C_n , o parâmetro de Lockhart-Martinelli, X_{tt} , a velocidade mássica do fluido, G , a espessura da camada de líquido δ , a altura da ranhura e_f , e os números de Reynolds e de Prandtl para a fase líquida, Re_L e Pr_L , respectivamente.

O coeficiente de transferência de calor da fase líquida, h_l , é calculado pela Eq. (88). Bo , o Número de ebulição é dado pela Eq. (89) onde q'' é o fluxo de calor. Dessa forma, ainda que a correlação de Yun (2002) seja uma correlação simples de ser aplicada, ainda assim exigirá uma iteração dos resultados para o cálculo da transferência de calor. Finalmente, o parâmetro de Lockhart-Martinelli é calculado através da Eq. (90).

2.4.9 Queda de pressão devido ao escoamento

A análise da queda de pressão devida ao escoamento é dividida em três partes distintas: 1) escoamento monofásico em tubos ranhurados, 2) escoamento bifásico em tubos ranhurados e 3) a queda de pressão nas curvas de retorno localizada no final dos tubos.

Para o escoamento monofásico e turbulento a queda de pressão, ΔP , pode ser calculada pela Eq. (92) (FOX e MCDONALD, 1998):

$$\Delta P = f \frac{L}{D_i} \frac{u_m^2}{2} \rho \quad (92)$$

onde L é o comprimento do tubo e u_m a velocidade média do fluido. O fator de atrito adotado será o mesmo sugerido por Jensen e Vlakancic (1998) e descritos na Eq. (65).

Já para a queda de pressão em tubos ranhurados em mudança de fase, Lin et al. (2021) compararam as correlações de Choi et al. (1999), Kedzieski e Gonçalves (1999), Haraguchi (1993), Friedel (1979), Muller-Steinhagen e Heck (1986), Grounnerud (1979) e Beattie e Whalley (1982) a dados experimentais obtidos em uma bancada utilizando R-22 como fluido de trabalho, três geometrias de tubos diferentes, com diâmetros internos de 7,14 e 5,98, ângulos de vértice de 11 a 40°, ângulos de hélice de 19 a 35°, altura de ranhura de 0,11 a 0,19mm. Os dados foram avaliados para regime de condensação, onde utilizou-se fluxos de massa de 130 a 150 kg/m²s, com o fluido ingressando nos tubos com título de 0,8 e temperatura de saturação de

45°C e saindo a 0,1. Os resultados obtidos pelos autores mostram que as correlações de Choi et al. (1999) e Kedzieski e Gonçalves (1999) obtiveram os menores desvios, estando na casa de 20 a 25%. Li et al. (2012) também avaliaram as mesmas correlações para tubos de 5 mm de diâmetro.

Jige et al. (2018) analisaram o escoamento em regime de ebulição de R-32 em tubos horizontais ranhurados para tubos de diâmetros internos de 3,48mm, velocidades mássicas de 50 a 400 kg/(m²s), temperatura de saturação de 15°C, fluxo de calor de 5 a 20 kW/m² e títulos entre 0,10 e 0,9. Os autores então compararam os dados de queda de pressão obtidos pelas correlações de Kido (1994), Cavallini et al. (1997), Kubota et al. (2001), Filho et al. (2004) e Dianni et al (2014). Todas as correlações apresentaram resultados satisfatórios. Dessa forma, a correlação de Choi (1999), que pode ser aplicada tanto para fluidos em regime de condensação quanto ebulição foi a selecionada e é apresentada no Quadro 13.

Quadro 13 – Correlação de Choi para a queda de pressão em regime de escoamento bifásico.

Autor	Correlação	Eq.
Choi et al. (1999)	$\Delta P = \left[\frac{f \cdot L \left(\frac{1}{\rho_s} + \frac{1}{\rho_e} \right)}{D_e} + \left(\frac{1}{\rho_s} - \frac{1}{\rho_e} \right) \right] G^2$	(93)
	$f = 0,00506 Re_{LO}^{-0,0951} K_f$	(94)
	$K_f = \frac{\Delta x \cdot i_{LG}}{L \cdot g}$	(95)

Nessas equações, f é o fator de atrito, calculado pela Eq. (94), L é o comprimento do tubo, D_e é o diâmetro equivalente e é calculado pela Eq 81, Re_{LO} é o número de Reynolds considerando o escoamento como se fosse inteiramente líquido e K_f é um fator bifásico dado pela Eq. (95).

A correlação de Choi et al. (1999), Eq. (93) a (95), foi desenvolvida para o cálculo de queda de pressão para fluidos escoando em regime de mudança de fase de ebulição e condensação. Foram utilizados os fluidos R125, R134a, R32, R410A R22, R407C e uma mistura de R32/R134a, na proporção de massa de 25 / 75%, respectivamente. Utilizou-se uma bancada composta por um tubo de 9,52mm de diâmetro, ranhura com altura de 0,2mm, ângulo de hélice de 18°. A correlação apresenta um desvio médio de 10,8% quando comparada a queda de pressão obtida

em bancada. Quando comparada a outros bancos de dados, Pate et al. (1991, apud Choi et al. 1999) e Eckels et al. (1991 e 1993, apud Choi et al. 1999) a variação foi de 16,1%. A correlação apresentada utiliza dados da entrada e saída do fluido, assim um método iterativo para o cálculo será adotado.

Por sua vez, para a queda de pressão nas curvas de retorno, Domanski et al. (2006) desenvolveram uma correlação que leva em consideração o escoamento bifásico nas curvas. Esta correlação foi desenvolvida com base em 241 conjuntos de dados experimentos realizados com R-22 e R-410A, para tubos de diâmetros de 3,15 a 11,63 mm, raios de dobra de 6,35 a 37,25 mm.

Domanski (2006) utilizou a correlação de Muller-Steinhagen e Heck (1986) para queda de pressão em tubos planos, Eq. (94) e adicionam um multiplicador Λ , calculado na Eq. (99), onde Ψ é a queda de pressão por unidade de comprimento e é determinado pela Eq. (97), o fator de atrito considerando o escoamento como vapor f_{GO} e o fator de atrito considerando o escoamento como líquido f_{LO} devem ser calculados pela Eq. (98) e R_d é o raio da curva de retorno.

Quadro 14 – Correlações de Muller-Steinhagen e Heck (1986) e Domanski (2006) para queda de pressão nas curvas de retorno

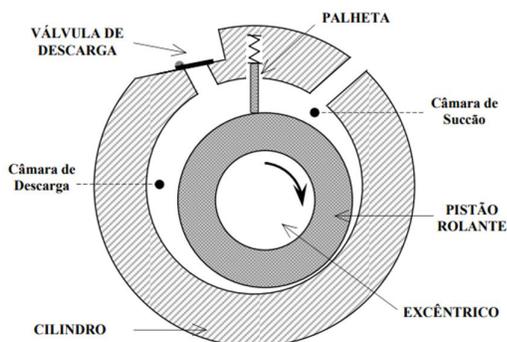
Autor	Correlação	Eq.
Muller-Steinhagen e Heck (1986)	$\left(\frac{dP}{dL}\right) = \Psi \cdot (1 - x)^{\frac{1}{3}} + f_{GO} \frac{G}{2g \cdot D_i} \cdot x^3$	(96)
	$\Psi = f_{LO} \frac{G}{2\rho_l \cdot D_i} + 2 \left(f_{GO} \frac{G}{2g \cdot D_i} - f_{LO} \frac{G}{2\rho_l \cdot D_i} \right) x$	(97)
	$f = \frac{0,3164}{Re^{1/4}}$	(98)
Domanski (2006)	$\Lambda = a_0 \left(\frac{G \cdot x \cdot D_i}{\mu_v} \right)^{a_1} \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{a_2} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{a_3} \left(\frac{2 \cdot R_d}{D_i} \right)^{a_4}$	(99)
	$a_0 = 0,0052 \quad a_1 = 0,59$ $a_2 = 0,22 \quad a_3 = 0,27$ $a_4 = -0,69$	(100)

2.5 Compressor

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Ele é responsável pelo fluxo de massa de refrigerante que alimenta os demais

componentes e por elevar a temperatura e pressão na saída do evaporador até a pressão de condensação. O compressor mais utilizado em sistemas de condicionadores de ar tipo *split* são compressores herméticos rotativos de pistão rolante conforme esquematizado na Figura 21.

Figura 21 - Representação esquemática da câmara de compressão de um compressor herméticos rotativos de palheta simples



Fonte: Gomes et al (2006)

Esses compressores possuem um rotor excêntrico que gira dentro de um cilindro e uma palheta deslizante sempre em contato com o rotor. O refrigerante entra na câmara de compressão e, à medida que o rotor gira, é comprimido pelo movimento excêntrico do rotor (WANG, 2000 e GOMES et al, 2006).

Os compressores *inverter*, utilizados em sistemas de condicionamento de ar VRF, não apresentam grandes variações na forma construtiva em relação aos compressores *on-off*. A diferença está no dispositivo de controle do sistema, onde o compressor é ligado a um driver que modula a frequência de alimentação do motor síncrono. Nos sistemas *On-off* o compressor trabalha em uma velocidade fixa e, quando a temperatura do set point é atingida, o compressor é desligado. Os sistemas VRF tem a vantagem de menor variação da temperatura do ambiente, menor nível de ruído e a maior eficiência quando operando em cargas parciais, como já abordado na seção 2.1. A desvantagem é o custo mais elevado pela utilização do sistema de controle.

O desempenho do compressor é uma função da relação de pressão de sucção e descarga entre a qual opera. Sendo assim, é possível modelar variáveis importantes no desempenho do sistema, como a vazão mássica de refrigerante bombeada, \dot{m}_r , e

o trabalho de compressão, \dot{W}_{compr} , em função das temperaturas de evaporação e condensação do sistema de refrigeração.

A norma ANSI/AHRI (2020) propõe a equação polinomial de grau três com dez coeficientes na forma da Eq. (101). A obtenção de tais coeficientes nessa norma ocorre com o ciclo operando com 11,1°C de superaquecimento, 8,3°C de subresfriamento ‘

$$f(\dot{W}_{compr}, \dot{m}_r) = c_1 + c_2 T_e + c_3 T_c + c_4 T_e^2 + c_5 T_e T_c + c_6 T_c^2 + c_7 T_e^3 + c_8 T_e^2 T_c + c_9 T_c^2 T_e + c_{10} T_c^3 \quad (101)$$

O compressor é uma máquina de fluxo que bombeia um volume fixo de refrigerante por revolução. Assim, a vazão mássica do refrigerante também pode ser calculada pela (102):

$$\dot{m}_r = \frac{Desl \cdot \eta_v \cdot F}{v_r} \quad (102)$$

onde \dot{m}_r e v_r são a vazão mássica e o volume específico do refrigerante, respectivamente, $Desl$ o volume deslocado por revolução do compressor, η_v é a eficiência volumétrica do compressor e F é a velocidade de rotação do compressor.

Sendo assim, o volume específico na entrada do compressor é fundamental para a determinação da vazão mássica de refrigerante. Nas análises realizadas no presente trabalho, o superaquecimento não é fixo, o que pode reduzir a precisão do cálculo da vazão mássica por revolução. Dessa forma, optou-se pela utilização da equação (102) para cálculo da vazão mássica em detrimento da Eq. (101).

Li (2013) propõe uma metodologia de modelamento de compressores com velocidade variável de operação. Em seu trabalho, o autor modela eficiência volumétrica a uma velocidade fixa de referência, $\eta_{v,ref}$, como uma função da relação de pressão de sucção (P_e) e descarga (P_c), conforme descrito na Eq. (103):

$$\eta_{v,ref} = b_1 + b_2 \left[\left(\frac{P_c}{P_e(1 - b_2)} \right)^{1/k_r} \right] \quad (103)$$

onde os coeficientes b_n devem ser obtidos através de ajuste de curva com base em dados experimentais com o compressor operando em uma velocidade fixa e k_r é o coeficiente isoentrópico do refrigerante.

Para a extrapolação da velocidade de rotação, os autores propõem a aplicação da equação Eq. (104).

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v,ref}} = d_1 + d_2 \left(\frac{F}{F_{ref}} \right) + d_3 \left(\frac{F}{F_{ref}} \right)^2 \quad (104)$$

onde F_{ref} é a velocidade de rotação do compressor de referência e os coeficientes d_n também precisam ser obtidos através de ajuste de curva com base em dados experimentais com o compressor operando em outras velocidades.

2.6 Dispositivo de expansão

Há uma série de dispositivos que podem atuar na expansão em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Entre os mais comuns e conhecidos, pode-se citar o tubo capilar e válvulas de expansão termostática ou eletrônicas. Os principais objetivos dos dispositivos de expansão são: 1) reduzir a pressão de descarga até a pressão de sucção e 2) regular a vazão mássica do refrigerante (STOECKER e JONES, 1985).

O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais comum em sistemas residenciais. Ele consiste em um tubo construído normalmente de cobre, possui um diâmetro pequeno, normalmente entre 1 e 6 mm e comprimentos de 0,5 a 2 m. O refrigerante entra no tubo capilar no estado líquido e em virtude do atrito causado pelo escoamento e aceleração do fluido ao ingressar em um tubo de menor diâmetro e pelos efeitos de evaporação, tem sua pressão reduzida (STOECKER e JONES, 1985, WANG, 2000).

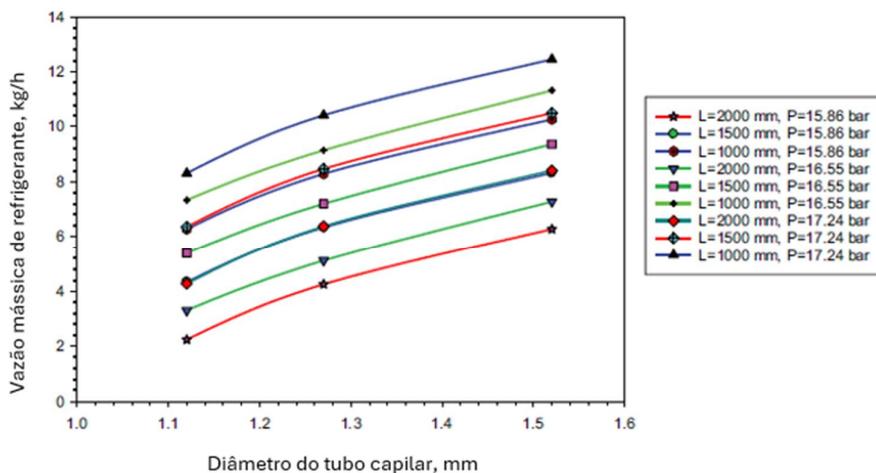
As principais vantagens dos tubos capilares são a simplicidade, não possuem partes móveis que se desgastam com o tempo, baixo custo de fabricação e possibilita a equalização das pressões quando o sistema é desligado, o que permite uma partida com menos torque por parte do compressor. Entretanto são dispositivos fixos que impossibilitam uma regulagem da vazão. Assim, o tubo capilar é projetado para um ponto de operação, normalmente a condição nominal de projeto, onde o compressor e o tubo capilar estarão em equilíbrio. Variações nas condições de operação acarretam uma redução da eficiência operacional de todo o sistema (STOECKER e JONES, 1985). Outra limitação do tubo capilar é que possui um ponto otimizado de

carga de refrigerante. Quando comparados com as válvulas de expansão, os tubos capilares precisam de maior quantidade de refrigerante no sistema para atingirem o ponto ótimo. Além disso, apresentam uma maior sensibilidade à variação da carga de refrigerante, onde a capacidade e o COP do sistema deterioram-se com eventuais micro vazamentos que podem ocorrer com o tempo (Liu et al, 2018).

O desempenho do tubo capilar está fortemente ligado ao comprimento e diâmetro interno e às condições do fluido na entrada do tubo. Vanajara et al (2022) analisaram 9 diferentes configurações de tubos capilares operando com o fluido refrigerante R-32. Os tubos capilares foram construídos com diâmetros de 1,52, 1,27 e 1,12mm e comprimentos de 1, 1,5 e 3 m.

A Figura 22 mostra a variação da vazão mássica de refrigerante pelo diâmetro dos tubos capilares. Cada linha representa um diferente comprimento de tubo capilar e a pressão do fluido na entrada de cada tubo. Os dados reportados permitem a avaliação de alguns aspectos importantes do desempenho desse dispositivo. Primeiramente, a vazão mássica através do tubo capilar é uma função da pressão do fluido na entrada do tubo. Como exemplo, pode-se observar a vazão mássica que flui pelo tubo capilar de 1 m de comprimento com o fluido a pressões de 17,24 bar e 16,55 bar. É possível verificar que o aumento da pressão do refrigerante na entrada do tubo capilar aumenta a vazão mássica fluindo através do tubo na ordem de 9 a 11% para os diferentes diâmetros.

Figura 22 – Vazão mássica de refrigerante pelo diâmetro do tubo capilar



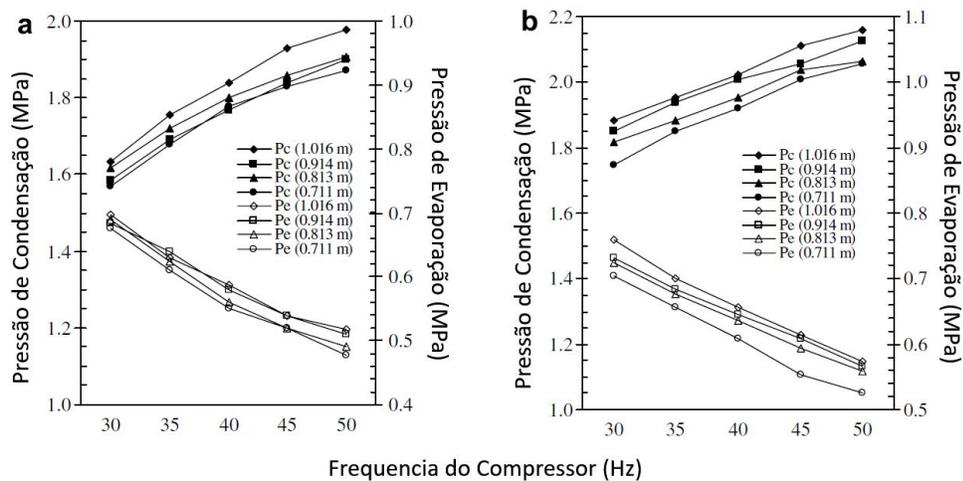
Fonte: Adaptado de Vanajara et al (2022)

Inversamente a esse efeito, o aumento do comprimento do tubo capilar reduz a vazão mássica de refrigerante. Quando avaliados os tubos de mesmo diâmetro, com o refrigerante ingressando à mesma pressão, ocorre queda na vazão mássica de refrigerante, que pode chegar a quase 52% quando comparados, por exemplo, os dados do sistema com tubo capilar de diâmetro de 1,12 mm e comprimento de 1 m contra o sistema com tubo de mesmo diâmetro, mas comprimento de 2 m.

