

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM MODELO DE COMPRESSOR E CONDENSADOR PARA UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE GRANDE PORTE

Renato Vinícius dos Santos, renato.santos@almg.gov.br¹, Paulo Eduardo Lopes Barbieri, barbieri@cefetmg.br¹, William Moreira Duarte, Williammoreiraduarte@gmail.com², Tiago de Freitas Paulino, tiagopaulino@cefetmg.br¹

¹Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Av. Amazonas 7.675, Nova Gameleira, Belo Horizonte (MG), 30510 -000, Brasil.

²Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Av. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte (MG), 31270-901, Brasil.

RESUMO: *Os chiller's são responsáveis por uma grande parcela do consumo de energia elétrica nas edificações. O desenvolvimento de modelos matemáticos de chiller's são um fator chave para o desenvolvimento de novos projetos que busquem a melhoria na eficiência energética das plantas de refrigeração. Neste trabalho será elaborado e implementado um modelo matemático de um compressor e um condensador de um chiller resfriado a água trabalhando no modo refrigeração. A validação dos dados será realizada através de testes realizados em uma planta de refrigeração de um edifício comercial com 5.500 m² localizada na cidade de Belo Horizonte/Brasil. Para o condensador foi considerado o modelo matemático de parâmetros concentrados que avaliou as regiões de desuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento. Demonstrou que o uso das correlações de Gnielinki e Butterworth, para escoamento monofásico e bifásico, possibilitou que o erro obtido, ao se confrontar dados teóricos e experimentais ficasse na faixa de $\pm 15\%$. Para o modelo do compressor os redimentos volumétrico e global foram fixados. Observou-se que para a maioria dos pontos analisados a potência consumida no compressor e o COP, quando confrontados os dados teóricos e experimentais ficaram na faixa de $\pm 20\%$. Concluiu que os modelos matemáticos propostos podem representar o funcionamento dos componentes estudados.*

PALAVRAS-CHAVE: MODELAGEM MATEMÁTICA, VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL, CHILLER, CONDENSAÇÃO A ÁGUA

EXPERIMENTAL VALIDATION OF A COMPRESSOR AND CONDENSER MODEL FOR A LARGE REFRIGERATION SYSTEM

ABSTRACT. *Chillers are responsible for a large portion of electrical energy consumption in buildings. The development of mathematical models of chillers is a key factor in the development of new projects that seek to improve the energy efficiency of refrigeration plants. In this work, a mathematical model of a compressor and a condenser of a water-cooled chiller working in refrigeration mode will be developed and implemented. Data validation will be carried out through tests carried out in a refrigeration plant of a 5,500 m² commercial building located in the city of Belo Horizonte/Brazil. For the condenser, the mathematical model of concentrated parameters was considered, which evaluated the regions of desuperheating, condensation and subcooling. It demonstrated that the use of Gnielinki and Butterworth correlations, for single-phase and two-phase flow, allowed the error obtained, when comparing theoretical and experimental data, to be in the range of $\pm 15\%$. For the compressor model, the volumetric and global yields were fixed. It was observed that for most of the points analyzed, the power consumed in the compressor and the COP, when comparing*

theoretical and experimental data, was in the range of $\pm 20\%$. He concluded that the proposed mathematical models can represent the functioning of the components studied.

KEYWORDS: MATHEMATICAL MODELING, EXPERIMENTAL VALIDATION, CHILLER, WATER
CONDENSATION

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas observou-se no mundo um crescimento no consumo de energia elétrica para aplicações de refrigeração e ar condicionado. O aumento dos padrões de conforto e as mudanças nas características e tendências arquitetônicas das edificações contribuíram para o aumento dos valores de carga térmica nos ambientes (Martinez,2015). Espera-se que entre 2020 e 2050 haverá um crescimento de 300% no número de aparelhos de ar condicionado que representará cerca de 37% do crescimento da demanda de eletricidade no mundo (OECD/IEA,2018).

Os chiller's são amplamente utilizados nos sistemas de ar condicionado representando grande proporção do consumo de energia elétrica nas edificações (Zhang,2022). A previsão real do desempenho funcional e energético de um chiller por simulação computacional é uma importante ferramenta para definir a sua aplicabilidade em projetos que visam otimizar energeticamente plantas e equipamentos.

A escolha do modelo matemático a ser usado é um fator preponderante para o sucesso das avaliações. Modelos eficientes de chiller devem contemplar as influências das variações dos parâmetros de controle reproduzindo com fidelidade o comportamento do equipamento nas diversas condições de operação. O modelo deve ser validado tanto por dados de teste de laboratório quanto preferencialmente por dados de operação real devendo ser consistentemente bom em termos de capacidade de previsão (Fu,2003).