Por fim, é possível atingir o mesmo efeito de vazão mássica no sistema com tubos capilares de configurações diferentes com o refrigerante operando nas mesmas pressões de entrada. Nos dados reportados pelos autores, o sistema com tubo capilar de diâmetro 1,52 mm e comprimento de 1,5 m apresentaram vazões mássicas similares ao sistema com tubo capilar de 1,12 mm de diâmetro e 1 m de comprimento com o fluido operando nas mesmas pressões de entrada em ambos os capilares. Similarmente, os sistemas com tubos capilares de 1,12 mm de diâmetro e 1,5 m e 1,52 mm de diâmetro e 2 m apresentaram desempenhos significativamente próximos.

Em relação à aplicação de tubos capilares em sistemas VRF, Sarntichartsak et al. (2007) examinaram o desempenho de um condicionador de ar de capacidade nominal de 5,17 kW, variando a frequência e a especificação do tubo capilar que possuíam diâmetro de 1,1 mm e 4 diferentes comprimentos, em metros: 1,016, 0,914, 0,813 e 0,711. A Figura 23 mostra o efeito da variação da velocidade de rotação do compressor nas pressões de evaporação e condensação do sistema para diferentes tubos capilares de dois sistemas: um utilizando R-22 (Figura 23.a) e outro com R-407C (Figura 23.b). Observa-se que a diferença de pressão entre condensador e evaporador se reduz à medida que é reduzida a frequência do compressor.

Figura 23 – Efeitos da variação da frequência de trabalho do compressor na pressão de sucção e descarga para sistemas operando com a) R-22 e b) R-407C

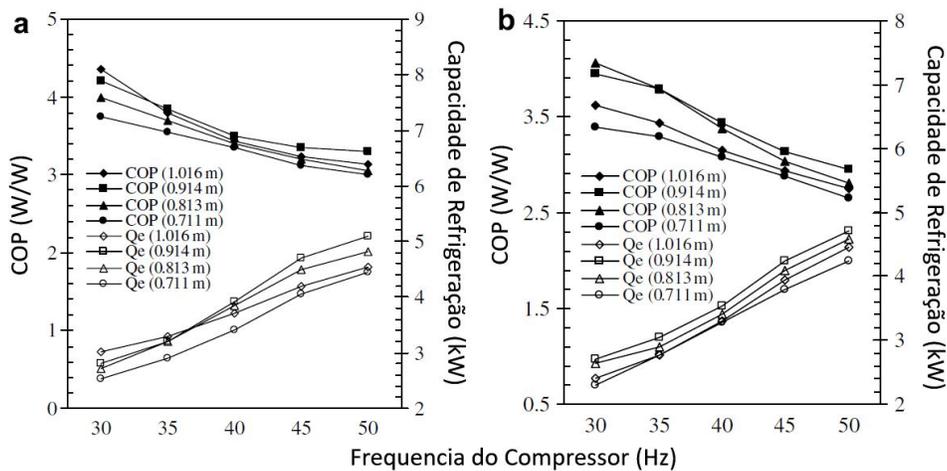


Fonte: Adaptado de Sarntichartsak et al. (2007, p353)

A Figura 24 mostra o comportamento do COP e da capacidade de refrigeração para os diferentes tubos capilares operando em diferentes frequências. Com a redução da frequência do compressor há uma redução na capacidade de refrigeração uma vez que a vazão mássica disponibilizada para o evaporador se reduz. Entretanto, há que se pontuar que a eficiência dos sistemas trabalhando com frequências menores é aumentada, corroborando os trabalhos que analisam cargas parciais já citados na seção 2.1.4. A redução do consumo do compressor se deve principalmente ao fato de que a razão entre a pressão de descarga e de sucção reduz, aumentando a vazão mássica e a capacidade e reduzindo o trabalho necessário à compressão do refrigerante.

Os autores ainda apontam que o comprimento otimizado dos tubos capilares varia de acordo com a faixa de frequência analisada. Para o sistema com fluido R-22, Figura 24.a, o sistema equipado com tubo capilar com comprimento de 0,914 m obteve a melhor eficiência para faixas de 35 a 50 Hz enquanto sistema com o tubo capilar com 1,016m obteve melhor eficiência nas faixas de frequência menores. O sistema com tubo capilar de 0,914m obteve a maior capacidade de refrigeração na faixa de frequência de 40 a 50Hz. Para a faixa de 35 Hz, os sistemas com tubos capilares 1,016, 0,914, 0,813 apresentaram resultados próximos. Por fim, na faixa de frequência de 30 Hz o sistema com tubo capilar de 1,016 apresentou melhor resultado (SARNTICHARTSAK et al, 2007).

Figura 24 - Capacidade de refrigeração e COP do sistema com diferentes tubos capilares para diferentes frequências do compressor para a) R-22 e b) R-407



Fonte: Adaptado de Sarntichartsak et al. (2007, p353)

Para o sistema com R-407, na Figura 24 b), o sistema com tubo capilar de comprimento 0,914m apresentou os melhores resultados para a faixa de frequência de 30 Hz e nas faixas de 40 a 45 Hz. Na faixa de 35 Hz o sistema equipado com tubo capilar com melhor desempenho foi o de 0,813 m, ainda que o resultado do sistema com tubo capilar de 0,914 m esteja muito próximo e, conforme apontado pelos autores, a diferença entre o desempenho de ambos os sistemas seja menor do que a incerteza.

Ainda que os tubos capilares aparentem ser dispositivos simples, o escoamento do refrigerante que ocorre internamente não o é. Ao deixar o condensador como líquido comprimido, o fluido ingressa no tubo capilar, onde já há uma queda de pressão localizada devido à mudança na seção transversal dos tubos. Conforme o fluido escoar, a pressão se reduz de forma linear ao comprimento devido ao atrito com a parede do tubo capilar até atingir a pressão de saturação. Quando inicia o processo de mudança de fase, a queda de pressão pelo escoamento aumenta drasticamente, pois além do fator atrito, há interação entre as duas fases do fluido, onde há aumento de momento (MELO et al, 2004).

Outro importante aspecto do escoamento dentro de tubos capilares é a zona metaestável, que é caracterizada pela presença de fluido em estado líquido a pressões menores do que a pressão de saturação correspondente a sua temperatura. Esse fenômeno causa um retardo na evaporação e diminui a vazão mássica do fluido. Por fim, o refrigerante em fase líquida pode ficar obstruído no final do tubo capilar,

onde a velocidade de escoamento pode atingir velocidades supersônicas. (MELO et al, 2004).

O desenvolvimento de pesquisas que analisam e simulam o comportamento de tubos capilares com fluidos refrigerantes foi avaliado por Dubba e Kummar (2017). Os autores investigaram diferentes estudos de tubos capilares adiabáticos e diabáticos com diferentes geometrias e refrigerantes HFC/HCFC/CFC, suas misturas e refrigerantes naturais. Há duas metodologias principais que servem de base para a análise: soluções que assumem o fluxo do refrigerante homogêneo e soluções que consideram o fluxo heterogêneo.

Dubba e Kummar (2017) e Hermes (2010) apontam que as soluções que utilizam o fluxo homogêneo realizam uma série de simplificações, sendo as principais a de desconsiderarem a queda de pressão localizada na entrada do tubo capilar, sua geometria é considerada reta, adiabática e sem variação de seção transversal, o escoamento bifásico é considerado homogêneo e o escoamento metaestável é negligenciado. Assim, os modelos e correlações disponíveis na literatura são bastante limitados à utilização dos fluidos refrigerantes e condições de operação para os quais foram desenvolvidos e generalizações ou utilização fora dessa faixa acarretam erros bastante significativos.

Entretanto, Dubba e Kummar (2017) apontam que as correlações que consideram o fluxo heterogêneo nos tubos capilares são complexas, exigem grandes recursos computacionais, apresentam problemas de convergência e mais pesquisas devem ser desenvolvidas para um aprofundamento dos modelos.

Yang e Zhang (2014) utilizaram a lei de potência local para o desenvolvimento de uma correlação adimensional para prever o comportamento da vazão mássica de refrigerante em tubos capilares. Os autores consideram o fluxo homogêneo na abordagem e utilizaram aproximadamente 2000 conjuntos de dados experimentais dos fluidos R-12, R-22, R-134a, R404A, R407C, R-410A, R600 e CO₂ para determinação da vazão mássica que escoar através do tubo capilar.

Os autores utilizaram as equações de conservação de massa, energia e momento considerando o progresso do fluido refrigerante como isentálpico para o agrupamento dos principais parâmetros que regem o escoamento em grupos adimensionais conforme mostrado nas Eq. (105) a (106) e no Quadro 15.

Quadro 15 – Correlação de Yang e Zhang para fluxo de refrigerante em tubo capilar adiabático.

Yang e Zhang (2014)	$\pi_1 = \frac{1,273\dot{m}_r}{D_{i,c}^2 \sqrt{P_{e,c}\rho_e}} \quad (105)$
	$\pi_2 = \frac{P_{sat}}{P_{e,c}} \quad (106)$
	$\pi_3 = \frac{\rho_v}{\rho_l} \quad (107)$
	$\pi_4 = \frac{L_c}{D_{i,c}} \quad (108)$
	$\pi_5 = \frac{D_{i,c}^2 \sqrt{P_{e,c}\rho_e}}{\mu_e} \quad (109)$
	$\pi_1 = \left(\frac{1 + \alpha_1 \pi_2^{\alpha_2}}{\alpha_3 + \alpha_4 \pi_4 \pi_5^{\alpha_5} \pi_3^{\alpha_6}} \right)^{0,5} \quad (110)$
	$\alpha_1 = -3,6622463, \alpha_2 = -1,4311445, \alpha_3 = -12,377615$ $\alpha_4 = -4,4141877, \alpha_5 = -0,2874146, \alpha_6 = -0,0662179 \quad (111)$

Foram utilizadas: a lei de potência, a lei de potência global e a lei de potência local para a proposição de uma solução que melhor aderisse aos dados experimentais. Os autores apontam que a correlação apresentada na Eq. (105), baseada na lei de potência local, é a que apresentou melhor resultado com desvio médio de 0,8% e desvio padrão de 8,89% em relação aos dados experimentais.

Nas equações do Quadro 15, \dot{m}_r é a vazão mássica do refrigerante, $D_{i,c}$ e L_c são o diâmetro e o comprimento do tubo capilar, respectivamente. $P_{e,c}$, ρ_e , P_{sat} e μ_e são a pressão, a massa específica, a pressão de saturação e a viscosidade na entrada do tubo capilar. A massa específica do vapor ρ_v e do líquido ρ_l devem ser tomadas na pressão de saturação de entrada. Além disso, a correlação prevê que as pressões sejam em Pa.

Por fim, alguns trabalhos analisaram a diferença de performance entre o desempenho de tubos capilares e outros dispositivos de expansão. Knabben et al. (2020) realizaram uma análise experimental e numérica de um refrigerador doméstico operando com uma EXV e um tubo capilar. Os autores apontam que, com a variação da temperatura do ambiente ou da velocidade do compressor, o consumo de energia poderia ser mitigado com a variação do orifício de expansão. É observado ainda que o sistema com EXV precisou ser adaptado, tendo seu trocador de calor aumentado

para conseguir dissipar a carga térmica extra gerada pela válvula. Mesmo assim, o sistema com a EXV apresentou redução de consumo, entre 4 e 9%, em relação ao sistema com tubo capilar.

Devandiran et al. (2016) avaliaram experimentalmente um sistema residencial *on-off* de capacidade nominal de 3,5kW utilizando tubo capilar, TXV e EXV. O estudo analisou o desempenho dos sistemas para diferentes temperaturas de condensação e os resultados mostram que o sistema com tubo capilar possui menor capacidade, menor COP e maior consumo de energia para a faixa de temperatura de condensação estudada, que foi de 40 a 55°C.

2.7 Análise numérica de sistemas de refrigeração

O método convencional de desenvolvimento e avaliação de sistemas de refrigeração consiste em um método de tentativa e erro onde são estimados os parâmetros de projeto dos componentes do sistema, desenvolvidos protótipos e testes até que as condições desejadas sejam atingidas. A utilização de programas computacionais para simulação ou análise numérica possui a vantagem de prever o desempenho do sistema e / ou dos principais componentes de forma a revisar os parâmetros de projeto. Também é possível integrar os programas, a rotinas e algoritmos de otimização de forma a buscar a melhor configuração do sistema para um determinado objetivo (DING, 2007).

Ding (2007) avaliou as principais metodologias para simulação desses sistemas. A maioria dos métodos de simulação busca avaliar o desempenho dos quatro principais componentes do sistema descritos na Figura 2. Nesse trabalho, foram focadas nas metodologias para regime permanente descritas pelo autor.

Para os trocadores de calor há três principais métodos de simulação baseado em modelos físicos: método de parâmetros agrupados (*lumped parameters*), método de fronteira móvel e método discreto ou de volume finito. No primeiro caso, todo o trocador de calor é considerado um único volume de controle, onde os parâmetros e propriedades são considerados uniformes. Esse método é fácil e rápido de ser modelado, mas possui baixa precisão de resultados. O modelo de fronteira móvel divide os trocadores de calor em diferentes zonas conforme a fase do fluido refrigerante. São aplicadas as equações e propriedades de acordo com a fase do fluido refrigerante. Esse método não é muito simples de ser formulado, pois é

necessário determinar o comprimento de cada uma das fases, mas exige poucos recursos computacionais e os resultados são satisfatórios. Por fim, o modelo discreto ou de múltiplos módulos divide o trocador de calor em diversos volumes de controle. Dentro de cada volume de controle, as propriedades dos fluidos e os parâmetros são determinados como uniformes e o *output* de saída de um volume se torna o *input* do seguinte. Essa metodologia garante os resultados mais precisos, mas requer maior esforço computacional e tempo de processamento (DING, 2007; GOYAL e GARIMELLA, 2019).

No que tange à simulação de compressores, quando em regime permanente, a utilização de metodologias semiempíricas é a mais adotada e resulta em bons resultados. Quanto à avaliação de tubos capilares, conforme apontado na seção 2.6, Ding (2008) afirma que a utilização de uma correlação que considere o tubo capilar homogêneo ainda é a mais adequada para simulações de sistemas de refrigeração, ainda que se deva observar suas limitações de aplicação.

Quando simulado o sistema completo, Ding (2007) afirma que as variáveis de entrada e saída de cada componente são interdependentes. Assim há duas formas principais de solucionar o conjunto de equações dos componentes atuando no sistema: algoritmos de solução simultânea e algoritmos de solução sequencial. No primeiro método as equações são combinadas e solucionadas simultaneamente por métodos matemáticos como o de Euler, Newton-Raphson, Runge-Kutta etc. Nesse caso, é difícil se detectar problemas de divergência ou mesmo garantir estabilidade nos cálculos.

Os algoritmos de solução sequencial utilizam um conjunto de variáveis arbitradas no início da simulação e alguns critérios de convergência, como balanço de massa. Os componentes são calculados individualmente e seus *outputs* são avaliados de acordo com os critérios de convergências determinados. Caso a condição de convergência não seja atendida, as variáveis arbitradas são corrigidas e os componentes recalculados até que haja convergência dos resultados. Segundo Ding (2007), essa metodologia tem significado físico mais óbvio, sendo mais fácil de depurar e de garantir estabilidade. A principal desvantagem é que os algoritmos devem ser desenvolvidos de acordo com o ciclo que se deseja simular e, portanto, generalizações são limitadas.

A simulação de sistemas começou a ser aplicada em 1980 e, já na década seguinte, foi largamente utilizada para avaliação de alternativas aos refrigerantes

CFC. Hoje são largamente utilizadas para diversas aplicações: avaliação de novos fluidos refrigerantes, desenvolvimento e análises dos mais diversos tipos de sistemas e aplicações, determinação da carga de refrigerante e análises de sua distribuição ou variação, análise da circulação de óleo pelo sistema e até no projeto e/ou treino de dispositivos de controle.

Sarntichartsak et al. (2007) avaliaram a variação da frequência de operação do compressor em sistemas de refrigeração operando com R-22 e R-407. Os autores utilizaram dados empíricos para a validação de um modelo construído pelo método sequencial. O trabalho do compressor foi modelado utilizando-se de uma relação politrópica. Já os trocadores foram calculados pelo método de fronteiras móveis. Conforme detalhado na seção 2.6, os autores reportam que pode haver mudança do tubo capilar otimizado conforme há variação da frequência do compressor.

Brochier (2014) utilizou um modelo de simulação numérica para otimizar o custo operacional de um sistema de refrigeração residencial de capacidade de 2638 W operando com um VRF e R-410A como fluido de trabalho, utilizando o software *EES*. As variáveis avaliadas foram vazão de ar, número de aletas do condensador, número de circuitos e frequências do compressor. O autor reporta aumento do COP em 12% após a otimização dos parâmetros físicos e de controle do sistema.

Bator (2019) realizou a análise de variações de parâmetros construtivos em trocadores de calor utilizando o software *EES*. Foram avaliadas as reduções de número de aletas com aumento da vazão de ar, a redução do número de circuitos dos trocadores de calor e variações das temperaturas de trabalho. A autora destaca que a redução do número de aletas com o aumento da vazão manteve o COP constante. Já o número de circuitos dos trocadores de calor pode sim afetar significativamente o COP dos aparelhos no ponto de operação.

Li e Tang (2021) analisaram potenciais substitutos ao R-134a, fluido refrigerante com alto GWP, para aplicações automotivas. Os autores analisaram mais 6 fluidos refrigerantes e suas misturas potenciais através de um modelo numérico que simulou a performance dos quatro principais componentes do sistema: compressor, evaporador, condensador e dispositivo de expansão trabalhando em regime permanente. Os autores reportam que não há um substituto perfeito a esse fluido refrigerante. Algumas misturas ou refrigerantes são capazes de atingir performance similar ou até superiores, como o caso do R152a, entretanto possuem propriedades

inflamáveis, o que é crítico para sistemas automotivos. Enquanto algumas misturas são capazes de atingir COP superiores, essas não atingem a mesma capacidade de refrigeração. Aquelas que atingem a capacidade não possuem a mesma eficiência.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo serão apresentados os métodos e materiais utilizados para o atingimento dos objetivos propostos pelo trabalho: características construtivas do sistema utilizado como base, modelamento matemático e verificação do modelo.

3.1 Características construtivas do condicionador de ar

Para o modelamento matemático, esse trabalho se baseia em um sistema de condicionamento de ar de capacidade nominal de 18.000 BTU/h ou 5.275 W. O equipamento consiste em um ar-condicionado do tipo *split-hiwall*, com vazão variável de refrigerante, operando com o fluido refrigerante R-32.