Dentro da literatura destacam-se alguns trabalhos de modelagem de chiller's. Browne et al. (2002) apresentaram um modelo de sistema simples baseado na abordagem de parâmetros concentrados para estudar os transientes de inicialização e carregamento de um chiller de parafuso resfriado a água. Algumas simplificações especiais foram feitas nos modelos de componentes, o refrigerante nos trocadores de calor foi tratado como quase estático. Os resultados obtidos por meio do modelo matemático proposto não foram validados experimentalmente sendo comparado com os resultados apresentados em literatura. Bendapudi et al. (2002) apresentaram um modelo de sistema para um chiller resfriado a água baseado no método de volumes finitos. Os transientes de inicialização e um tipo de transiente típico de mudança de carga foram estudados. O modelo não foi validado experimentalmente sendo comparado com os resultados apresentados em literatura. Wei et al. (2008) apresentaram um modelo matemático de um chiller de parafuso resfriado a ar para auxiliar em um projeto de um controlador otimizado. Os autores apresentaram um modelo econômico e um modelo não econômico que podem ser alternados durante a operação. O modelo apresentado foi validado

experimentalmente a partir de uma planta real que previu os transientes do chiller com um erro na faixa de 15% a 20%. Tian et al. (2018) apresentaram um modelo neural artificial (RNA) desenvolvido sob condições de operação local para um chiller resfriado a ar. Um algoritmo de retro propagação foi aplicado para estabelecer o coeficiente de desempenho. O erro entre os resultados previstos e os dados experimentais ficou na faixa de 9,0%. Cleison et al. (2020) apresentaram um modelo que foi usado para projetar um sistema de refrigeração com estrutura geométrica reduzida para comparar o desempenho ambiental, energético e exegético dos gases R290, R1234yf, R744 com R134a. Os resultados obtidos por meio do modelo matemático proposto não foram validados experimentalmente sendo comparado com os resultados apresentados em literatura ficando dentro do intervalo dos valores obtidos pelos autores. O resumo dos trabalhos identificados é apresentado no Quadro 1.

QUADRO 1. Resumo dos trabalhos relevantes encontrados na literatura.

Autor	Tipo/modelo	Equipamento	Tipo validação	Erro encontrado (%)
Svensson <i>et al.</i> (2000)	Parâmetros concentrados	Chiller ar	Literatura	-
Grace <i>et al.</i> (2000)	Parâmetros concentrados	Chiller água	Literatura	-
Browne <i>et al.</i> (2002)	Parâmetros concentrados	Chiller água	Literatura	-
Bendapudi <i>et al.</i> (2002)	Volumes Finitos	Chiller água	Literatura	9% a 9,8%
Wei <i>et al.</i> (2008)	-	Chiller ar	Experimental	15% a 20%
Tian <i>et al.</i> (2018)	RNA	Chiller ar	Experimental	-
Cleison <i>et al.</i> (2020)	Coeficientes e áreas	Exp. direta	Literatura	-

Fonte: Autor

Neste trabalho será elaborado e validado experimentalmente um modelo matemático de um compressor de parafuso e um condensador tipo casco tubo a partir de uma planta real para representar o funcionamento de um chiller resfriado à água de 422kW. A validação do modelo irá subsidiar nos estudos para melhoria e otimização de plantas de refrigeração que dispõem de equipamentos similares.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1 Dispositivo experimental

O dispositivo experimental consiste em uma planta de produção e distribuição de água gelada com 844 kW de capacidade de refrigeração instalada, composta por dois chiller's com 422kW de capacidade de refrigeração. Cada chiller avaliado possui dois compressores do tipo parafuso operando com fluido refrigerante R22. A central de condensação possui três torres de resfriamento evaporativo em contracorrente com capacidade de 450kW cada. Os dados técnicos