As curvas de desempenho do compressor foram fornecidas pelo fabricante cuja identidade fica, a pedido, preservada. As curvas de vazão mássica e potência do compressor foram fornecidas para frequências de operação de 30, 60 e 90 Hz, conforme o Quadro 16. Na simulação de outras frequências, uma interpolação linear será feita entre as frequências disponíveis mais próximas.

Quadro 16 – Coeficientes polinomiais para a Eq. polinomial de potência de consumo e vazão mássica de refrigerante do compressor

C	Faixa de 30Hz		Faixa de 60Hz		Faixa de 90Hz	
	Potencia (W)	Vazão mássica (kg/h)	Potencia (W)	Vazão mássica (kg/h)	Potencia (W)	Vazão mássica (kg/h)
c1	-2,963E+01	3,967E+01	1,684E+02	4,537E+01	1,885E+02	6,413E+01
c2	-9,400E+00	2,761E-01	-1,494E+01	1,593E+00	-2,724E+01	2,177E+00
c3	1,540E+01	-8,544E-01	1,281E+01	-1,395E-01	3,046E+01	-8,890E-02
c4	-2,186E-01	-1,259E-02	-4,132E-01	1,965E-02	-7,708E-01	3,479E-02
c5	2,719E-01	2,313E-02	2,976E-01	-7,876E-04	7,644E-01	1,381E-03
c6	-2,140E-01	9,277E-03	7,855E-02	7,752E-04	-1,832E-01	8,694E-04
c7	-1,632E-03	3,739E-04	-2,893E-03	1,005E-04	-5,716E-03	4,217E-04
c8	1,073E-03	6,905E-04	2,473E-03	3,482E-05	5,916E-03	-6,897E-06
c9	-7,952E-04	-2,559E-04	2,169E-03	-1,471E-05	-9,420E-04	-4,001E-05
c10	2,476E-03	-4,673E-05	-3,081E-04	-1,182E-05	2,337E-03	-2,491E-05

Fonte: Fabricante do compressor cuja identidade fica, a pedido, preservada.

A potência de trabalho do compressor será utilizada diretamente da Eq. polinomial Eq. (101) e, para casos em que a frequência do compressor não seja igual

a frequência dos polinômios disponibilizados, será feita uma interpolação entre os dados das frequências mais próximas.

Para o caso da vazão mássica de refrigerante, será adotada a metodologia prevista por Li (2013). Os dados da Eq. polinomial (101) serão utilizados de forma a realizar o ajuste de curva das Eq. (103) e (104).

Os trocadores de calor são do tipo tubo-aleta, construídos com tubos de cobre ranhurados internamente e aletas planas com venezianas. O Quadro 17 mostra os principais parâmetros construtivos para a análise:

Quadro 17 - Parâmetros construtivos dos trocadores de calor

Dimensão	Unidade	Condensador	Evaporador
Diâmetro Externo do Tubo	mm	7,00	7,00
Diâmetro Interno do Tubo	mm	6,54	6,54
Altura da ranhura	mm	0,15	0,15
Ângulo de ápice	°	30	30
Ângulo de hélice	°	28	28
Número de ranhuras	-	54	54
Número de tubos	-	28	28
Número de fileiras	-	1	2
Altura da Aleta	mm	604,5	294
Largura da Aleta	mm	12,7	26,7
Comprimento dos tubos	mm	1087,2	750
Número de aletas	-	855	625
Espessura da aleta	mm	0,095	0,095
Espaçamento entre tubos	mm	21,59	21,59
Espaçamento entre filas	mm	-	13,37
Número de Circuitos	mm	2 +1	4
Largura da veneziana	mm	1,59	1,59
Altura da Veneziana	mm	0,75	0,75
Vazão de ar	m ³ /h	1800 / 1600	840
Potência dos Ventiladores	W	120 / 80	33,5

O tubo capilar original do projeto possui perfil reto, diâmetro interno de 1,5 mm e comprimento de 950 mm.

3.2 Modelamento matemático

3.2.1 Modelamento matemático do sistema de refrigeração integrado

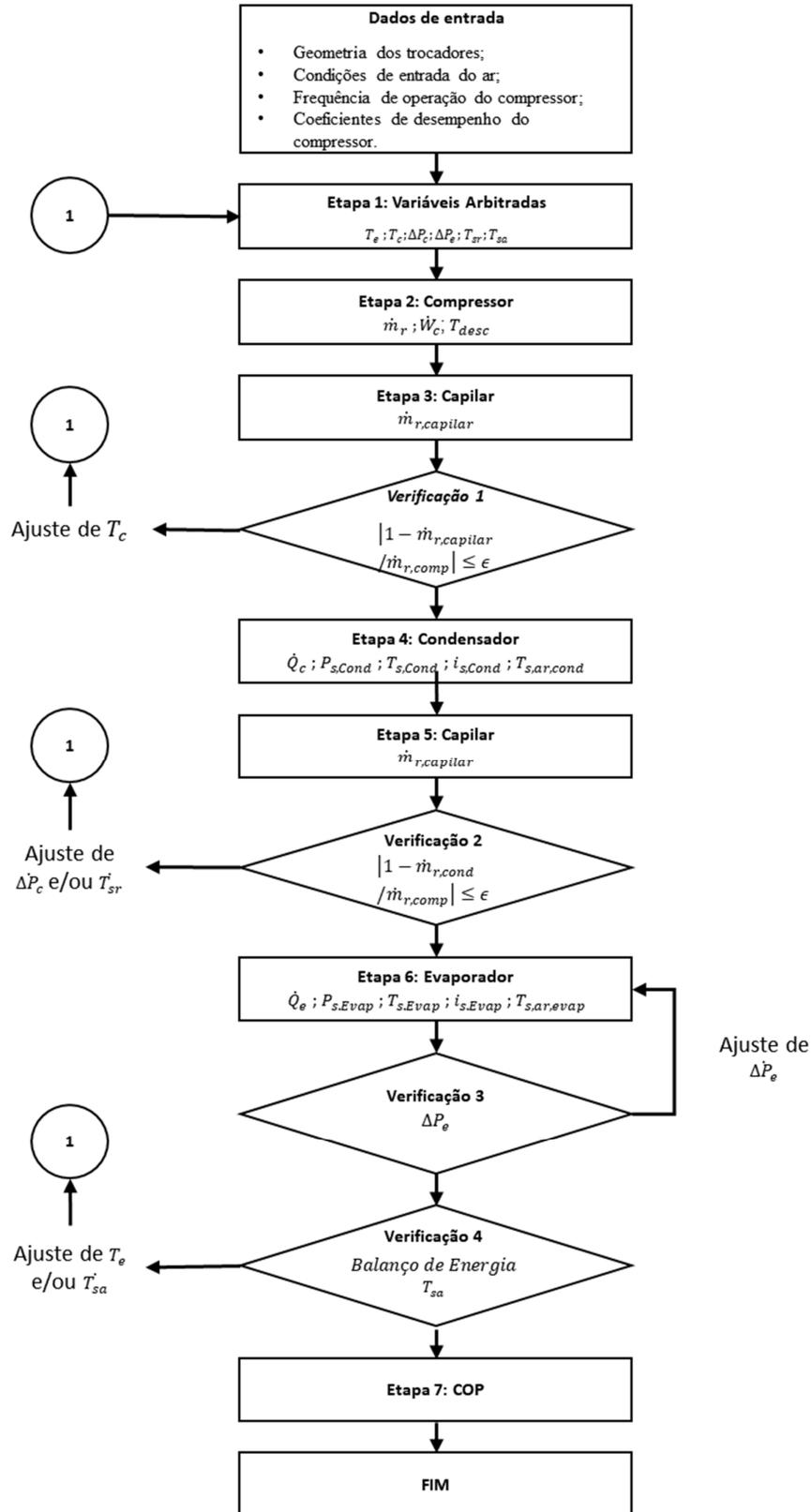
O modelamento matemático do sistema e de seus componentes foi desenvolvido no software *Engineering Equation Solver*, EES, o qual foi desenvolvido pela F-Chart e é capaz de solucionar equações algébricas e diferenciais lineares e não lineares. O software possui um banco de dados contendo as propriedades termo físicas de diversos materiais e fluidos refrigerantes, ar seco e úmido. Foram desenvolvidos procedimentos de cálculo para cada um dos componentes principais.

O algoritmo desenvolvido para análise numérica do sistema integrado é mostrado na Figura 25. A rotina utiliza os dados geométricos e temperaturas de entrada do ar nos trocadores de calor e as equações.

Na etapa 1 serão arbitradas temperaturas de evaporação, T_e , e condensação, T_c ; sendo que se definiu que ambas as temperaturas são equivalentes à temperatura de saturação à pressão do fluido na sucção e descarga do compressor, respectivamente. Também foram arbitradas a queda de pressão no condensador, ΔP_c , e no evaporador, ΔP_e , o subresfriamento T_{sr} e o superaquecimento, T_{sa} .

Na etapa 2, ocorre o cálculo da potência do compressor. Nessa etapa é utilizada a Eq. (101) juntamente com as temperaturas de evaporação e condensação arbitradas. As pressões de saturação são então determinadas com base nessas temperaturas e utilizadas juntamente com o superaquecimento do refrigerante estimado na etapa 1, na Eq. (104) para o cálculo da vazão mássica. A temperatura de descarga do compressor também é determinada através da equação polinomial. É calculada a potência de um compressor isoentrópico via Eq. (2). Considerou-se que metade da diferença da potência real e da potência isoentrópica é absorvida pelo refrigerante e que a outra metade seja dissipada para as vizinhanças pelo próprio compressor.

Figura 25 – Fluxograma do algoritmo de simulação



A etapa 3 utiliza a queda de pressão do refrigerante arbitrada na etapa 1 no condensador para estimar a pressão de saída do compressor. Com essa pressão e o subresfriamento estimado na etapa 1, é calculada a vazão mássica que escoar através do tubo capilar através da correlação de Yang e Zhang, Eq. (105). A verificação 1 é utilizada para avaliar a diferença da vazão mássica disponibilizada pelo compressor ou pelo tubo capilar. Caso o erro ϵ entre as duas vazões mássicas seja superior a 0,1%, uma nova temperatura de condensação será estimada na etapa 1 e o programa recalculará as etapas anteriores. Caso contrário, o programa seguirá para a etapa 4.

A etapa 4 consiste no cálculo do condensador. As correlações específicas do condensador e evaporador são abordadas na seção 3.2.2. Nessa etapa, foram estimadas a taxa de remoção de calor, a queda de pressão do condensador e o estado termodinâmico do fluido no final do condensador.

A etapa 5 consiste em repetir o cálculo do tubo capilar, mas agora utilizando os dados do fluido no estado termodinâmico do refrigerante calculados no condensador. Caso haja um erro superior a 1% na vazão mássica do sistema, os dados arbitrados de temperatura de subresfriamento e/ou a queda de pressão serão revisados, reiniciando a rotina na etapa 1.

Na etapa 6 o evaporador é calculado. A pressão da entrada do compressor é estimada como a soma da pressão de evaporação e a queda de pressão arbitradas na etapa 1. Nessa etapa, a entalpia na entrada do evaporador foi então estimada como igual a entalpia na saída do condensador, acrescido de um pequeno fator de 5 kJ/kg a fim de se emular a variação de entalpia que ocorre no tubo capilar real. Foi preferida essa solução a um modelo que busca descrever o escoamento do tubo capilar pois, conforme descrito na seção 2.6, tais modelos são complexos, de alto custo computacional e pouco agregariam ao objetivo do trabalho. Por fim, o evaporador é calculado e são determinadas a capacidade de refrigeração do sistema, a queda de pressão no evaporador e a pressão, entalpia e temperatura de saída do fluido evaporador.

Após a etapa 6, são realizadas duas verificações: A verificação 3 avalia a queda de pressão calculada no evaporador contra a queda de pressão arbitrada. Caso haja uma discrepância maior que 0,5 kPa, o programa reinicia a etapa 6 até que a condição de verificação seja atendida. Já a verificação 4 avalia o superaquecimento obtido na simulação com o previamente arbitrado e o balanço de energia no sistema. Para o superaquecimento foi adotado um critério de variação inferior a 0,5°C como critério de

aceitação. Já o balanço de energia consiste em avaliar que a taxa transferência de calor do compressor, \dot{Q}_c , o trabalho do compressor que foi adicionado ao fluido refrigerante \dot{W} e o calor dissipado pelo *driver*, que nesse caso é adicionado à taxa de transferência do condensador.

Por fim, o COP do sistema será determinado. A capacidade de refrigeração, calculada no evaporador será dividida pela potência de consumo, que será determinada como a soma da potência de consumo do compressor e da potência de consumo dos motores elétricos para o cálculo. Para o sistema de controle, será atribuída uma eficiência de 95% em relação ao consumo total do compressor.

3.2.2 Modelamento matemático do sistema dos trocadores de calor

Os trocadores de calor serão modelados de acordo com as correlações próprias para o regime de escoamento em que estão atuando. Nessas simulações, optou-se pela metodologia do método discreto. Dessa forma, cada um dos tubos de cada trocador de calor foi dividido em 10 volumes de controle. Em cada um dos volumes de controle as propriedades do fluido serão recalculadas e aplicadas as equações de acordo com o estado termodinâmico desse volume de controle. As correlações utilizadas nos volumes de controle são mostradas no Quadro 18.

Quadro 18 – Correlações utilizadas no modelamento matemático dos trocadores de calor

Parâmetro	Dado	Condensador	Evaporador
Lado do ar, aletas planas com venezianas.	h_e	Wang et al. (1999)	Wang et al. (1999) s/ desumidificação Wang et al. (2000) c/ desumidificação
	η_e	Schmidt (1949, apud Wang 1999)	
Regime bifásico com tubos ranhurados	h_i	Chamra et al. (2005)	Yun (2002)
	ΔP	Choi (1999)	
Regime monofásico com tubos ranhurados	h_i	Gnielinski (1976) Jensen e Vlakancic (1998)	
	ΔP	Jensen e Vlakancic (1998)	

As áreas internas e externas de troca térmica foram calculadas com base nas equações apresentadas na seção 2.4.3 e divididas de acordo como tamanho de cada volume de controle.

Para o lado do ar, o cálculo do coeficiente de transferência de calor fora realizado apenas uma vez, sendo esse valor utilizado em todos os volumes de controle. Assim também a área externa total e a vazão mássica total foram calculadas e dividida pelo número de volumes de controles. Além disso, considerou-se que o ar entra em cada volume de controle com as propriedades previstas em norma para a câmara, ou seja, os efeitos de circuitagem foram desconsiderados para simplificação do cálculo.

Foram aplicadas as correlações de Wang et al. (1999) para regimes sem desumidificação, conforme o Quadro 7, para obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo do lado externo. Essas correlações foram aplicadas no condensador e, em alguns casos de carga parcial, no evaporador. Conforme demonstrado por Sarntichartsak et al. (2007) quando operando em cargas parciais, a temperatura de evaporação se eleva e, quando esta supera a temperatura do ponto de orvalho do ar, não haverá desumidificação. Nos casos em que há desumidificação, utilizou-se a correlação de Wang et al. (2000) para superfícies úmidas de acordo com as Eq. (46) a (52) . Por fim, a eficiência do banco de aletas dos dois trocadores fora calculada pela correlação de Schimidt (1949, apud Wang 1999), Eq. (53) a (59).

Do lado do refrigerante, as propriedades do fluido são determinadas com base nos dados de entrada do volume de controle. Conforme o estado termodinâmico do fluido, são aplicadas as correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão. A troca térmica do volume de controle é então calculada conforme Eq. (10) para o cálculo de UA e o método de efetividade, previsto na seção 2.4.2. Com base na troca térmica e a perda de pressão do volume de controle, as propriedades do fluido na saída do volume de controle são recalculadas e utilizadas como dado de entrada para o próximo volume de controle. Esse método é repetido para todos os volumes de controle que compõem os trocadores de calor.v

Quando em regime de condensação, fora aplicada a correlação de Chamra et al. (2005), apresentada no Quadro 10, para determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do refrigerante para o regime de condensação, a correlação Yun (2002) para o regime de evaporação, conforme Quadro 12, e Gnielinski (1976) para regimes monofásicos, Eq, (63). Já em regimes monofásicos, a correlação de Gnielinski (1976) exige o cálculo de um fator de atrito, onde se aplicará a correlação de Jensen e Vlakancic (1998), conforme Quadro 8.

A queda de pressão do refrigerante foi calculada de acordo com o estado termodinâmico do fluido: utilizando a correlação de Choi et al. (1999), cujas equações foram definidas no Quadro 13. Caso o volume de controle seja o último do tubo, a queda de pressão do refrigerante nas curvas de retorno é calculada de acordo com a correlação de Domanski (2006), conforme Quadro 14. Já a transferência de calor nessas curvas foi desprezada.

As propriedades do fluido refrigerante são então redefinidas com base na taxa de transferência de calor e na queda de pressão do refrigerante. Essas propriedades serão utilizadas como valor de entrada para o próximo volume de controle.

3.3 Validação do sistema

O ajuste da simulação foi realizado com dados operacionais do sistema obtidos em calorímetro balanceado calibrado cedidos por uma fabricante de condicionadores de ar cuja identidade fica, a pedido, preservada. Esse dispositivo mede a capacidade de refrigeração dos sistemas de condicionamento de ar com base em balanço de energia. O calorímetro é composto de duas salas isoladas operando nas condições do teste desejado.

A câmara interna opera com temperaturas estabilizadas, o evaporador retira calor e umidade desse ambiente enquanto bancos de resistência fazem o contraponto, adicionando calor e umidade e mantendo as condições de operação constantes. O somatório de energia que entra nessa câmara é dividido pelo tempo de duração do teste, resultando na capacidade de refrigeração do sistema. Nesse somatório são considerados o banco de resistência, a umidade retirada, a energia dissipada por outros equipamentos, como lâmpadas e a taxa de transferência de calor por condução das paredes, cuja taxa é calibrada e adicionada no cálculo. As incertezas de medição do calorímetro são estimadas em 2%.

3.4 Análises realizadas

Visando atingir os objetivos geral e específicos, esse trabalho se propõe o desenvolvimento das seguintes análises:

1. Confrontar os resultados da simulação numérica com base no sistema ensaiado para validar o modelo à análise proposta;

2. Simular diferentes comprimentos de tubos capilares em cada um dos ensaios previstos na portaria nº269/2021 (INMETRO, 2021), ajustando parâmetros operacionais, se necessário;
3. Avaliar a performance sazonal de cada um dos tubos capilares e a performance sazonal de um tubo capilar idealizado, ou seja, caso fosse possível ajustar o tubo capilar a cada uma das condições de ensaio.

4 RESULTADOS E ANÁLISE

A seguir são apresentados e discutidos os resultados das análises numéricas realizadas.

4.1 Validação do sistema

A partir da equação polinomial do compressor e os coeficientes foram calculadas as eficiências volumétricas de cada um dos pontos disponibilizados pelo fabricante do compressor, considerando o superaquecimento e subresfriamento previstos na norma ANSI/AHRI (2020).

Como referência, foi utilizada a frequência de 60Hz e obteve-se os coeficientes b_1 , b_2 e b_3 da Eq. (103), e d_1 , d_2 e d_3 da Eq. (104), conforme o Quadro 19. Todos os resultados obtidos ficaram em uma faixa de +3,5% e -2% em relação à eficiência volumétrica, considerando todas as vazões mássicas informada pelo fabricante do compressor, com um DM de -0,02% e DMA 0,98%. Quando comparado a razão de pressão de condensação e evaporação entre os valores de 1,5 a 3,2, todos os resultados ficaram dentro de uma faixa de 2,05% a -1,59% com DMA de 0,87% e DM de -0,24%. Já os coeficientes d_1 , d_2 e d_3 , para a Eq. (104) apresentaram DMA 2,5% quando comparados aos dados das frequências de 90 e 30 Hz, e DM de 1,4%. Mais de 90% dos resultados ficaram dentro da faixa de $\pm 7,5\%$ de variação em relação aos resultados da equação polinomial.

Quadro 19 – Coeficientes obtidos para as equações do compressor

Coeficiente	Valor obtido	Equação
b_1	1,05509	(103)
b_2	1,06032	
b_3	0	
d_1	0,944	(104)
d_2	0,086	
d_3	-0,03	

Os resultados conforme o ensaio e de cada uma das simulações numéricas são apresentados no Quadro 20. É possível observar que as capacidades de refrigeração obtidas na análise numérica são próximas às capacidades experimentais,

ainda mais quando se considera que a incerteza de medição do calorímetro é de 2%. A capacidade do ensaio E1 obteve uma variação de apenas 0,1% em relação ao ensaio. Já as capacidades nos ensaios E2 e E3 apresentaram uma capacidade de refrigeração superior, de 2 a 2,3% acima do medido.

Quadro 20 – Capacidade, consumo e COP de cada ensaio dos dados experimentais e da análise numérica

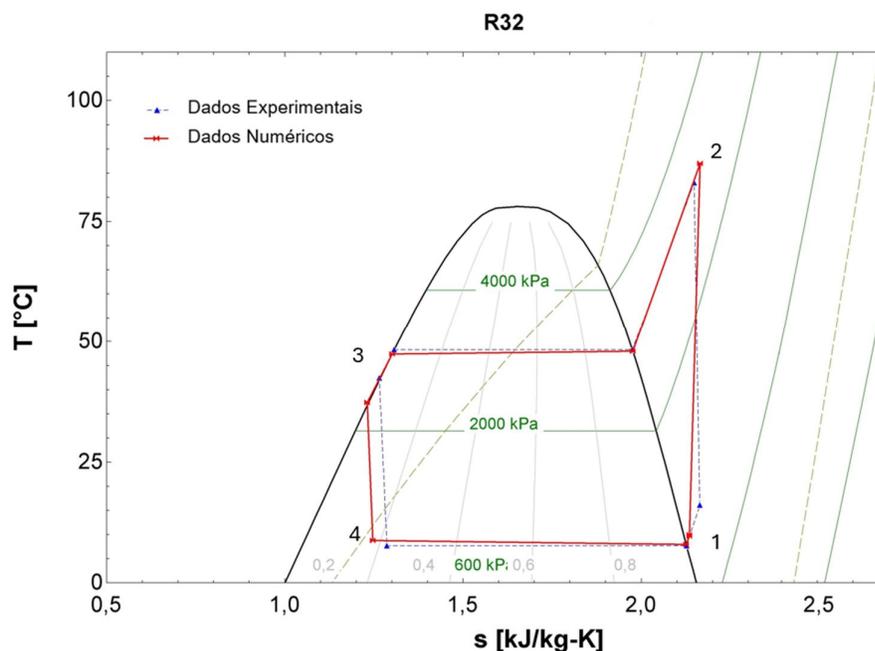
Fonte	Dado	Unidade	E1	E2	E3
Ensaio	Capacidade de refrigeração	W	5.024	2.742	2.528
	Potência do Sistema	W	1.431	694	447
	COP	W/W	3,51	3,95	5,65
Análise Numérica	Capacidade de refrigeração	W	5.017	2.796	2.587
	Potência do Sistema	W	1.494	699	463
	COP	W/W	3,36	4,00	5,59
Variações	Cap. Experimental x Numérica	-	-0,1%	2,0%	2,3%
	COP Experimental x Numérica	-	-4,4%	1,3%	-1,1%

Em relação ao consumo de energia, a análise numérica apresentou um consumo superior ao experimental para todos os resultados. Quando avaliado à carga plena, o consumo de energia da análise numérica foi 4,4% superior ao consumo de energia experimental, o que acarreta um COP 4,4% inferior, visto que ambas as capacidades foram muito próximas.

Já nos ensaios E2 e E3, ainda que em ambas as análises o consumo energético foi superior em 0,15% e 3,5%, respectivamente, a análise numérica resultou em uma capacidade de refrigeração maior do que verificado no ensaio experimental. Com isso, as variações de COP de ambas obtiveram variações de apenas 1,3% e 1,1% em relação aos dados empíricos. Dessa forma, optou-se por não aplicar qualquer tipo de fator de correção à equação do compressor ou a alguma das correlações utilizadas.

Além de avaliar os resultados de capacidade e eficiência obtidos, também foram verificados o comportamento do sistema de refrigeração da análise numérica e do sistema experimental. A Figura 26 apresenta em uma representação do ciclo de refrigeração com base nos dados experimentais com linhas tracejadas azuis e os dados numéricos com linhas cheias e vermelhas para o ensaio E1. Os resultados detalhados dos ensaios são apresentados no Apêndice B enquanto os resultados detalhados de todas as simulações geradas são apresentados no Apêndice C.

Figura 26 – Diagrama T-s do sistema de refrigeração da análise numérica e experimental no ensaio E1



Primeiramente, dado que os sistemas de refrigeração têm nas pressões de condensação e evaporação como parâmetros extremamente relevantes na avaliação de seu desempenho, ao confrontar os resultados para as pressões de condensação e evaporação do sistema na análise numérica se aproximam com boa aderência do verificado na análise experimental.

A temperatura de descarga do compressor, ponto 2, apresentou um ligeiro aumento em relação à temperatura de descarga medida, na ordem de 3,9 °C. Tal variação pode ocorrer tanto das premissas adotadas na simulação quanto a eventuais incertezas de medição inerentes ao processo experimental. A temperatura na saída do condensador da análise numérica foi 3,8° C mais baixa que a temperatura do ensaio, indicando uma capacidade do condensador calculada superior à experimental.

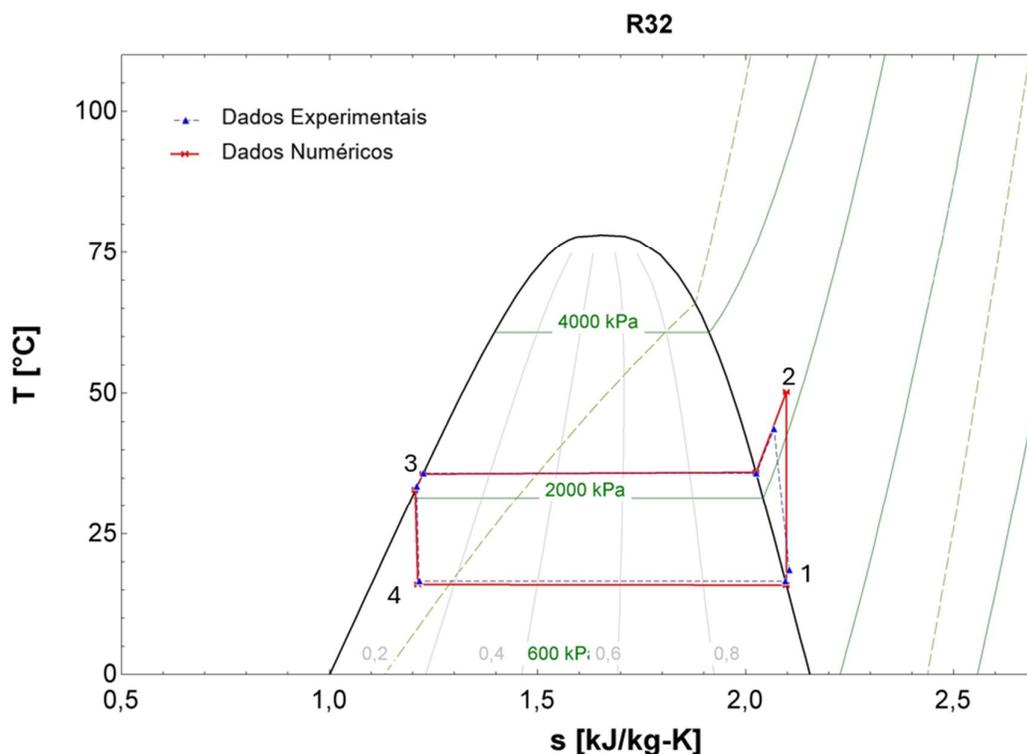
Quanto ao ponto 4, que corresponde à saída do tubo capilar e entrada no dispositivo de expansão, há dois principais fatores para avaliar na variação do título. O primeiro é que com um subresfriamento maior na análise numérica, a entalpia do fluido na entrada do tubo capilar será inferior em relação a entalpia do fluido na análise experimental. Já o segundo fator é que experimentalmente é bastante complexo a aferição correta do título do refrigerante e, para fins gráficos, nessa análise optou-se

por simplesmente determiná-lo considerando uma expansão isoentálpica à pressão de evaporação medida na sucção do compressor.

Os resultados para a temperatura do refrigerante na sucção do compressor apresentam variações maiores, quando comparado o ensaio experimental e o modelo numérico. O sistema apresentou uma temperatura de sucção de 16 °C no ensaio experimental e a análise numérica representa 9,7°C, ou seja, um superaquecimento de apenas 2 °C. Não foi observado, entretanto, uma variação na capacidade de refrigeração, uma vez que a análise numérica resulta em um título do refrigerante na entrada do evaporador inferior ao projetado para o sistema avaliado na análise experimental, compensando, assim o menor superaquecimento.

Os dados experimentais e numéricos do estudo realizado para o ensaio E3 são apresentados na Figura 27. Assim como nos ensaios anteriores, o sistema da análise numérica conseguiu reproduzir comportamentos próximos em relação aos observados experimentalmente, principalmente no quesito de pressão de condensação e evaporação.

Figura 27 - Diagrama T-s do sistema de refrigeração da análise numérica e experimental no ensaio E3



Nesse ensaio, a temperatura na saída do condensador da análise numérica está bastante em linha com a da análise experimental. A principal variação é a pressão de evaporação ligeiramente mais baixa, reduzindo a temperatura do fluido no evaporador e favorecendo a capacidade de troca térmica e eventuais erros de medição. Tal variação pode corroborar para que o sistema da análise numérica apresente uma capacidade de refrigeração 2,3% superior ao verificado na análise experimental.

Com o exposto nessa seção, os resultados gerados pelo modelo numérico mostram boa aderência em relação ao modelo experimental para os três ensaios propostos pela norma 16358-1. Não apenas os de capacidade e consumos estão suficientemente próximos da capacidade e consumo medidos, como o comportamento de variáveis chave para a estudo de um sistema de refrigeração, como a pressão de condensação e evaporação, estão bastante próximos.

4.2 Impacto do teste E2 no desempenho sazonal

Ao se estudar os resultados de ensaios e calcular IDRS para diferentes conjuntos de dados, observou-se que o aumento da eficiência nos ensaios E1 e E3 leva a um IDRS mais alto e a uma conseqüente redução do consumo energético sazonal. Já o resultado do ensaio do teste E2 apresenta um papel peculiar quanto ao cálculo do IDRS: uma menor eficiência nesse ensaio pode levar a determinação de IDRS maiores.

O Quadro 21 mostra resultados de IDRS para diferentes COPs dos três ensaios previstos na portaria nº 269/2021 (INMETRO, 2021). Nessa análise, se subdividiu 3 quadros conforme o COP para o ensaio E3, sendo eles A) 5, B) 5,5 e C) 6. Para cada divisão, são variados os COPs dos ensaios E1 e E2, no intervalo de 3,3 a 3,7 e 3,5 a 4; respectivamente. Assim é possível perceber a evolução do IDRS de forma comparativa. Em cada uma das divisões, é possível perceber que ele aumenta da esquerda para a direita, ou seja, conforme aumenta o COP do ensaio E1. Também é possível notar que o IDRS se reduz quando comparado dentro da coluna, ou seja, conforme aumenta o COP do ensaio E2.

É possível perceber que o COP do ensaio E1 afeta positivamente o IDRS obtido. Independentemente dos resultados de E3 e E2, o IDRS aumenta conforme o

aumento da eficiência deste ensaio. Nos dados simulados abaixo, uma melhoria do COP em cerca de 3% acarreta uma melhoria do IDRS de 0,6% a 0,7%.

Quadro 21 – Resultados de IDRS com a variação do COP dos ensaios E1, E2 e E3

A) COP E3		COP E1				
5,00		3,30	3,40	3,50	3,60	3,70
COPE2	3,50	5,44	5,48	5,51	5,55	5,58
	3,60	5,33	5,36	5,39	5,43	5,46
	3,70	5,22	5,26	5,29	5,32	5,35
	3,80	5,13	5,16	5,19	5,22	5,25
	3,90	5,04	5,07	5,10	5,13	5,16
	4,00	4,96	4,99	5,02	5,05	5,08
B) COP E3		COP E1				
5,5		3,30	3,40	3,50	3,60	3,70
COPE2	3,50	6,36	6,41	6,45	6,49	6,53
	3,60	6,20	6,24	6,28	6,32	6,36
	3,70	6,06	6,10	6,14	6,17	6,21
	3,80	5,93	5,97	6,00	6,04	6,08
	3,90	5,81	5,85	5,88	5,92	5,95
	4,00	5,70	5,74	5,77	5,81	5,84
C) COP E3		COP E1				
6,00		3,30	3,40	3,50	3,60	3,70
COPE2	3,50	7,43	7,48	7,53	7,58	7,63
	3,60	7,21	7,26	7,31	7,36	7,40
	3,70	7,02	7,06	7,11	7,15	7,20
	3,80	6,84	6,89	6,93	6,97	7,01
	3,90	6,68	6,73	6,77	6,81	6,85
	4,00	6,54	6,58	6,62	6,66	6,70

Quando comparados entre os quadros, percebe-se que o resultado do ensaio E3 também impacta positivamente o IDRS e de forma mais acentuada quando observado o impacto no IDRS. Os dados dessa análise mostram que a evolução do COP do E3 de 5,5 para 6,0, que representa um incremento de 10%, resultam em IDRSs de 15 a 17% superiores quando comparados aos IDRS obtidos com mesmo E1 e E2. Os dados expõem que o ensaio E3 é crucial para a obtenção de um IDRS superior e que pode ser relevante no desenvolvimento de produtos VRF a priorização de otimizar o sistema para uma melhor performance nesse ensaio.

Por fim, a variação do COP do E2 se traduz em um efeito inversamente proporcional no IDRS. Quando há uma melhoria do COP nesse ensaio, há uma queda do IDRS. Nos dados apresentados, variou-se o COP desse ponto em 2,6 a 2,9 %.

Foram observadas reduções do IDRS na casa de 1,6 a 3% quando comparados a dados gerados para os mesmos COPs de E1 e E3.

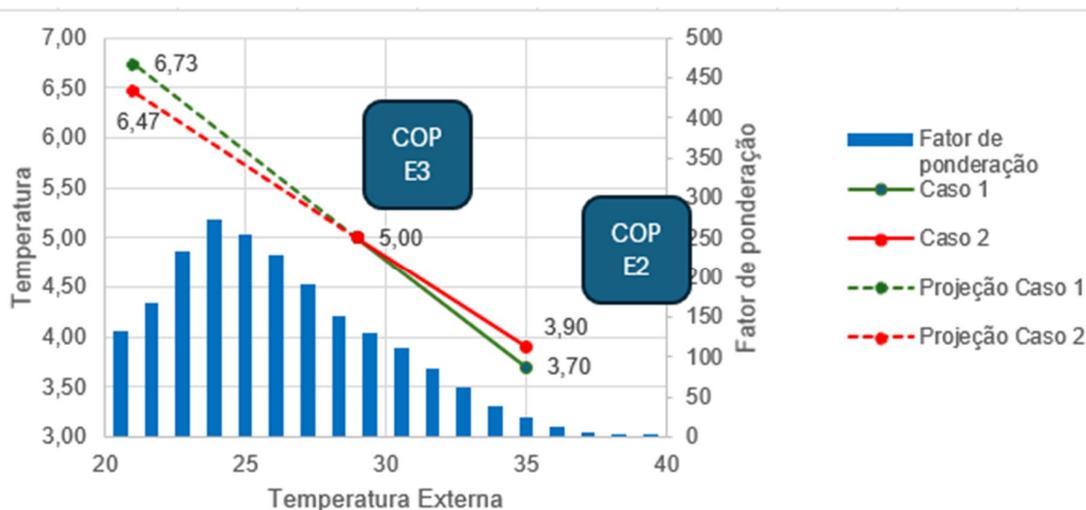
Uma breve explicação desse efeito é oferecida no presente trabalho, ainda que não seja objetivo o questionamento da metodologia de cálculo sazonal, tão pouco tecer críticas à metodologia adotada pelo INMETRO.

O IDRS considera temperaturas externas de 21 a 38 °C. Para cada uma das temperaturas no range de 21 a 38°C, ou seja, para 18 diferentes pontos, são calculados diversos parâmetros, como a carga térmica, capacidade do aparelho em capacidade plena ou nominal, eficiência e consumo de energia com base nos dados de E1, E2 e E3. A portaria nº 269/2021 (INMETRO, 2021) ainda prevê um fator de ponderação para cada um desses pontos, conforme detalhado no apêndice A.

São dois os efeitos de cálculo que deterioram o IDRS com base em uma melhor eficiência do Ensaio E2. O primeiro é que, para temperaturas externas abaixo de 29 °C onde a carga térmica calculada é inferior a capacidade de refrigeração mínima, deve-se interpolar as eficiências dos ensaios E2 e E3 para projetar a capacidade e consumo de energia de cada um dos pontos estipulados pela norma. Assim, uma variação positiva na eficiência do ensaio E2 acarreta uma inclinação da curva de eficiência projetada para os demais pontos.