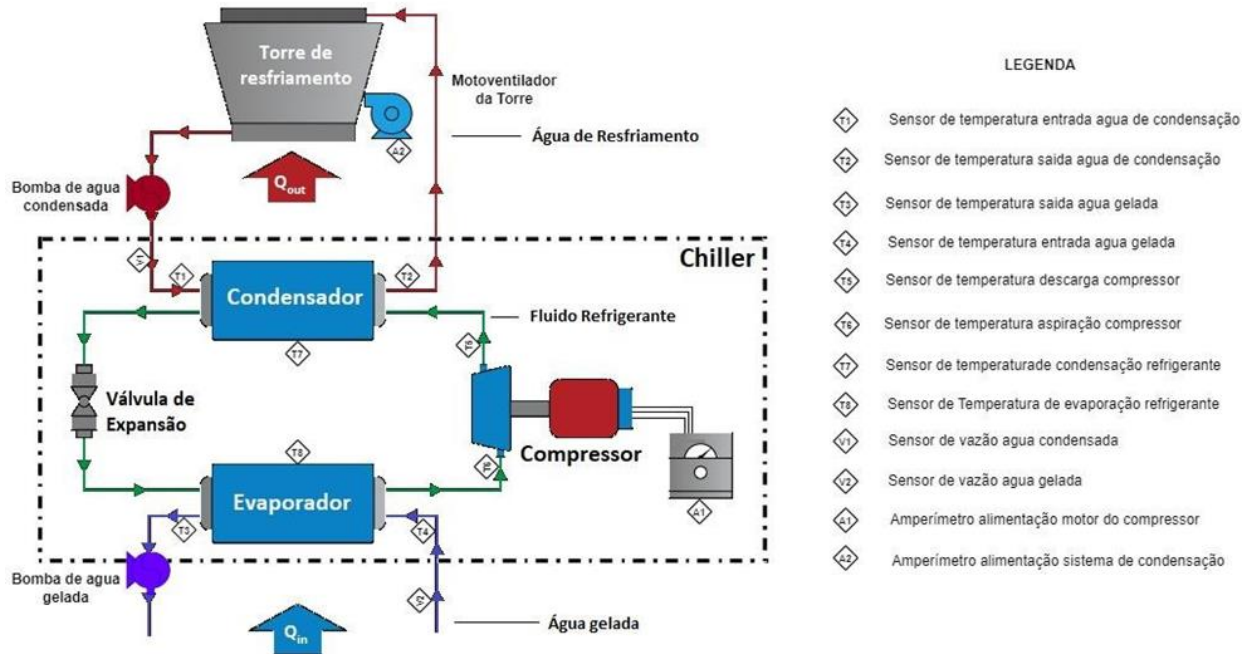
dos equipamentos são apresentados no Quadro 2. A Figura 1 apresenta o diagrama esquemático da planta de refrigeração onde são representadas as posições dos sensores para medição dos parâmetros que foram analisados. Os sensores de temperatura de entrada e saída de água gelada e os sensores de temperatura de condensação e evaporação do fluido refrigerante foram integrados ao chiller na fábrica. Os sensores de vazão volumétrica de água condensada e de água gelada já se encontravam incorporados na tubulação do sistema. Os demais sensores foram incorporados a partir de instrumentos externos instalados na planta de refrigeração particularmente para os testes. Os dados técnicos da instrumentação utilizada e os parâmetros técnicos que foram analisados nos testes estão apresentados no Quadro 3. Fotos do dispositivo experimental implementado em campo são mostradas na Figura 2.

QUADRO 2. Dados técnicos dos equipamentos e componentes da planta.

Chiller RTWA 125		Compressor de Refrigeração		Evaporador	
Refrigerante	R22	Rotação	3600 rpm	dimensões	2,3 x 0,27 metros
Carga de fluido refrigerante	32,5kg +32,5kg	Potência elétrica	60 kW	Material	Cobre
fornecimento elétrico	3 Fases-220 Volts-60 HZ	Capacidade de refrigeração	210 kW	Número de tubos	80
Corrente nominal máxima	190 Amperes	capacidade volumétrica	265 m ³ /h	Diâmetro interno do tubo	16mm
Potência elétrica	120kW	Fator de Potência	0,83	Comprimento do tubo	1,75m
Potência de resfriamento	420kW	Refrigerante	R22	Parede do tubo	1mm
Compressores/ model	2 / CHHN060	Fabricante	Trane		
Fabricante	Trane	Modelo	CHHN060G0069A		
Dados do Condensador		Torre de Refrigeração		Bomba de água de Condensação	
Dimensões	3,2 x 0,40 metros	Capacidade	128 TR	Altura Manométrica	25 mca
Material	Cobre	Vazão Volumétrica	91,0 m ³ /h	Vazão Volumétrica	91,0 m ³ /h
Número de tubos	236	Temperatura da água quente	35°C	Potência	12,5 cv
Diâmetro interno do tubo	19mm	Temperatura da água fria	25°C	Modelo	D1020
Comprimento do tubo	2,5 metros	Perda por evaporação	0,88%	Fabricante	Worthington
Parede do tubo	1mm	Perda de arrasto	0,01%	Válvula de Expansão Eletrônica	
Bomba de água gelada		Perda de carga	3 mca	Conexão de entrada	1 1/8"
Altura Manométrica	25mca	vazão volumétrica Ventilador	300 m ³ /h	Conexão de saída	1 3/8"
Vazão Volumétrica	65 m ³ /h	Fabricante	Alfaterm	Modelo	SEHI 100
Potência	25 cv	Modelo	INS-425/5/7	Fabricante	Sporlan/Parker

Fonte: Autor

FIGURA 1. Diagrama da planta de refrigeração com os pontos de medição e sensores.



Fonte: Autor

FIGURA 2. Fotos do dispositivo experimental implementado em campo, montagem da instrumentação no *chiller*.