A Figura 28 mostra esse efeito com a projeção das curvas de eficiências para dois casos hipotéticos. Ambos apresentam COP de 5,0 no ensaio E3. Entretanto, o primeiro apresenta eficiência de 3,7 no ensaio E2 enquanto o segundo apresenta 3,9.

Figura 28 – Variação da eficiência projetada conforme a variação do COP no E2



O segundo efeito que causa uma deterioração do IDRS com base em um aumento da eficiência do COP do ensaio E2 ocorre quando a carga térmica estipulada para uma determinada temperatura é superior à carga parcial, mas inferior à capacidade plena. As origens desse efeito são similares ao primeiro caso, entretanto, a interpolação ocorre entre os ensaios de E1 e E2. O efeito de uma variação positiva do ensaio E2 também é o de alterar a inclinação das linhas de interpolação dos dados que geram a eficiência nos pontos intermediários, resultando em uma eficiência maior para o ar condicionado que apresenta com ensaio E2 inferior.

Por fim, há que se notar que a portaria nº 269/2021 estipula uma trava ao efeito de deterioração do ensaio E2. Nela, o IDRS obtido com a realização dos três ensaios deve ser no máximo 140% do IDRS obtido com apenas os ensaios obrigatórios. Dessa forma, há um COP mínimo a ser atingido no ensaio E2 quando os três ensaios são realizados.

Assim, o presente trabalho não se aprofundou no estudo do ensaio E2, focando esforços nos estudos dos ensaios E1 e E3 por sua maior relevância ao índice IDRS e estimando um resultado de T2 que satisfaça as travas da portaria.

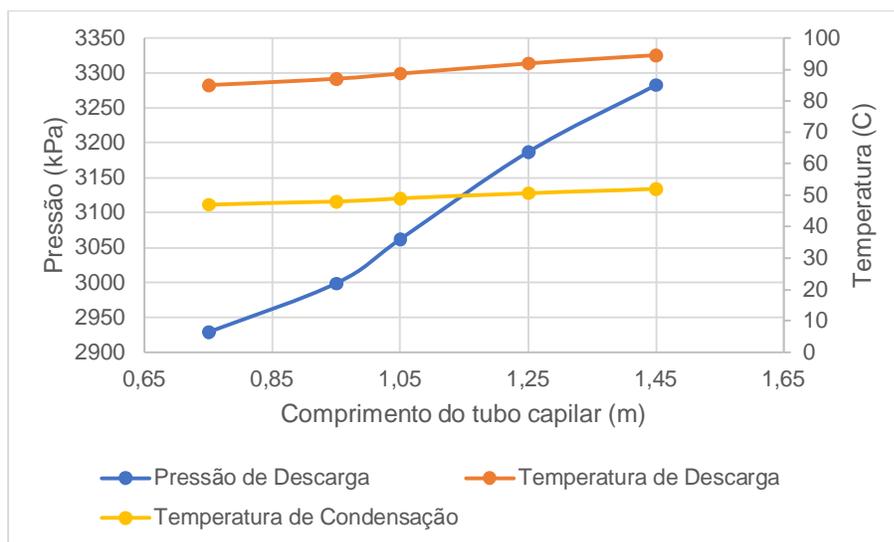
4.3 Variação de comprimento de tubos capilares e frequência do compressor no ensaio E1

O estudo da alteração da especificação de tubos capilares foi desenvolvido através da modificação do comprimento e manutenção do diâmetro em 1,5 mm. Assim foram determinados 5 diferentes comprimentos de tubos capilares, sendo eles: 0,75 m, 0,95 m, 1,050 m, 1,25 m e 1,45 m. A Figura 29 mostra a variação da pressão de descarga, da temperatura de descarga e de condensação em função do comprimento de cada tubo capilar à frequência de 81Hz de operação do compressor.

Uma vez fixada a frequência de rotação para análise, o aumento do comprimento do tubo capilar exige que a pressão de descarga do fluido na saída do compressor se eleve para que haja o equilíbrio entre a vazão mássica que o compressor é capaz de fornecer ao sistema e a vazão mássica que flui através do tubo capilar. Nesse sentido, a elevação da pressão na descarga do compressor traz um efeito duplo: I) a relação entre a pressão de descarga e sucção aumenta, o que reduz a eficiência volumétrica do compressor e, conseqüentemente, a vazão mássica

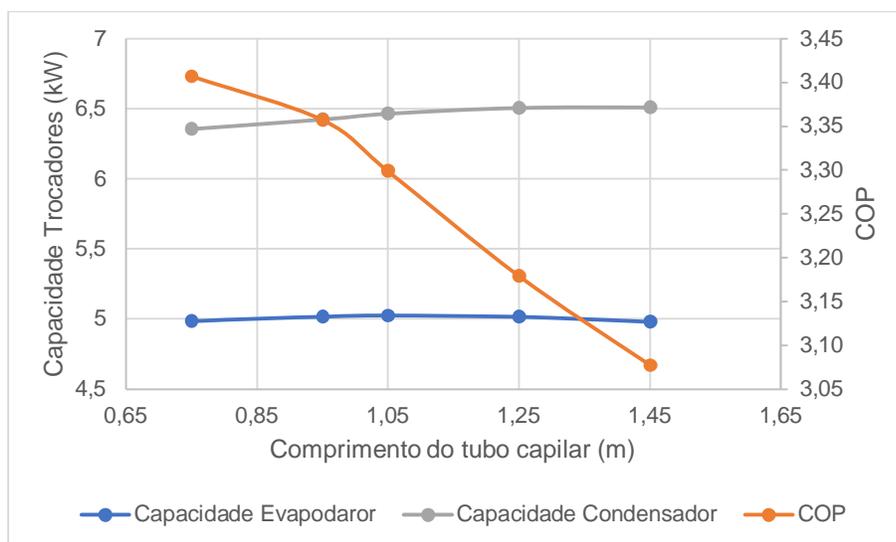
disponibilizada e II) o aumento da pressão na entrada do tubo capilar resulta em uma maior vazão mássica capaz de fluir através desse dispositivo.

Figura 29 – Pressão de descarga, temperaturas de descarga e de condensação no ensaio E1 a 81Hz para diferentes comprimentos de tubos capilares



Ainda que uma pressão de condensação mais alta resulte em uma maior capacidade de troca térmica no condensador, não haverá necessariamente uma maior troca de calor no evaporador conforme mostrado na Figura 30, visto que a vazão mássica de refrigerante no sistema é menor.

Figura 30 – Capacidade de troca térmica dos trocadores de calor e COP pelo comprimento dos tubos capilares no ensaio E1 a 81Hz

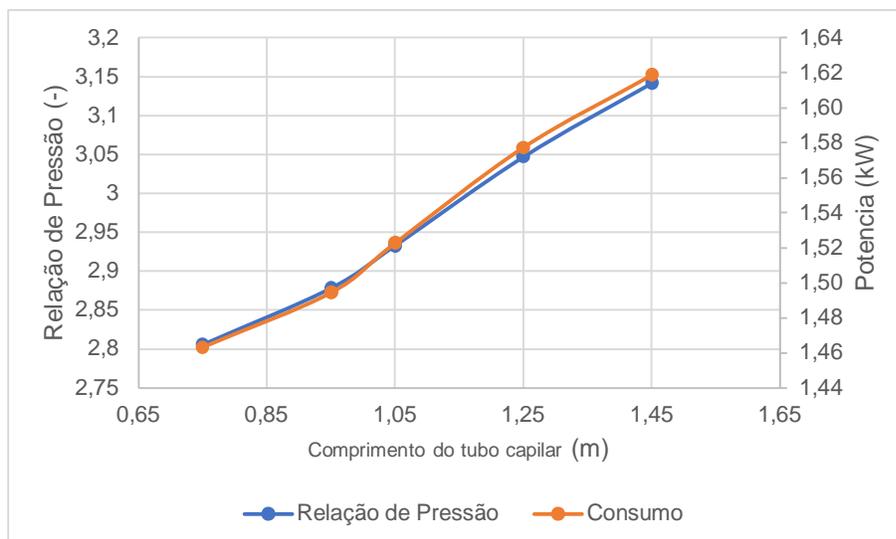


O sistema com tubo capilar de 1,05 m resultou na maior capacidade de refrigeração nessa análise, atingindo 5,024 kW. Os sistemas com tubos capilares de menor comprimento apresentaram uma menor capacidade de refrigeração. Ainda que esses sistemas apresentem maior vazão mássica de refrigerante, a capacidade de rejeição de calor do condensador é reduzida devido a uma menor temperatura de condensação, resultando em um menor subresfriamento e maior título na entrada do evaporador.

Já os sistemas com tubos capilares de maior comprimento sofrem o efeito contrário. Nesses casos, o subresfriamento é apenas ligeiramente maior que o do tubo capilar de 1,05 m. Entretanto, o aumento da pressão de condensação e a consequente redução da vazão mássica disponibilizada pelo compressor se mostram mais evidentes, reduzindo assim a capacidade de refrigeração.

No que tange ao COP dos sistemas, é perceptível o efeito detrator provocado pelo aumento do comprimento dos tubos capilares nos intervalos analisados. Embora a variação da capacidade de refrigeração seja pequena, o efeito do aumento da pressão de condensação tem impacto contundente no consumo de energia, conforme mostrado na Figura 31. Uma vez que a relação entre a pressão de descarga e sucção aumentam com o aumento do comprimento dos tubos capilares, o sistema exige um maior trabalho de compressão, resultando em um maior consumo de energia e redução de sua eficiência.

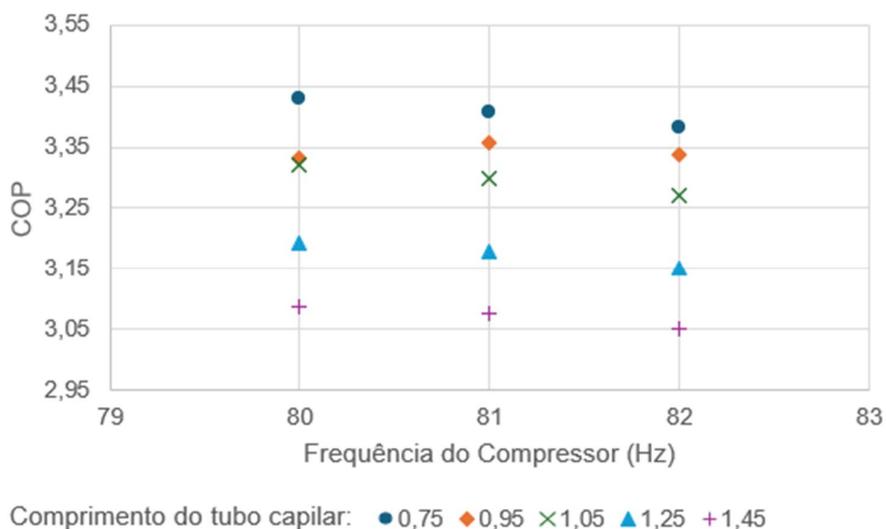
Figura 31 – Relação de pressão e consumo de energia pela variação do comprimento dos tubos capilares no ensaio E1 a 81Hz



A variação da frequência de trabalho do compressor possui um efeito claro na capacidade de refrigeração. Para a frequência de 80 Hz, todos os sistemas apresentaram uma queda na capacidade de refrigeração em função de uma menor vazão mássica disponibilizada ao sistema.

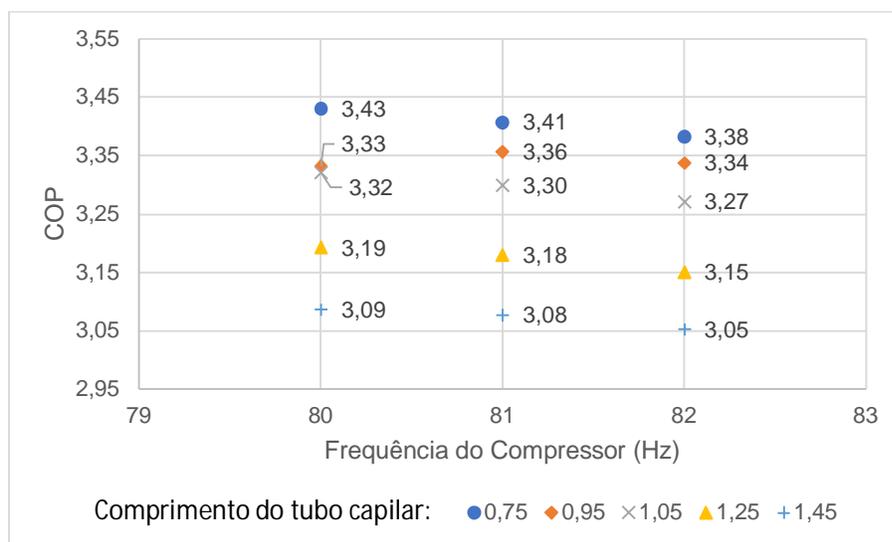
A maior capacidade de refrigeração atingida foi de 4,98 kW para sistema com tubo capilar de 1,05 m, conforme mostra a Figura 32. Os sistemas com tubos capilares de 0,95 e 1,25 apresentam capacidades de refrigeração próximas a este. Já os sistemas com tubos capilares de 1,45 e 0,75 m seguem apresentando as menores capacidades sendo 4,96 e 4,94 kW, ficando marginalmente acima da capacidade de refrigeração mínima prevista em norma para o ensaio à carga plena, ou seja, 93,6% e 93,9%.

Figura 32 – Capacidade de refrigeração pela variação da frequência do compressor no ensaio E1 para diferentes comprimentos de tubos capilares



Já a frequência de 82Hz, os sistemas tem aumentada sua capacidade de refrigeração devido a um aumento da vazão mássica com a capacidade chegando a atingir 5,06 kW quando operando com o tubo capilar de 1,05 m. Entretanto, aumentar a vazão mássica disponível também tende a gerar um leve incremento na relação de pressão dos sistemas, causando um aumento do consumo de energia e uma consequente redução do COP, conforme mostra a Figura 33.

Figura 33 – COP pela variação da frequência do compressor no ensaio E1 para diferentes comprimentos de tubos capilares



No range observado, os sistemas equipados com tubos capilares de menor comprimento tendem a uma maior eficiência energética. O consumo de energia se torna menor nesses casos, uma vez que a relação de pressão é menor.

Em relação à variação da frequência de operação, observou-se que, com exceção do sistema operando com tubo capilar de 0,95 m, todos os demais apresentam uma redução da eficiência com o aumento da frequência de operação. Esse fato também se relaciona às menores pressões de descarga e, conseqüentemente, menor relação de pressão quando operando em frequências mais baixas.

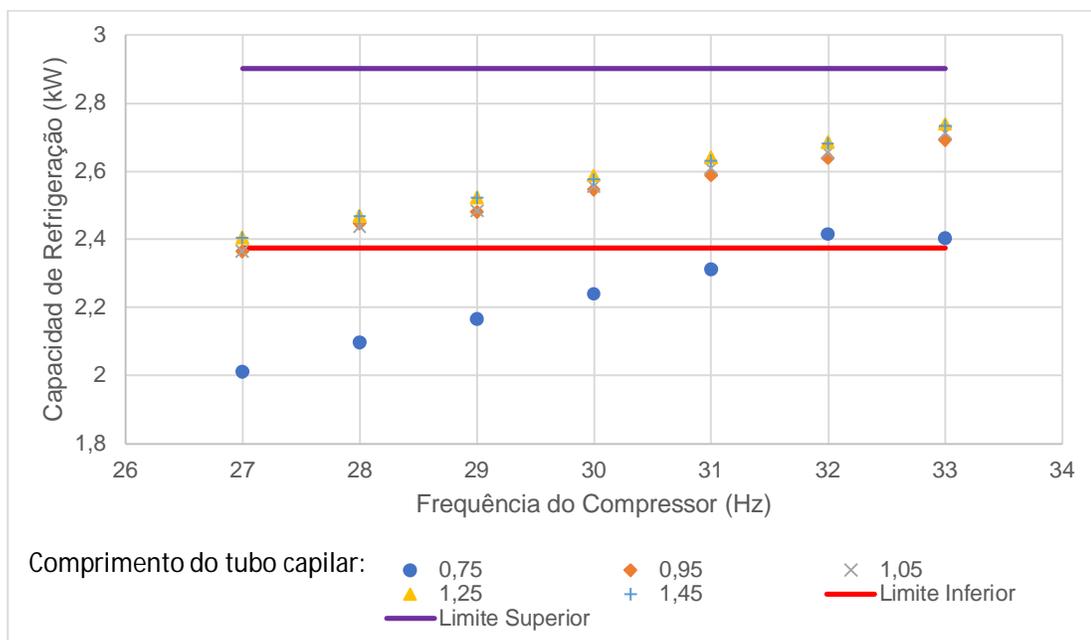
Para o sistema com tubo capilar de 0,95 m, não foi observada variação significativa na relação de pressão com a variação da frequência do compressor. Assim, a redução da capacidade não resulta em uma redução do consumo de energia significativo, reduzindo o COP quando comparado à frequência de 81Hz.

Por fim, as mais altas eficiências foram atingidas no sistema com tubo capilar de 0,75 m operando nas três frequências analisadas, seguidos do sistema com tubo capilar de 0,95 m operando em 81 Hz.

4.4 Variação de comprimento de tubos capilares e frequência do compressor no ensaio E3

Para o ensaio de carga parcial e temperatura externa de 29°C, foram realizadas análises com os mesmos tubos capilares do ensaio a carga plena e com a variação da frequência de operação do compressor. A Figura 34 mostra as capacidades de refrigeração obtidas para cada sistema nas frequências de 27 a 33Hz. Assim como observado no ensaio E1, a capacidade de cada sistema se eleva com o aumento da frequência de trabalho, uma vez que há um incremento na vazão mássica disponibilizada aos trocadores de calor.