Fonte: Autor

QUADRO 3. Dados técnicos da instrumentação implementada na planta.

PARÂMETRO MEDIDO	INSTRUMENTO	FABRICANTE	FAIXA DE MEDIÇÃO	RESOLUÇÃO	INCERTEZA EXPANDIDA (Para faixa dos valores medidos)
Temperatura da água na entrada do condensador	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura da água na saída do condensador	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura da água na entrada do evaporador	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura da água na saída do evaporador	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Vazão volumétrica água gelada	Sensor ultrassônico	Vega	0 a 1000 m³/h	1 m³/h	±6,4 m³/h
Vazão volumétrica água de condensação	Sensor ultrassônico	Vega	0 a 1000 m³/h	1 m³/h	±6,4 m³/h
Temperatura de evaporação do fluido refrigerante	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura de condensação do fluido refrigerante	PT 100	Trane	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor	PT 100	EOS	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura do fluido refrigerante na sucção do compressor	PT 100	EOS	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Temperatura do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão	PT 100	EOS	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Corrente elétrica consumida pelo motor do compressor	Alicate amperímetro	Minipa	0 a 300 A	1 A	±6,4 A
corrente elétrica consumida pela central de condensação	Alicate amperímetro	Minipa	0 a 300 A	1 A	±6,4 A
Temperatura Ambiente	PT 100	Akso	-10 a 120 °C	0,1 °C	±1,0° C
Umidade relativa	Sensor resistivo	Akso	5 a 100%	1%	±4,3%

Fonte: Autor

2.2 Metodologia

A planta de refrigeração avaliada está localizada na cidade de Belo Horizonte/Brasil sendo utilizada para climatização de um edifício comercial com 5.500 m². Foram realizados dois testes na planta de refrigeração. O teste 1 foi realizado no dia 03 de março de 2023 e o teste 2 realizado no dia 10 de março de 2023. Os dois testes ocorreram durante o horário comercial entre 8h00 às 17h00 sendo coletados os dados na planta de hora em hora. Os parâmetros ajustados na planta de refrigeração são apresentados no Quadro 4.

QUADRO 4. Parâmetros ajustados para o teste 1 e teste 2.

Parâmetros ajustados	Teste 1	Teste 2
Ponto de ajuste da temperatura da água gelada do <i>Chiller</i>	6,6 °C	6,6 °C
Pressão manométrica da água gelada	62,5 psi	62,5 psi
Carga térmica de refrigeração max / min / med	257,1 / 226,9 / 244,8 kW	196,6 / 272,3 / 230,2 kW
Ponto de ajuste da temperatura da água condensada da torre	29,5°C	27,0°C
Vazão volumétrica de água gelada	65 m³/h	65 m³/h
Vazão volumétrica da água condensada	91,0 m³/h	91,0 m³/h
Pressão manométrica de água condensada	17,0 psi	17,0 psi
Pressão atmosférica para a cidade de Belo Horizonte	688 mmHg	688 mmHg
Fator de potência do motor do compressor	0,83	0,83
Tensão de alimentação trifásica	220 Volts	220 Volts
Temperatura ambiente max / min / med	30,1 / 27,0 / 28,5°C	30,0 / 27,5 / 28,7°C
Umidade do ar max / min / med	64,0 / 50,0 / 54,8 %	64,0 / 47,5 / 53,3 %

Fonte: Autor

Durante os procedimentos foram acionados os climatizadores (Fancoil's) dos ambientes totalizando 800 kW de capacidade de refrigeração. Os dois Chiller's da planta foram acionados para suprir a demanda de refrigeração.

Observou-se entre os testes 1 e 2 uma variação pouco substancial nas condições psicométricas do ar e na carga térmica, sendo que estas variações podem ser desconsideradas para efeito de avaliação.

Os dados coletados na planta serviram de subsídio para elaboração dos modelos matemáticos do compressor e do condensador do chiller.

O chiller estudado possui dois compressores que compartilham entre si o evaporador e o condensador, desta forma para esse estudo. Em alguns experimentos os dois compressores foram acionados em paralelo, para estes casos foram considerados os valores médios dos parâmetros medidos na planta para os dois circuitos.

Para implementação do modelo matemático foi desenvolvido um programa em linguagem Python. Foi utilizada a biblioteca de propriedades termodinâmicas CoolProp (BELL et al, 2014) para o cálculo das propriedades físicas e termodinâmicas da água e do fluido refrigerante.

2.3 Modelagem do condensador

Para modelagem do condensador foram avaliadas as regiões de desuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante no condensador. Sendo implementado um modelo matemático de parâmetros concentrados. Para se obter o coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico foi utilizado a correlação de Gnielinski (Gnielinski, 1976), Equação 1. Para se obter o coeficiente de transferência de calor para o escoamento bifásico foi utilizado a correlação de Butterworth (Butterworth, 1977), Equação 2, Equação 3 e Equação 4. Para validação das correlações foram utilizados os dados técnicos construtivos do condensador e os dados coletados durante os testes.

$$h_{cond ou w} = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (1)$$

Onde $h_{cond ou w}$ é o coeficiente de transmissão de calor para o escoamento monofásico do fluido refrigerante ou da água [$W/(m^2K)$], f é o fator de atrito, Re é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl.

$$h_N = \left[\frac{1}{2} \cdot h_{sh}^2 + \left(\frac{1}{4} \cdot h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{1/2} \right]^{1/2} \cdot [N^{5/6} - (N - 1)^{5/6}] \quad (2)$$

$$h_{sh} = 0,59 \cdot \frac{k_L}{D_h} \cdot Re^{1/2} \quad (3)$$

$$h_1 = 0,728 \cdot \left(\frac{k_L}{D_h} \right) \cdot \left[\frac{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot i_{VL} \cdot D_h^3}{\mu_L \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot k_L} \right]^{1/4} \quad (4)$$

Onde h_N é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento bifásico [$W/(m^2K)$], N é o número de tubos do condensador, k_L é a condutividade térmica do líquido [$W/(m^2K)$], D_h é o diâmetro hidráulico [m], ρ_L e ρ_V são as massas específicas do líquido e do vapor [kg/m^3], respectivamente. A aceleração da gravidade [m/s^2] é indicada por g , i_{VL} é a entalpia de vaporização do fluido refrigerante [J/kg], μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido [$N.s/m^2$], T_{sat} é a temperatura de condensação e T_p a temperatura da parede (que foi considerada igual à do fluido refrigerante) em [K].

A taxa de transferência de calor no condensador é obtida pela Equação 5. Nela, $\dot{m}_{wc}$ é a vazão mássica de água no condensador [kg/s], $\dot{m}_r$ é a vazão mássica de fluido refrigerante [kg/s], $C_{p,wc}$ é o calor específico da água a pressão constante na temperatura média de entrada e saída da água do condensador [$J/(kg.K)$], ΔT_{wc} é a variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do condensador [K] e Δi_c é a diferença de entalpia no condensador [J/kg].

$$\dot{Q}_{cond,e} = \dot{m}_{wc} \cdot C_{p,wc} \cdot \Delta T_{wc} = \dot{m}_r \cdot \Delta i_c \quad (5)$$

O cálculo teórico da taxa de transferência de calor no condensador é obtido por meio da Equação 6. Onde ϵ é a efetividade do trocador de calor calculado conforme Incropera e DeWitt (2002), C_{min} é a taxa de capacidade de calor mínima no condensador [W/K], T_6 e T_{wec} são a temperatura [K] de entrada do fluido refrigerante e da água no condensador, respectivamente. O cálculo da efetividade demanda o valor do número de unidades de transferência de calor (NUT) que por sua vez necessita do produto coeficiente global de transferência de calor e área (UA), valores obtidos pela Equação 7 e Equação 8.

$$\dot{Q}_{cond,teo} = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_6 - T_{wec}) \quad (6)$$

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (7)$$

$$UA = \left[\left(\frac{1}{h_{cond} \cdot A_{rc}} \right) + \frac{\log(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot L_{tc}} + \left(\frac{1}{h_w \cdot A_w} \right) \right] \quad (8)$$

Onde A_{rc} é área de contato do fluido refrigerante nos tubos $[m^2]$, A_w é área de contato da água nos tubos $[m^2]$, D_e e D_i , são os diâmetros externo e interno dos tubos $[m]$, k_c é a condutividade térmica do material dos tubos $[W/m.k]$ e L_{tc} é o comprimento total dos tubos.

2.4 Modelagem do compressor

O chiller utilizado nesse estudo conta com uma válvula de recirculação na descarga, através da qual o controle de carga térmica é realizado. Essa recirculação do fluido refrigerante no compressor é definida pela taxa de carregamento. Em outras palavras, parte da vazão circulante pelo compressor não é direcionada aos trocadores de calor. Assim, temos uma vazão de fluido refrigerante que alcança os trocadores de calor ($\dot{m}_r$) e uma vazão imposta pelo compressor ($\dot{m}_{r1}$), sendo que a relação entre elas estabelece a taxa de carregamento do sistema (no chiller estudado variando entre 0% e 120%). A vazão mássica de fluido refrigerante circulante pelos trocadores foi determinada por meio do balanço de energia no evaporador conforme apresenta a Equação 9.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{we} \cdot C_{p,we} \cdot \Delta T_{we} = \dot{m}_r \cdot \Delta i_e \quad (9)$$

Onde $\dot{Q}_{evap}$ é a taxa de transferência de calor no evaporador $[W]$, $\dot{m}_{we}$ é a vazão mássica de água no evaporador $[kg/s]$, $C_{p,we}$ é o calor específico da água a pressão constante na temperatura média de entrada e saída da água do evaporador $[J/(kg.K)]$, ΔT_{we} é a variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do evaporador $[K]$ e Δi_e é a diferença de entalpia no evaporador $[J/kg]$.