Figura 34 – Capacidade de refrigeração pela frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares

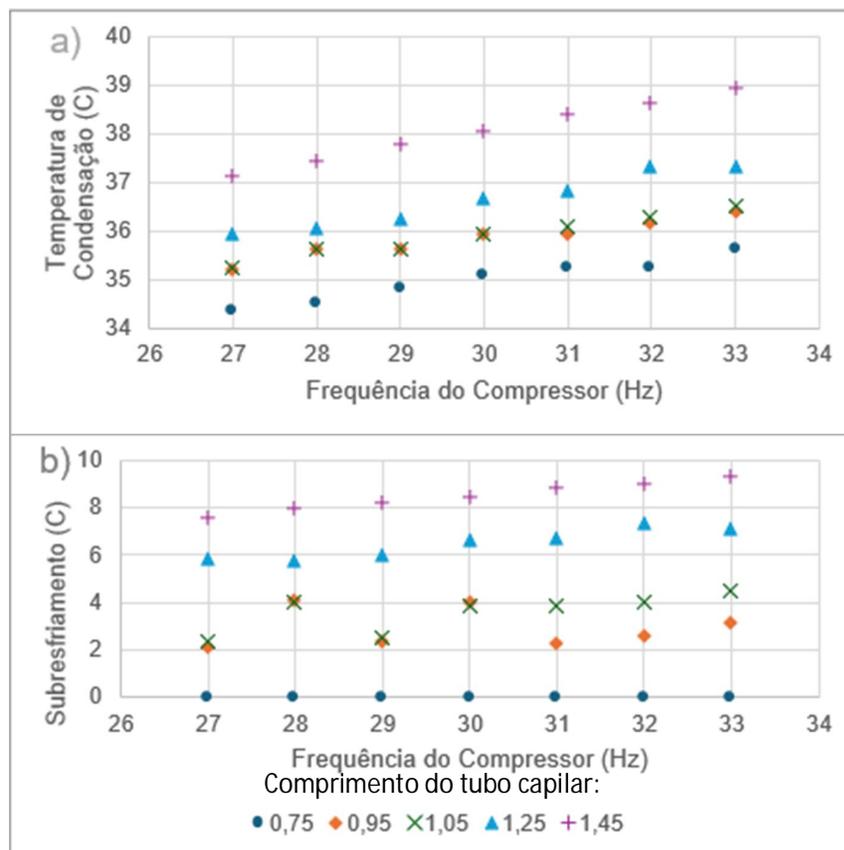


Na frequência de 27 Hz, apenas os tubos capilares de 1,25 m e 1,45 m são capazes de atingir uma capacidade de refrigeração acima do limite previsto na portaria. Com a redução da vazão mássica do refrigerante há uma redução na pressão de condensação e uma redução da capacidade de troca térmica do condensador, uma vez que a temperatura de condensação será menor.

Assim, os tubos capilares de menor comprimento tem reduzido o subresfriamento ou mesmo podem não ser capazes de condensar todo o fluido refrigerante no condensador. O sistema com tubo capilar de 0,75 m, só consegue

atingir as capacidades acima do limite inferior da norma com frequências acima de 32 Hz. A Figura 35 a) mostra a temperatura de condensação para cada sistema nas diferentes frequências analisadas enquanto a b) mostra o subresfriamento atingido. A temperatura de condensação do sistema com o tubo capilar de 0,75 m fica abaixo dos 35 °C para o range de frequências 27 a 29 Hz, gerando um aumento de vazão de refrigerante. Uma vez que a capacidade do condensador é proporcional à diferença de temperatura do fluido refrigerante e do ar, que para o ensaio E3 é de 29°C, a capacidade de troca térmica do condensador é reduzida, não sendo capaz de realizar a condensação completa do refrigerante e assim não há subresfriamento. A temperatura de condensação desse sistema aumenta para frequências mais altas, o que aumenta a capacidade de condensação. Entretanto, o sistema segue sem subresfriamento visto a maior vazão mássica de refrigerante.

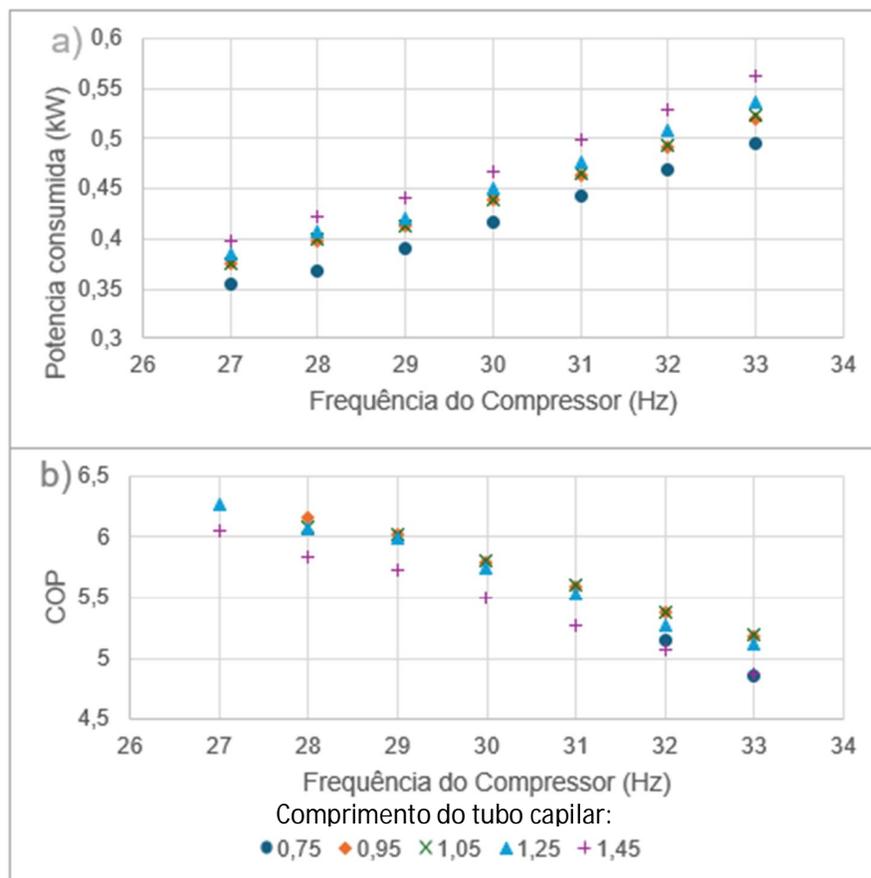
Figura 35 - Temperatura de condensação e subresfriamento pela variação da frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares



Os sistemas com tubos capilares mais longos também têm a temperatura de condensação aumentada com o aumento da frequência de trabalho do compressor. Esse efeito ocorre, pois, uma vez que a vazão mássica de refrigerante disponibilizada pelo compressor aumenta, é necessária uma maior pressão na entrada do tubo capilar para que a vazão que flui por esse tubo se iguale à vazão disponibilizada pelo compressor. Uma maior temperatura de condensação no sistema permite uma maior troca de calor no condensador e um maior subresfriamento. Esse efeito beneficia a capacidade de refrigeração dos sistemas, permitindo que trabalhem em frequências de operação do compressor mais baixas e ainda dentro do limite de capacidade da norma que é de 45%.

Por fim, a Figura 36 a) apresenta a potência consumida para cada sistema nos ranges de frequência analisados e, na Figura 36 b), o COP de cada sistema que atingiu capacidade acima do limite inferior da norma.

Figura 36 – Potência de consumo e COP pela variação da frequência de operação do compressor no ensaio E3 para diferentes comprimentos de tubos capilares



Assim como no ensaio E1, o consumo energético é maior para sistemas com tubos capilares mais longos uma vez que há um maior trabalho de compressão visto que a pressão de condensação é mais elevada. Também há um acréscimo no consumo com a variação da frequência de operação já que 1) uma maior vazão mássica de refrigerante é disponibilizada e 2) uma maior pressão de condensação se faz necessária para que essa maior vazão mássica disponibilizada pelo compressor seja capaz de fluir através do tubo capilar. Entretanto, é importante observar que o consumo energético dos tubos capilares mais longos a frequências menores pode ser similar ou até mesmo inferior ao consumo de sistemas com tubos capilares mais curtos, mas operando a frequências mais elevadas.

Dessa forma, o maior COP observado foi de 6,26 e ocorre com o sistema equipado com o tubo capilar de 1,25 m de comprimento. Esse sistema foi capaz de operar a frequências inferiores aos demais tubos capilares e ainda atingir o limite de capacidade para o ensaio E3. O sistema com tubo capilar de 1,45 m, mesmo operando a 27 Hz atinge um COP de 6,08. Já a 28Hz, os sistemas com tubos capilares de 0,95 e 1,05 m atingem COPs de 6,15, e 6,08, respectivamente.

A relação de pressão desses três ensaios é muito próxima, ficando em 1,69 para o sistema com tubo capilar de 1,25 m de comprimento a 27Hz e 1,68 para ambos os sistemas com tubos capilares de 0,95 e 1,05 m. Ainda que a relação de pressão seja ligeiramente superior, a possibilidade de redução da frequência de trabalho do compressor permite uma redução no consumo de energia do sistema como um todo, elevando o COP nesse ensaio.

4.5 Avaliação do desempenho sazonal

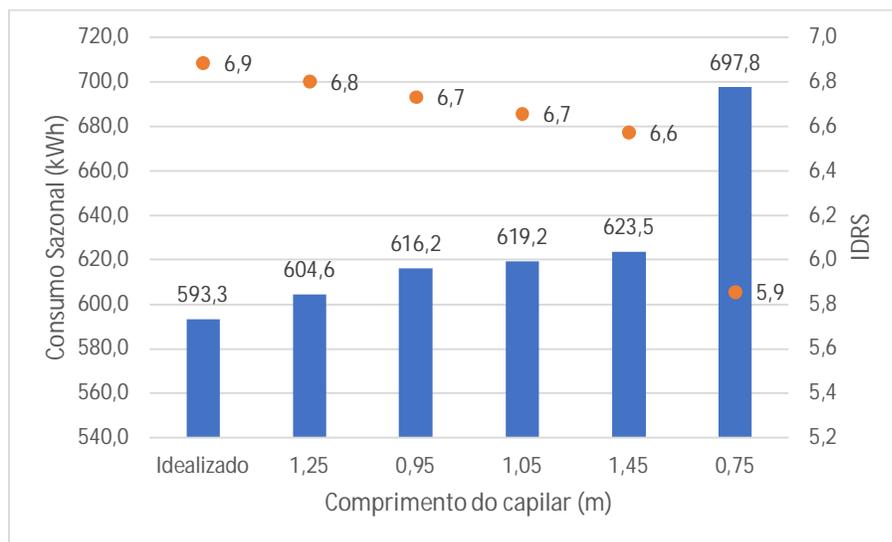
Para cada um dos sistemas, foram selecionados os resultados de maior eficiência em E1 e E3 para o cálculo do IDRS e consumo de energia sazonal conforme informado no Quadro 21. Os resultados em E2 foram estimados de forma a atender travas e tolerâncias previstos na portaria nº 269/2021 (INMETRO, 2021). Também é proposto um sistema idealizado, ou seja, que considera o resultado de maior eficiência no E1, que foi do sistema com tubo capilar de 0,75 m e o melhor resultado de E3, que foi o sistema com o tubo capilar de 1,25 m.

Quadro 22 – Dados de capacidade e COP para determinação do IDRS e do consumo energético sazonal para diferentes comprimentos de tubos capilares

Capilar	E1		E3		E2	
	Cap. (kW)	COP (-)	Cap. (kW)	COP (-)	Cap. (kW)	COP (-)
0,75	4,94	3,43	2,42	5,149	2,80	3,71
0,95	5,02	3,36	2,45	6,158	2,80	4,37
1,05	4,99	3,32	2,44	6,083	2,80	4,33
1,25	4,98	3,19	2,41	6,263	2,80	4,47
1,45	4,96	3,09	2,41	6,054	2,80	4,32
Idealizado	4,94	3,43	2,41	6,263	2,80	4,48

O consumo energético sazonal e o IDRS de cada sistema são apresentados na Figura 37. Quando analisados os sistemas simulados, o sistema equipado com tubo capilar de 1,25 m atinge o maior IDRS e, conseqüentemente o menor consumo energético sazonal. Esse sistema apresentou o maior IDRS no ensaio E3, ainda que a eficiência no ensaio E1 tenha sido apenas superior ao sistema com tubo capilar de 1,45 m.

Figura 37 – Consumo energético sazonal e IDRS para cada sistema com diferentes comprimentos de tubos capilares



O sistema com tubo capilar de 0,95 m obteve o segundo menor consumo energético sazonal, de 616,2 kWh. Esse sistema obteve uma eficiência ligeiramente inferior na análise do E3, cerca de 1,7%, mas significativamente superior na análise

do E1, sendo 5,3% superior. Ainda assim, o consumo sazonal é 1,9% superior ao sistema com tubo capilar de 1,25 m.

Esse efeito ocorre, pois, no cálculo do IDRS, detalhado no Apêndice A, 83,1% do peso do índice é dado para o sistema operando com carga igual ou inferior à carga do ensaio E3 e os dados obtidos nesse ensaio são considerados na avaliação da distribuição de temperaturas nessa faixa. Já 15,1% do peso índice correm na faixa entre a carga parcial e a nominal. Nessa faixa, os dados são obtidos da interpolação dos ensaios em cargas nominais e parciais e apenas 1,1% do peso do índice utiliza apenas o ensaio E1 como parâmetro de cálculo para as faixas de temperatura onde a carga térmica é igual ou superior à carga térmica nominal.

Priorizar a melhor eficiência no ensaio E3, ainda que leve a pequenas perdas de eficiência do ensaio E1, pode ser um caminho para obtenção de eficiências sazonais superiores e IDRS mais elevados.. Conforme mostrado, é possível que essa estratégia leve a uma deterioração no ensaio E1, mas o peso do ensaio E3 tem maior relevância no cálculo sazonal.

Por fim, ao avaliarmos o consumo energético sazonal para o sistema idealizado, ou seja, considerando os melhores resultados de cada tubo capilar em comparação ao sistema com tubo capilar de 1,25 m, há uma variação 2% no consumo energético sazonal.

Finalmente, é possível afirmar que há uma limitação da utilização dos tubos capilares como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração equipados com a tecnologia *VRF*, uma vez que os mesmos são fixos e não conseguem extrair a melhor performance dos demais componentes do sistema para as diferentes condições de operação.

Ainda que no presente trabalho o sistema idealizado tenha apresentado eficiência sazonal apenas 2% superior ao sistema com tubo capilar de 1,25 m, essa limitação deve ser observada na avaliação de tais sistemas ao considerar que 1) os aparelhos de ar condicionado possuem uma utilização de larga escala no país, onde pequenas melhorias na eficiência nos sistemas individuais podem levar a ganhos em escala na matriz energética nacional e 2) essa variação pode ser superior em outros sistemas de diferentes capacidades e características construtivas.

5 CONCLUSÕES

O objetivo principal do presente trabalho foi avaliar a performance de sistemas de refrigeração equipados com tecnologia VRF que utilizam tubos capilares como dispositivos de expansão.

Para a realização de tal análise, foram modelados matematicamente, através do *software* EES, os quatro principais componentes do sistema de refrigeração por compressão de vapor, isto é compressor, condensador, tubo capilar e evaporador.

O modelo matemático proposto foi comparado com os resultados de testes realizados em calorímetro calibrado nas três condições de ensaios previstos na portaria nº 269/2021: condições a carga plena, carga parcial e carga parcial à baixa temperatura externa. Os resultados do modelo matemático conseguiram aproximar satisfatoriamente o comportamento do sistema de refrigeração bem como prever a capacidade de refrigeração e o consumo de energia para os três ensaios realizados.

Além disso, o modelo foi capaz de avaliar o desempenho do sistema para diferentes comprimentos de tubos capilares, tanto quando avaliado à carga plena quanto à carga parcial em baixa temperatura externa. Dessa forma, o programa pode contribuir para a análise do desempenho sazonal de sistemas no contexto das condições de testes previstos na portaria nº 269/2021 para a determinação do índice de desempenho sazonal.

Quando avaliado o ensaio à carga plena, verificou-se que o aumento do comprimento do tubo capilar causa uma elevação na pressão e temperatura de condensação. Dessa forma, os sistemas conseguem mitigar eventuais impactos na capacidade de refrigeração através de uma maior troca no condensador, obtendo um maior subresfriamento. Entretanto, devido a maior relação de pressão entre a descarga e sucção do compressor, o consumo de energia aumenta com o aumento do tubo capilar e a eficiência do sistema nesse ponto diminui drasticamente. Assim, no ponto de operação de carga plena, o sistema com tubo capilar de menor comprimento, de 0,75 m, obteve a melhor performance em termos de eficiência energética.

Já nas análises realizadas à carga parcial e temperatura externas de 29°C, o sistema com tubo capilar de 1,25 m de comprimento obteve a melhor performance. Nesse caso, o sistema conseguiu atingir a capacidade de refrigeração dentro do range previsto na portaria, mas com uma menor frequência de operação em relação a

sistemas com tubos capilares de menor comprimento, o que resultou em um menor consumo energético por parte do compressor e, conseqüentemente, uma maior eficiência.

Ao analisar o consumo sazonal e o IDRS de cada um dos sistemas, pode-se concluir que o índice atribui um peso relevante ao ensaio à carga parcial e temperatura de 29°C em função do peso mais elevado para as cargas baixas na ponderação que leva ao cálculo do índice. Assim, a otimização do sistema de refrigeração para atingir o maior desempenho de eficiência nesse ensaio pode levar a índices sazonais elevados, ainda que utilizando tubos capilares.

Em contrapartida, mostrou-se que há uma limitação dos tubos capilares para o atingimento da melhor performance do sistema em diferentes condições de operação. Quando alterados os requisitos de operação, a melhor eficiência do sistema é extraída por tubos capilares de diferentes especificações. Assim, quando utilizados os melhores desempenhos para cada ensaio, é possível um incremento de 2% no consumo energético sazonal apenas no range observado.

Por fim, como sugestão de trabalhos futuros propõe-se:

- O aprimoramento das correlações para tubos capilares, principalmente quando operando em sistemas com R-32 como fluido de trabalho e que abranjam a relação de pressão do presente trabalho.
- Avaliação sazonal de diferentes sistemas utilizando dados bioclimáticos das variadas regiões do país e confrontá-los aos resultados obtidos pela metodologia prevista por esta portaria, uma vez que o IDRS, da maneira concebida na portaria nº269/2021, dá um peso elevado ao ensaio de carga parcial.

REFERÊNCIAS

ABRAHÃO, Karla Cristina de Freitas Jorge; SOUZA, Roberta Gonçalves Vieira de. Estimativa da evolução do uso final de energia elétrica no setor residencial do Brasil por região geográfica. **Ambiente Construído**, v. 21, p. 383-408, 2021. Disponível em <https://doi.org/10.1590/s1678-86212021000200532>. Acesso em: 18 Set 2022.

AHRI. Standard Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units. AHRI – Air Conditioning, Heating and Refrigerant Institute. 2004.

AMOABENG, Kofi Owura et al. Analysis of indoor set-point temperature of split-type ACs on thermal comfort and energy savings for office buildings in hot-humid climates. *Energy and Built Environment*, v. 4, n. 3, p. 368-376, 2023. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2022.02.006>. Acesso em 14 Set 2023.

ANDRADE, Angel; RESTREPO, Alvaro; TIBAQUIRA, Juan E. EER or Fcsp: A performance analysis of fixed and variable air conditioning at different cooling thermal conditions. *Energy Reports*, v. 7, p. 537-545, 2021. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.12.041> Acesso em: 10 Mai 2023.