A vazão imposta pelo compressor é calculada pela Equação 10. Onde $\dot{m}_{r1}$ é a vazão imposta pelo compressor $[kg/s]$, ρ_5 é a massa específica na aspiração do compressor $[kg/m^3]$, é a rotação do compressor $[rpm]$, V_c é o deslocamento volumétrico do compressor $[m^3]$ e η_v é o rendimento volumétrico do compressor.

$$\dot{m}_{r1} = \rho_5 \cdot N \cdot V_c \cdot \eta_v \quad (10)$$

O cálculo da potência do compressor pelo modelo matemático é então obtido pela Equação 11. Onde $\dot{W}_{c,teo}$ é a potência elétrica consumida $[W]$, i_5 e i_6 são as entalpias na descarga e aspiração do compressor $[J/kg]$, respectivamente e η_g é o rendimento global do compressor.

$$\dot{W}_{c,teo} = \frac{\dot{m}_{r1} \cdot (i_5 - i_6)}{\eta_g} \quad (11)$$

A potência consumida pelo compressor foi calculada a partir da equação do cálculo para potência trifásica (Marques, 2015) conforme mostra a Equação 12. Onde $\dot{W}_{c,exp}$ é a potência elétrica consumida $[W]$, T é a tensão de alimentação elétrica $[V]$, I é corrente elétrica consumida $[A]$ e θ é o fator de potência conforme valores preestabelecidos no Quadro 4.

$$\dot{W}_{c,exp} = \sqrt{3} \cdot T \cdot I \cdot \theta \quad (12)$$

Os cálculos dos coeficientes de desempenho, experimental (COP_{exp}) e teórico (COP_{teo}) para o *Chiller* são obtidos pelas equações Equação 13 e Equação 14, respectivamente.

$$COP_{exp} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{c,exp}} \quad (13)$$

$$COP_{teo} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{c,teo}} \quad (14)$$

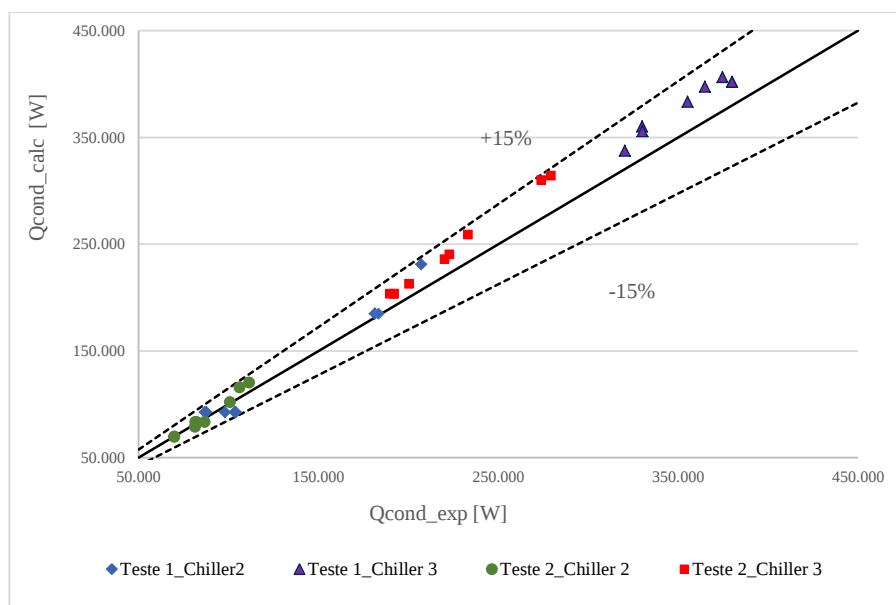
3. RESULTADOS

3.1 Validação do modelo do condensador

A validação do modelo para o condensador foi obtida a partir da comparação dos valores experimentais e teóricos, obtidos a partir do procedimento apresentado na seção 2.3 para os dois *chiller's* nos testes 1 e 2.

Na Figura 3 são apresentados os resultados referentes à validação do modelo. Os resultados indicam que os valores calculados em relação aos valores experimentais para o calor transferido no condensador ficaram dentro da faixa de erro de $\pm 15\%$. Para o modelo proposto, observa-se que os valores para a quantidade de calor transferido no condensador possuem uma variação uniforme independente da faixa de demanda do chiller, sendo que a maioria dos valores calculados se encontra acima dos valores experimentais dentro da faixa de erro.