ASHRAE. **2001 ASHRAE handbook: Fundamentals**. SI ed. Atlanta: ASHRAE: 2001.

ASHRAE. **2008 ASHRAE handbook: heating, ventilating and air-conditioning systems and equipment**. SI ed. Atlanta: ASHRAE: 2001.

BATOR, S. **Efeito de alterações de projeto no desempenho de um condicionador de ar em diferentes temperaturas**. São Leopoldo, 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UNISINOS, São Leopoldo, 2019. Disponível em: <http://www.repositorio.jesuita.org.br/handle/UNISINOS/8650>. Acesso em: 20 Set 2022.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Incropera: fundamentos de transferência de calor e de massa**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019

BEZERRA, P.; SILVA, F.; CRUZ, T.; MISTRY, M.; VASQUEZ-ARROYO, E. et al. Impacts of a warmer world on space cooling demand in Brazilian households. **Energy and Buildings**, v. 105, p. 120-134, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110696>. Acesso: 18 Set 2022.

BROCHIER, F. O. B. **Otimização de um condicionador de ar do tipo split com vazão variável de refrigerante**. São Leopoldo, 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UNISINOS, São Leopoldo, 2014. Disponível em: <http://www.repositorio.jesuita.org.br/handle/UNISINOS/4619>. Acesso em: 08 Set 2022.

CAVALLINI, Alberto et al. A new computational procedure for heat transfer and pressure drop during refrigerant condensation inside enhanced tubes. **Journal of**

Enhanced Heat Transfer, v. 6, n. 6, 1999. Disponível em <https://10.1615/JEnhHeatTransf.v6.i6.50>. Acesso em 13 Out 2023.

CAVALLINI, A. et al. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure. *International Journal of Refrigeration*, v. 32, n. 1, p. 162-174, 2009. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2008.08.004>. Acesso de 17 Set 2023.

CALM, James M. The next generation of refrigerants—Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 7, p. 1123-1133, 2008. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2008.01.013>. Acesso: 14 Out 2023.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

CHAMRA, L. M.; TAN, M.; KUNG, C. Evaluation of existing condensation heat transfer models in horizontal micro-fin tubes. *Experimental thermal and fluid science*, v. 28, n. 6, p. 617-628, 2004. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2003.10.006>. Acesso em 17 Set 2023.

CHOI, J.; KIM, Y.; KIM, J. Experimental study on the performance of an inverter heat pump with a bypass orifice. *International journal of refrigeration*, v. 24, n. 5, p. 417-427, 2001. Disponível em [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00033-5](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00033-5). Acesso em 11 Out 2023.

CHAMRA, L. M. et al. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 48, n. 7, p. 1293-1302, 2005. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.10.005>. Acesso em 18 Set 2023.

COLOMBO, L. P. M.; LUCCHINI, Andrea; MUZZIO, Adriano. Flow patterns, heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation of R134A in microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, v. 35, n. 8, p. 2150-2165, 2012. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2012.08.019>. Acesso 18 Set 2023.

DEVANDIRAN, E. et al. Influence of Electronic Expansion Valve on the Performance of Window Air Conditioner Retrofitted With R407C. *International Journal of Latest Technology in Engineering, Management & Applied Science*, v. 5, n. 4, p. 106-110, 2016. Disponível em <https://www.ijltemas.in/DigitalLibrary/Vol.5Issue4/106-110.pdf>. Acesso em 15 Out 2023.

DE MELO, C. A.; CUNHA, K. B.; SUÁREZ, G. P. S. MEPS for air conditioners in Brazil: Regulatory developments and future perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 163, p. 112504, 2022. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112504>. Acesso:06 Mai 2023.

DE OLIVEIRA, J. Diehl et al. On the nature of flow patterns and pressure drop fluctuations during flow boiling. *International Journal of Multiphase Flow*, v. 144, p. 103793, 2021. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2021.103793>. Acesso em 20 Set 2023.

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. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2007.02.001>. Acesso em 22 Set 2023.

DOMANSKI, Piotr A.; HERMES, Christian JL. An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180 return bends. **Applied thermal engineering**, v. 28, n. 7, p. 793-800, 2008. Disponível em <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431107002281>. Acesso em 26 Jun 2024

DUBBA, Santhosh Kumar; KUMAR, Ravi. Flow of refrigerants through capillary tubes: A state-of-the-art. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 81, p. 370-381, 2017. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.09.012>. Acesso em 19 Set 2023.

EL HAJAL, J.; THOME, John R.; CAVALLINI, A. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map. **International journal of heat and mass transfer**, v. 46, n. 18, p. 3349-3363, 2003. Disponível em [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00139-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00139-X). Acessado em 17 Set 2023.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Nota Técnica EPE 030/2018. Rio de Janeiro, 2018. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/nota-tecnica-epe-030-2018>. Acesso em: 19 set 2022.

ELETROBRAS. PHP 2019. Pesquisa de Posse e Habitos de Uso de Equipamentos Elétricos na Classe Residencial. 2019. Disponível em <https://eletrobras.com/pt/Paginas/PPH-2019.aspx>. Acesso em 06 Mai 2022.

ELETROBRAS. Critérios para a Concessão do Selo PROCEL de Economia de Energia a Condicionadores de ar. Disponível em: <http://www.procelinfo.com.br/main.asp?View={B70B5A3C-19EF-499D-B7BC-D6FF3BABE5FA}>. Acesso em 12 Mai 2022.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4. ed., rev. Rio de Janeiro: LTC, 1998.

GUILHERME, Í. F. et al. A review on the performance and environmental assessment of R-410A alternative refrigerants. **Journal of Building Engineering**, v. 47, p. 103847, 2022. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.103847>. Acesso em 14 Oct 2023.

GOMES, A. R.; DESCHAMPS, C. J. Análise do vazamento interno de gás sobre o desempenho de compressores de pistão rolante. In: **11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering-ENCIT**. 2006, Curitiba. Disponível em <https://www.abcm.org.br/anais/encit/2006/arquivos/Refrigeration%20ventilation%20and%20air%20conditioning/CIT06-0754.pdf> . Acesso em 10 de Novembro de 2024

GOYAL, Anurag; GARIMELLA, Srinivas. Generalized transient simulation of two-phase heat exchangers using zeotropic fluid mixtures. **International Journal of Refrigeration**, v. 105, p. 120-134, 2019. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2018.07.031>. Acesso em 15 Out 2023.

HERMES, Christian JL; MELO, Cláudio; KNABBEN, Fernando T. Algebraic solution of capillary tube flows: Part I: Adiabatic capillary tubes. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 5, p. 449-457, 2010. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.10.005> Acesso em 15 Out 2023.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). **Conheça o programa brasileiro de etiquetagem**. Rio de Janeiro, RJ 2021. Disponível em <https://www.gov.br/inmetro/pt-br/assuntos/avaliacao-da-conformidade/programa-brasileiro-de-etiquetagem/conheca-o-programa>. Acesso em: 20 Set 2022.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). **Portaria 269/2021**. Requisitos de Avaliação da Conformidade para Condicionadores de Ar.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). **Portaria 14/2006**. Regulamento Específico para Uso da Etiqueta Nacional de Conservação de Energia - ENCE.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5151**, Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance, 2017.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 16358-1**, Air-Cooled Air Conditioners and Air-To-Air Heat Pumps-Testing and Calculating Methods for Seasonal Performance Factors – Part 1: Cooling Seasonal Performance Factor, International Standards Organization, 2013.

JENSEN, Michael K.; KIM, Je H. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TURBULENT HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN INTERNALLY FINNED TUBES WITH SURFACE ROUGHNESS. In: **International Heat Transfer Conference Digital Library**. Begel House Inc., 1998. Disponível em <http://dx.doi.org/10.1615/IHTC11.2380>. Acesso em 15 Set 2023.

JIGE, Daisuke et al. Boiling heat transfer and flow characteristic of R32 inside a horizontal small-diameter microfin tube. **International Journal of refrigeration**, v. 95, p. 73-82, 2018. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.08.019>. Acesso em 16 Out 2022.

JUNG, Dongsoo; PARK, Chunkun; PARK, Byungjin. Capillary tube selection for HCFC22 alternatives. **International journal of refrigeration**, v. 22, n. 8, p. 604-614, 1999. Disponível em [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00027-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00027-4). Acesso em 27 Jun 2024.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Boca Raton: CRC Press, 1998.

KANDLIKAR, S. G.; SHOJI, M.; DHIR, V. K. **Handbook of Phase Change: Boiling and Condensation**. 1. ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999.

KLEIN, S. A. **EES - Engineering Equation Solver**. [S.l.]: F-chart Software, 2013.

KNABBEN, F. T.; RONZONI, A. F.; HERMES, C. JL. Application of electronic expansion valves in domestic refrigerators. **International Journal of Refrigeration**, v. 119, p. 227-237, 2020. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.iijrefrig.2020.07.029>. Acesso em 12 Out 2023.

KONDOU, Chieko; MISHIMA, Fumiya; KOYAMA, Shigeru. Condensation and evaporation of R32/R1234ze (E) and R744/R32/R1234ze (E) flow in horizontal microfin tubes. **Science and Technology for the Built Environment**, v. 21, n. 5, p. 564-577, 2015. <https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1023163>. Acesso em 20 Set 2023.

LAGO, T. GS et al. Effects of the electronic expansion valve and variable velocity compressor on the performance of a refrigeration system. **Advances in Energy Research**, v. 7, n. 1, p. 1-19, 2020. Disponível em: <http://doi.org/10.12989/eri.2020.7.1.000>. Acesso em 11 Out 2023.

LI, Guan-Qiu et al. Experimental investigation of condensation in micro-fin tubes of different geometries. **Experimental thermal and fluid science**, v. 37, p. 19-28, 2012. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.09.008>. Acesso em 17 de Out 2023.

LI, Houpei; TANG, Ke. A comprehensive study of drop-in alternative mixtures for R134a in a mobile air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 203, p. 117914, 2022. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117914>. Acesso em 19 Out 2023.

LI, Wenhua. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. **Applied thermal engineering**, v. 50, n. 1, p. 318-326, 2013. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.041>. Acesso em 27 Mai 2024.

LIN, Yuansheng et al. Two-phase flow heat transfer in micro-fin tubes. **Heat Transfer Engineering**, v. 42, n. 5, p. 369-386, 2021. <https://doi.org/10.1080/01457632.2019.1703076> Acesso em 19 Out 2023.

LIU, Cichong et al. Effects of charge on the performance of R290 air conditioner with different expansion devices. **Applied Thermal Engineering**, v. 140, p. 498-504, 2018. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.077>. Acesso em 11 Out 2023.

MENG, J. et al. Experimental investigation on cooling performance of multi-split variable refrigerant flow system with microchannel condenser under part load conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 81, p. 232-241, 2015. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.007>. Acesso em 14 Set 2023.

MELO, Claudio et al. Experimental study on adiabatic flow of R-22 alternatives in capillary tubes. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. 2004 Disponível em <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/704/>. Acesso em 15 Out 2023.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Secretaria do Planejamento e Desenvolvimento Energético. **Resolução Nº1 de 29 de abril de 2022**. Aprova o Novo Programa de Metas de Condicionadores de Ar. Brasília, 2022. Disponível em <https://in.gov.br/en/web/dou/-/resolucao-n-1-de-29-de-abril-de-2022-396910853>. Acesso em 12 Maio 2022.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. Secretaria de Relações Internacionais. **Programa Brasileiro de Eliminação de HCFCs-PBH. Relatório com Informações sobre Tecnologias/Equipamentos**

de Baixo GWP para Ar Condicionado Residencial Brasília, 2020. Disponível em <https://www.gov.br/mma/pt-br/assuntos/mudanca-do-clima/ozonio/relatorio-com-informaes-sobre-tecnologias-e-equipamentos-de-baixo-gwp-para-ar-condicionado-residencial.pdf> Acesso em 15 Novembro 2024.

MOTA-BABILONI, A. et al. Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, p. 1031-1042, 2017. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.216>. Acesso em 14 Out 2023.

MÜLLER-STEINHAGEN, Heck; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 20, n. 6, p. 297-308, 1986. Disponível em <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0255270186800083> Acesso em 26 Jun 2024.

OHYAMA, K.; KONDO, T. Energy-saving technologies for inverter air conditioners. **IEEJ transactions on electrical and electronic engineering**, v.3, n.2, p. 183-189, 2008. Disponível em <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/tee.20254>. Acesso em 10 Out 2023.

POTTKER, G; HRNJAK, P. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 50, p. 156-164, 2015. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003>. Acesso em 15 Out 2023.

SARNTICHARTSAK, P.; MONYAKUL, V.; THEPA, S. Modeling and experimental study on performance of inverter air conditioner with variation of capillary tube using R-22 and R-407C. **Energy conversion and management**, v. 48, n. 2, p. 344-354, 2007. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.07.005>. Acesso em 10 Out 2023.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2003

SOARES, S. L. P. **Estudo de um indicador de eficiência energética integrado para análise do desempenho de condicionadores de ar de baixa capacidade**. São Leopoldo, 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UNISINOS, São Leopoldo, 2018. Disponível em: <http://www.repositorio.jesuita.org.br/handle/UNISINOS/7325>. Acesso em: 08 Set 2022.

STOECKER, W. F; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, c1985.

THOME, John R. **Engineer Data Book III**. Lausanne: Wolverine Tube Inc, 2010.

VANAJARA, Maheshbhai; KUMAR, Ravi; KUMAR, Anil. Experimental analysis of mass flow rate for partially condensed R-32 in an adiabatic straight capillary tube. **Experimental Heat Transfer**, v. 35, n. 4, p. 455-465, 2022. Disponível em <https://doi.org/10.1080/08916152.2021.1890281>. Acesso em 26 Jun 2024.

VENTURINNI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Ed. Eletrobrás, Centrais Elétricas Brasileiras, 2005.

WANG, H. S.; ROSE, J. W. Prediction of effective friction factors for single-phase flow in horizontal microfin tubes. **International journal of refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 904-913, 2004. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.013>. Acesso em 15 Set 2023.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. New York: McGraw-Hill. 2000.

WANG, C.-C. et al. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. **International journal of heat and mass transfer**, v. 42, n. 11, p. 1945-1956, 1999. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00302-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00302-0). Acesso em 09 Set 2023.

WANG, C. C.; LIN, Y. T.; LEE, C. J. Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. **International journal of heat and mass transfer**, v. 43, n. 18, p. 3443-3452, 2000. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00375-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00375-0). Acesso em 07 SET 2023.

XAVIER, A. S. **Influencia do Clima no Desempenho Energético de Condicionador de Ar com Tecnologia VRF em Condições de Carga Parcial**. São Leopoldo, 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, UNISINOS, São Leopoldo, 2016. Disponível em: <http://www.repositorio.jesuita.org.br/handle/UNISINOS/6016>. Acesso em 11 Set 2023.

YANG, Liang; ZHANG, Chun-Lu. A generalized dimensionless local power-law correlation for refrigerant flow through adiabatic capillary tubes and short tube orifices. **International journal of refrigeration**, v. 46, p. 69-76, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.011>. Acesso em 11 Set 2023.

YUN, Rin et al. A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, n. 10, p. 2003-2010, 2002. Disponível em [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00321-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00321-0). Acesso em 18 Set 023

ZDANIUK, G. J.; CHAMRA, L. M.; MAGO, P. J. Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 32, n. 3, p. 761-775, 2008. Disponível em <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2007.09.006>. Acesso em 10 Set 2023.

APÊNDICE A – DETALHAMENTO DO CÁLCULO DO IDRS

A Norma ISO 16358-1 estabelece a metodologia de teste e cálculo de coeficientes sazonais de condicionadores de ar e bombas de calor não dutados, condicionadores de ar e bombas de calor dutados e condicionadores de ar *multi-split*, sendo esses equipamentos cobertos nas normas ISO 5151, ISO 13253 e ISO 1542.

Para unidades VRFs, a norma determina que sejam realizados dois ensaios obrigatórios. Há ainda um terceiro ensaio opcional que pode ser realizado ou aproximados com base em valores padrão conforme o Quadro 23 onde, $\phi_{ful(35)}$, $\phi_{haf(35)}$, $\phi_{min(35)}$, são as capacidades de refrigeração a carga plena, parcial e mínima com temperatura externa a 35°C, respectivamente. $\phi_{haf(29)}$ e $\phi_{min(29)}$ são as capacidades de refrigeração a carga parcial e mínimas com temperatura de outdoor a 29°C. Já $P_{ful(35)}$, $P_{min(35)}$, $P_{min(35)}$ são o consumo de energia a carga plena, parcial e mínimo com temperatura de externa a 35°C, enquanto $P_{haf(29)}$ e $P_{min(29)}$ são o consumo de energia a carga parcial e mínimo com temperatura de outdoor a 35°C.

Quadro 23 - Condições de ensaio da ISO16358-1

Ensaio	Característica	Variable	Valor Padrão
Temperatura Padrão Câmara Interna: TBS 27 °C BU 19 °C Câmara Externa: TBS 35 °C BU 24 °C	Capacidade Nominal $\phi_{ful(35)}$ (W)	■	—
	Consumo Nominal $P_{ful(35)}$ (W)		
	Capacidade Parcial $\phi_{haf(35)}$ (W)	■	—
	Consumo Parcial $P_{haf(35)}$ (W)		
	Capacidade Mínima $\phi_{min(35)}$ (W)	○	$\phi_{min(29)}/1,077$
	Consumo Mínimo $P_{min(35)}$ (W)		$P_{min(29)}/0,914$
Baixa temperatura Câmara Interna: TBS 27 °C TBU 19 °C Câmara Externa: TBS 29 °C TBU 19 °C	Capacidade Parcial $\phi_{haf(29)}$ (W)	○	$1,077 \times \phi_{haf(35)}$
	Consumo Parcial $P_{haf(29)}$ (W)		$0,914 \times P_{haf(35)}$
	Capacidade Mínima $\phi_{min(29)}$ (W)	○	—
	Consumo Mínimo $P_{min(29)}$ (W)		
■ Teste Obrigatórios ○ Teste Opcional			

Fonte: Adaptado de ISO 16358-1 (2013)

Os testes em capacidade parcial devem atingir 50% da capacidade nominal com uma tolerância de $\pm 5\%$.

A Portaria 269 (2021), tem como obrigatórios os ensaios à temperatura padrão em carga plena e em carga parcial, enquanto o ensaio à baixa temperatura é opcional. Já os testes de consumo mínimo não são considerados por essa portaria. Sendo assim, a partir desse ponto, será descrita apenas a metodologia de cálculo do índice de resfriamento sazonal, IDRS, sem considerar os ensaios de consumo mínimo, conforme descritos na norma ISO 16358-1.