FIGURA 3. Valores obtidos para validação do modelo do condensador para os teste 1 e 2 .



Fonte: Autor

3.2 Validação do modelo do compressor

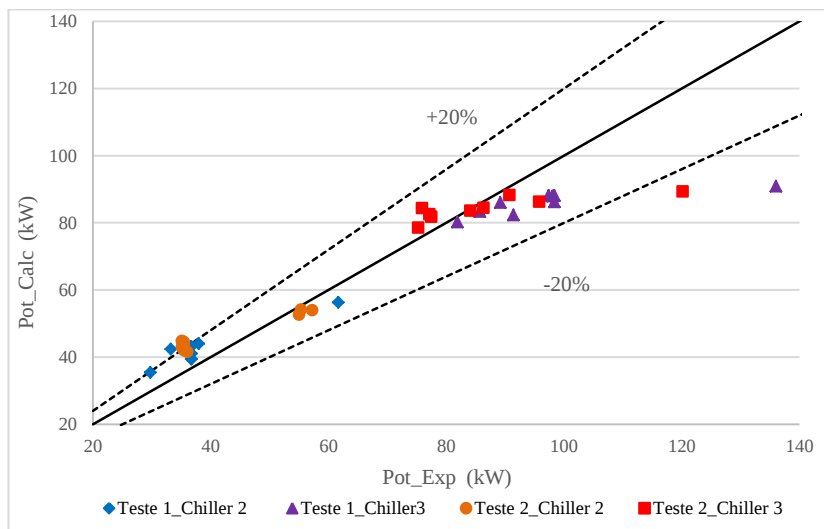
Após a validação do uso das correlações para o condensador, conforme apresentado na seção 3.1, deu-se a validação do modelo do compressor. Um esforço inicial foi realizado na busca por correlações que pudessem representar os rendimentos volumétricos e global do compressor, entretanto com o uso desse método não foi possível lograr êxito a partir dos resultados experimentais. Buscou-se então encontrar valores para os rendimentos que pudessem descrever com assertividade o comportamento do compressor. Simulações foram realizadas com diferentes rendimentos conforme apresenta o Quadro 5. O total de pontos cuja comparação entre o COP experimental e teórico estavam fora da faixa de $\pm 20\%$ foram utilizados como critério para seleção dos rendimentos volumétrico e global como critério de análise de sensibilidade. Assim, o rendimento volumétrico foi selecionado como sendo igual 0,5 e o rendimento global igual a 0,63.

Os resultados comparativos entre os valores experimentais e calculados para a potência consumida pelo compressor e COP do compressor para os dois chiller's nos testes 1 e 2 são apresentados nas Figuras 4 e 5, respectivamente.

Na Figura 4, os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais ficaram dentro da faixa de erro de $\pm 20\%$. Cinco pontos estão fora da faixa, três desses estão próximos a faixa estabelecidas e dois estão distantes dos valores estabelecidos. No modelo proposto, a melhor correlação dos resultados foi observada na faixa de potência entre 50kW e 100kW onde se encontrou o menor erro percentual. O maior erro percentual foi encontrado na faixa entre 30kW e 40kW.

Por sua vez, na Figura 5 os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais ficaram dentro da faixa de erro de $\pm 20\%$. Cinco pontos estão fora da faixa, três desses estão próximos da faixa estabelecidas e dois estão distantes dos valores estabelecidos. A melhor faixa de trabalho para o modelo proposto encontra-se entre os COP de 2,5 e 3,5 onde a melhor correlação para os resultados foi obtida.

FIGURA 4. Valores obtidos na validação do modelo para a potência consumida no compressor.



Fonte: Autor

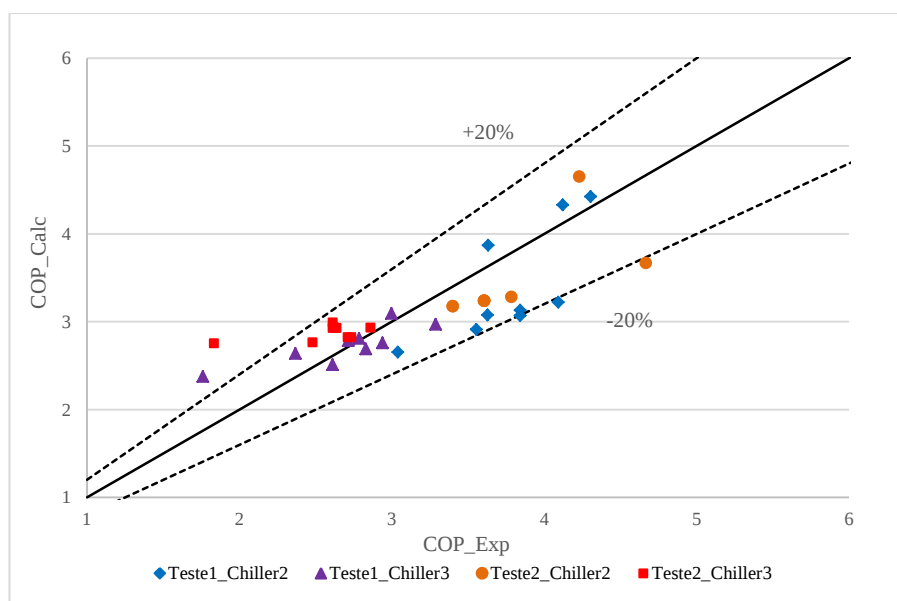
QUADRO 5. Seleção de valores para rendimentos volumétrico e global do compressor.