O IDRS, ou *Cooling Seasonal Performance Factor*, CSPF, é a razão da carga sazonal total de resfriamento (*cooling seasonal total load*) pelo consumo de energia sazonal, C_{CSE} é o consumo de energia sazonal (*Cooling seasonal energy consumption*) definido pela Eq. (112)

$$f_{CSPF} = \frac{L_{CST}}{C_{CSE}} \quad (112)$$

Para a determinação da carga e consumo sazonal, a norma define uma distribuição binomial com diferentes pesos para diferentes temperaturas externas de operação. O Inmetro (2021) definiu que, para o caso brasileiro, a distribuição ocorra conforme o Quadro 24.

Quadro 24 - Distribuição de temperatura externa

j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
°C	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
n_j	130	167	231	271	253	226	189	149	128	111	84	60	38	22	12	5	3	1

Fonte: Inmetro (2023)

O cálculo da carga sazonal total de resfriamento requer que sejam calculadas as cargas de refrigeração L_c para cada bin de temperatura conforme a Eq. (113). Nessa equação ϕ_{full} é a capacidade nominal do produto à temperatura externa t_{100} , que por sua vez é a temperatura onde a carga atinge a capacidade nominal, ou seja, 35°C. A temperatura t_j é relativa à distribuição binomial a ser calculada e t_0 é a temperatura de carga zero e é determinada pela norma como 20°C.

$$L_c(t_j) = \phi_{full}(t_{100}) \times \frac{t_j - t_0}{t_{100} - t_0} \quad (113)$$

A capacidade plena à temperatura de distribuição, $\phi_{full}(t_j)$, é determinada pela Eq. (114). Nessa equação $\phi_{full}(35)$ é a capacidade plena medida em teste a temperatura de 35°C enquanto que $\phi_{full}(29)$ é a capacidade plena medida em teste a temperatura de 29°C ou calculada com os valores padrão do Quadro 23.

$$\phi_{full}(t_j) = \phi_{full}(35) + \frac{\phi_{full}(29) - \phi_{full}(35)}{35 - 29} \times (35 - t_j) \quad (114)$$

A mesma equação pode ser utilizada para determinação da capacidade parcial à temperatura parcial, $\phi_{full}(t_j)$. Basta que se substituam as capacidades medidas plenas pelas capacidades parciais.

Por fim, a carga sazonal total de resfriamento, L_{cst} , é calculada pela Eq. (115). Caso $L_c(t_j) \leq \phi_{full}(t_j)$ $j=1$ para m . Caso contrário, $j=1$ para n .

$$L_{cst} = \sum_{j=1}^m L_c(t_j) \times n_j + \sum_{j=1}^n \phi_{full}(t_j) \times n_j \quad (115)$$

O consumo sazonal total de resfriamento, C_{cse} , é determinado pela Eq. (116). em casos em que a capacidade mínima de refrigeração não é medida.

$$C_{cse} = \sum_{j=1}^p \frac{X(t_j) \times P_{half}(t_j) \times n_j}{F_{PL}(t_j)} + \sum_{j=p+1}^m P_{h-f}(t_j) \times n_j + \sum_{j=m+1}^n P_{full}(t_j) \times n_j \quad (116)$$

Nessa equação, para os pontos que operam abaixo do ponto de carga parcial, utiliza-se a primeira parte da equação onde P_{half} é a potência de consumo em carga parcial, $X(t_j)$ é a razão entre a carga térmica pela capacidade de refrigeração e $F_{PL}(t_j)$ é o fator de carga parcial. Para os Bins da faixa entre a carga parcial e a carga plena, P_{h-f} é a potência de operação do sistema quando a carga térmica está entre a capacidade parcial e abaixo da capacidade plena ($\phi_{half} < L_c(t_j) < \phi_{full}$). Já a terceira parte da equação refere-se às potências de consumo quando a faixa Bin é igual ou superior a capacidade plena do aparelho.

A razão entre a carga térmica pela capacidade de refrigeração, $X(t_j)$ é apresentada na Eq. (117). Nos pontos onde a carga térmica é superior a capacidade de refrigeração do aparelho, deve-se adotar $X(t_j)=1$.

$$X(t_j) = \frac{L_c(t_j)}{\phi(t_j)} \quad (117)$$

O fator de carga parcial é determinado pela Eq. (118), sendo que o coeficiente de degradação será adotado como 0,25, segundo a sugestão da norma ISO 16358-1. Observe que no caso de cargas parciais superiores à capacidade mínima de refrigeração, esse fator será sempre a unidade.

$$F_{PL}(t_j) = 1 - C_D \left(1 - X(t_j)\right) \quad (118)$$

As potências em carga plena, P_{full} , e carga parcial, P_{half} , para cada uma das temperaturas de distribuição binomial são demonstradas na Eq (119). Ao calcular a potência a carga plena, utiliza-se as potências P(35) e P(29) como os consumos de energia do aparelho a carga plena, medido no teste à temperatura externa de 35°C ou 29°C ou determinados utilizando valores padrão. O mesmo vale para a determinação da potência à carga parcial, onde os termos P(35) e P(29) devem ser substituídos pelos seus equivalentes à carga parcial.

$$P(t_j) = P(35) + \frac{P(29)-P(35)}{35-29} \times (35 - t_j) \quad (119)$$

Na faixa de operação entre a carga parcial e a carga plena, a potência de operação, $P_{h-f}(t_j)$, é determinado pela Eq. (120).

$$P_{h-f}(t_j) = \frac{L_c(t_j)}{EER_{hf}(t_j)} \quad (120)$$

onde $EER_{hf}(t_j)$ é a razão de eficiência energética à carga parcial e é determinada pela Eq. (121). Nessa equação, t_c e t_b são as temperaturas de câmara externa onde a carga térmica de refrigeração é igual a capacidade parcial e capacidade plena, respectivamente.

$$EER_{hf}(t_j) = EER_{hf}(t_c) + \frac{EER_{full}(t_b) - EER_{hf}(t_c)}{t_b - t_c} \times (t_j - t_c) \quad (121)$$

As temperaturas t_c e t_b são determinadas pelas Eq. (122) e (123), respectivamente.

$$t_c = \frac{6\phi_{full}(t_{100}) \times t_0 + 6\phi_{full}(35)(t_{100} - t_j) + 35(\phi_{full}(29) - \phi_{full}(35))(t_{100} - t_0)}{6\phi_{full}(t_{100}) + (\phi_{full}(29) - \phi_{full}(35)) \times (t_{100} - t_0)} \quad (122)$$

$$t_b = \frac{6\phi_{full}(t_{100}) \times t_0 + 6\phi_{half}(35)(t_{100} - t_0) + 35(\phi_{half}(29) - \phi_{half}(35))(t_{100} - t_0)}{6\phi_{full}(t_{100}) + (\phi_{half}(29) - \phi_{half}(35)) \times (t_{100} - t_0)} \quad (123)$$

Por fim, o $EER_{hf}(t_c)$ é a razão da capacidade à temperatura t_c pela potência à mesma temperatura. Já o $EER_{full}(t_b)$ é a razão da capacidade à temperatura t_b pela potência à mesma temperatura. Em ambos os casos, a capacidade de refrigeração à temperatura t_c ou t_b podem ser obtidas da Eq. (114) substituindo o termo t_j pela temperatura, t_c ou t_b , conforme o caso. A potência pode ser obtida de fórmula análoga, utilizando-se da Eq. (119) e substituindo o termo t_j pela temperatura, t_c ou t_b .

**APÊNDICE B – RESULTADOS DOS ENSAIOS EM CALORÍMETRO
BALANCEADO**

Parâmetro	Un.	Carga plena 35°	Carga parcial 35°	Carga parcial 29°
Capacidade	W	5024,0	2742,1	2527,8
Consumo	W	1430,8	694,4	447,3
Pressão de Sucção	kPa	1033	1205,0	1339,9
Pressão de Descarga	kPa	3018,0	2646,2	2237,0
Temperatura de Descarga	°C	83,1	56,2	43,7
Temperatura de condensação	°C	48	42,77	33,7
Temperatura de saída do condensador	°C	42,4	40,5	33,5
Temperatura de evaporação	°C	10,7	14,7	17,6
Temperatura de Sucção	°C	16,1	15,3	17,8
Frequência do Compressor	Hz	81	43	31

**APENDICE C – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS
REALIZADAS**

Variável	Unid.	Ensaio E1							
Compr. do Tubo Capilar	m	0,75	0,95	1,05	1,25	1,45	0,75	0,95	1,05
Freq. Compressor	Hz	82	82	82	82	82	80	80	80
Cap. Condensador	kW	6,403	6,475	6,527	6,568	6,598	6,295	6,39	6,404
Cap. Evaporador	kW	5,014	5,051	5,056	5,046	5,027	4,942	4,983	4,986
Potência consumida	kW	1,483	1,514	1,546	1,601	1,647	1,441	1,495	1,501
COP	-	3,382	3,337	3,271	3,151	3,052	3,43	3,332	3,321
Vazão Mássica	kg/s	0,02124	0,02109	0,02109	0,02099	0,02094	0,02088	0,02071	0,02073
Pressão de Sucção	kPa	1041	1038	1041	1042	1045	1047	1046	1048
Temp. de Sucção	°C	10,2	9,6	8,7	8,4	8,1	10,4	9,6	9,4
Pressão de Descarga	kPa	2930	2999	3070	3197	3301	2920	3044	3058
Temp. de descarga	°C	85,2	87,2	89,0	92,4	95,0	84,6	88,1	88,4
Pres. Saída Cond.	kPa	2930	2999	3070	3197	3301	2920	3044	3058
Temp. saída Cond.	°C	39,43	37,45	36,75	36,22	36,07	39,08	36,75	36,65
Pres. Entrada Evap.	kPa	1067	1063	1066	1068	1070	1072	1071	1072
Temp. Entrada Evap.	°C	7,94	7,837	7,939	7,99	8068	8,145	8,114	8,16
Variável	Unid.	Ensaio E1							
Compr. do Tubo Capilar	m	1,25	1,45	0,75	0,95	1,05	1,25	1,45	
Freq. Compressor	Hz	80	80	81	81	81	81	81	
Cap. Condensador	kW	6,453	6,483	6,355	6,423	6,465	6,506	6,511	
Cap. Evaporador	kW	4,975	4,957	4,985	5,017	5,024	5,014	4,981	
Potência consumida	kW	1,558	1,606	1,463	1,494	1,523	1,577	1,619	
COP	-	3,193	3,086	3,407	3,357	3,299	3,179	3,077	
Vazão Mássica	kg/s	0,02067	0,0206	0,02106	0,02093	0,02091	0,02082	0,02068	
Pressão de Sucção	kPa	1051	1053	1044	1042	1044	1046	1045	
Temp. de Sucção	°C	8,9	8,7	10,4	9,7	9,2	8,9	8,6	
Pressão de Descarga	kPa	3189	3301	2929	2999	3062	3187	3283	
Temp. de descarga	°C	91,7	94,6	85,0	87,0	88,7	91,9	94,5	
Pres. Saída Cond.	kPa	3189,0	3301,0	2929,0	2999,0	3062,0	3187,0	3283,0	
Temp. saída Cond.	°C	36,16	36,02	39,14	37,32	36,72	36,2	36,05	
Pres. Entrada Evap.	kPa	1075	1077	1070	1067	1069	1071	1069	
Temp. Entrada Evap.	°C	8,261	8,336	8,037	7,97	8,043	8,106	8,062	

Variável	Unid.	Ensaio E3						
Compr. do Tubo Capilar	M	0,75	0,95	1,05	1,25	1,45	0,75	0,95
Freq. Compressor	Hz	27	27	27	27	27	28	28
Cap. Condensador	kW	2,261	2,626	2,632	2,685	2,69	2,356	2,732
Cap. Evaporador	kW	2,013	2,364	2,364	2,406	2,406	2,099	2,448
Potência consumida	kW	0,354	0,375	0,376	0,384	0,397	0,367	0,398
COP	-	5,683	6,297	6,293	6,263	6,054	5,717	6,158
Vazão Mássica	kg/s	0,01004	0,00952	0,00952	0,00944	0,00941	0,01030	0,00976
Pressão de Sucção	kPa	1399	1337	1337	1330	1330	1385	1324
Temp. de Sucção	°C	18,1	16,5	16,5	16,3	16,3	17,7	16,2
Pressão de Descarga	kPa	2153	2202	2204	2241	2312	2165	2223
Temp. de descarga	°C	45,6	48,4	48,4	49,7	51,8	46,3	49,3
Pres. Saída Cond.	kPa	2153	2202	2204	2241	2312	2165	2223
Temp. saída Cond.	°C	33,9	32,8	32,5	29,8	29,3	34,1	31,2
Pres. Entrada Evap.	kPa	1403	1341	1341	1333	1333	1389	1328
Temp. Entrada Evap.	°C	18,2	16,6	16,6	16,4	16,4	17,9	16,3
Variável	Unid.	Ensaio E3						
Compr. do Tubo Capilar	M	1,05	1,25	1,45	0,75	0,95	1,05	1,25
Freq. Compressor	Hz	28	28	28	29	29	29	29
Cap. Condensador	kW	2,735	2,765	2,774	2,466	2,791	2,79	2,851
Cap. Evaporador	kW	2,438	2,469	2,468	2,166	2,481	2,485	2,523
Potência consumida	kW	0,401	0,407	0,423	0,391	0,412	0,412	0,421
COP	-	6,083	6,069	5,834	5,538	6,02	6,028	5,988
Vazão Mássica	kg/s	0,00978	0,00972	0,00968	0,01058	0,01008	0,01008	0,01000
Pressão de Sucção	kPa	1326	1320	1320	1374	1320	1319	1313
Temp. de Sucção	°C	16,2	16,1	16,1	17,5	16,1	16,0	15,9
Pressão de Descarga	kPa	2223	2247	2329	2180	2223	2223	2259
Temp. de descarga	°C	49,2	50,1	52,5	46,9	49,3	49,4	50,6
Pres. Saída Cond.	kPa	2223	2247	2329	2180	2223	2223	2259
Temp. saída Cond.	°C	31,3	30,0	29,3	34,4	32,9	32,8	30,0
Pres. Entrada Evap.	kPa	1330	1324	1324	1379	1324	1323	1316
Temp. Entrada Evap.	°C	16,3	16,2	16,2	17,6	16,2	16,1	16,0

Variável	Unid.	Ensaio E3						
Compr. do Tubo Capilar	M	1,45	0,75	0,95	1,05	1,25	1,45	0,75
Freq. Compressor	Hz	29	30	30	30	30	30	31
Cap. Condensador	kW	2,861	2,567	2,896	2,892	2,935	2,946	2,662
Cap. Evaporador	kW	2,522	2,24	2,546	2,556	2,587	2,576	2,313
Potência consumida	kW	0,441	0,416	0,439	0,440	0,450	0,468	0,443
COP	-	5,725	5,381	5,793	5,814	5,745	5,506	5,224
Vazão Mássica	kg/s	0,00997	0,01085	0,01035	0,01033	0,01026	0,01025	0,01110
Pressão de Sucção	kPa	1313	1362	1310	1309	1303	1305	1351
Temp. de Sucção	°C	15,9	17,2	15,8	15,8	15,6	15,7	16,9
Pressão de Descarga	kPa	2350	2192	2242	2241	2283	2363	2204
Temp. de descarga	°C	53,3	47,5	50,1	50,1	51,5	53,8	48,1
Pres. Saída Cond.	kPa	2350	2192	2242	2241	2283	2363	2204
Temp. saída Cond.	°C	29,3	34,6	31,7	31,7	29,8	29,4	34,8
Pres. Entrada Evap.	kPa	1316	1367	1315	1313	1307	1309	1356
Temp. Entrada Evap.	°C	16,0	17,3	15,9	15,9	15,7	15,8	17,0
Variável	Unid.	Ensaio E3						
Compr. do Tubo Capilar	M	0,95	1,05	1,25	1,45	0,75	0,95	1,05
Freq. Compressor	Hz	31	31	31	31	32	32	32
Cap. Condensador	kW	2,947	2,971	3,019	3,032	2,682	3,032	3,051
Cap. Evaporador	kW	2,587	2,609	2,641	2,629	2,416	2,639	2,654
Potência consumida	kW	0,463	0,466	0,477	0,499	0,469	0,491	0,493
COP	-	5,592	5,603	5,534	5,273	5,149	5,377	5,381
Vazão Mássica	kg/s	0,01065	0,01061	0,01054	0,01052	0,01129	0,01093	0,01089
Pressão de Sucção	kPa	1304	1301	1295	1297	1333	1297	1295
Temp. de Sucção	°C	15,6	15,5	15,4	15,4	16,4	15,4	15,4
Pressão de Descarga	kPa	2242	2251	2293	2385	2206	2255	2263
Temp. de descarga	°C	50,2	50,6	52,0	54,6	48,6	50,8	51,1
Pres. Saída Cond.	kPa	2242	2251	2293	2385	2206	2255	2263
Temp. saída Cond.	°C	33,3	31,8	29,9	29,4	34,8	33,1	32,0
Pres. Entrada Evap.	kPa	1309	1305	1300	1302	1339	1302	1299
Temp. Entrada Evap.	°C	15,8	15,7	15,5	15,6	16,5	15,6	15,5

Variável	Unid.	Ensaio E3						
Compr. do Tubo Capilar	M	1,25	1,45	0,75	0,95	1,05	1,25	1,45
Freq. Compressor	Hz	32	32	33	33	33	33	33
Cap. Condensador	kW	3,106	3,116	2,813	3,118	3,137	3,186	3,199
Cap. Evaporador	kW	2,686	2,681	2,404	2,691	2,712	2,738	2,733
Potência consumida	kW	0,509	0,529	0,495	0,520	0,523	0,536	0,562
COP	-	5,274	5,066	4,852	5,177	5,186	5,108	4,865
Vazão Mássica	kg/s	0,01081	0,01079	0,01170	0,01120	0,01116	0,01109	0,01105
Pressão de Sucção	kPa	1289	1290	1338	1290	1286	1282	1282
Temp. de Sucção	°C	15,2	15,2	16,5	15,2	15,1	15,0	15,0
Pressão de Descarga	kPa	2320	2400	2223	2267	2276	2320	2418
Temp. de descarga	°C	52,9	55,2	49,0	51,3	51,7	53,1	55,9
Pres. Saída Cond.	kPa	2320	2400	2223	2267	2276	2320	2418
Temp. saída Cond.	°C	29,7	29,4	35,1	32,9	31,7	29,9	29,4
Pres. Entrada Evap.	kPa	1294	1294	1343	1295	1291	1286	1287
Temp. Entrada Evap.	°C	15,3	15,4	16,7	15,4	15,3	15,2	15,2