η_v	η_g	Teste	Chiller	COP Acima + 20%	COP Abaixo - 20%	Total de Pontos
0,5	0,8	1	3	9	0	20
0,5	0,8	2	3	7	0	
0,5	0,8	1	2	1	0	
0,5	0,8	2	2	3	0	
0,5	0,7	1	3	6	0	9
0,5	0,7	2	3	2	0	
0,5	0,7	1	2	1	0	
0,5	0,7	2	2	0	0	
0,5	0,63	1	3	1	0	5
0,5	0,63	2	3	1	0	
0,5	0,63	1	2	0	1	
0,5	0,63	2	2	0	2	
0,5	0,6	1	3	1	0	7
0,5	0,6	2	3	1	0	
0,5	0,6	1	2	0	1	
0,5	0,6	2	2	0	4	
0,5	0,5	1	3	0	0	18
0,5	0,5	2	3	0	4	
0,5	0,5	1	2	0	8	
0,5	0,5	2	2	0	6	
0,4	0,6	1	3	9	0	22
0,4	0,6	2	3	9	0	
0,4	0,6	1	2	1	0	
0,4	0,6	2	2	3	0	
0,6	0,6	1	3	0	0	14

0,6	0,6	2	3	0	0
0,6	0,6	1	2	0	8
0,6	0,6	2	2	0	6

Fonte: Autor

FIGURA 5. Valores obtidos na validação do modelo para o COP do compressor.



Fonte: Autor

4. CONCLUSÃO

Este trabalho desenvolveu-se um modelo matemático de um compressor de refrigeração tipo parafuso e um condensador tipo casco-tubo que operam em um *chiller* de 422 kW de capacidade de refrigeração em uma planta em operação de um edifício comercial de escritórios com 5.500 m² localizado na cidade de Belo Horizonte/Brasil. Para o modelo do condensador demonstrou-se que o uso das correlações de Gnielinki (fluido monofásico) e Butterworth (fluido bifásico) possibilitaram que os valores calculados para a quantidade de calor trocado no condensador em função dos valores experimentais ficassem na faixa de erro de $\pm 15\%$. E observou-se que os resultados obtidos pelo modelo se comportaram de maneira uniforme em todas as faixas de demanda do *chiller*. Para o modelo do compressor demonstrou-se que ao fixar os rendimentos volumétrico e global em 0,5 e 0,63, respectivamente resultou que a potência consumida no compressor e o COP, teórico e experimental, apresentassem, para maioria dos pontos, dentro da faixa de erro de $\pm 20\%$. Os resultados desse trabalho serão importantes para avaliar novas formas de otimização de plantas similares, bem como, para subsidiar nos estudos

para o uso de novas fontes de condensação, como a incorporação de um condensador geotérmico na planta em estudo.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

REFERÊNCIAS

BENDAPUDI,S.A.; BRAUN J.E.; GROLL,E.A. A dynamic model of a vapor compression liquid chiller. Proceedings of the 2002,International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2002

BELL, I. H.; WRONSKI,J; LEMORT.,V. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2014.

BERGMAN, T.L., INCROPERA, F.P., Dewitt, D.P., Lavine, A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons , 2011.

BROWNE., M.W.; BANSAP.K. I. Transient simulation of vapor-compression packaged liquid chillers. Int. J. Refrigeration, 2002.

BUTTERWORTH,D. Developments in the design of shell and tube condenser, ASME winter annual meeting, Atlanta, ASME Preprint, 1977.

CLEISON H.P.; WILLIAN M.D.; ROCHA, T. M.; ANTÔNIO A.M. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. International Journal of Refrigeration, 2020.

DA RIVA, E.; DEL C. D. Performance of a semi-hermetic reciprocating compressor with propane and mineral oil. Int. J. Refrig 34, 752–763, 2011.

DUPONT. folha de dados Freon 22 de acordo com a directiva CE 2001/58/CE, versão 3.4, 2006.

FU. L.; DING, G.;ZHANG C. Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor, Appl. Therm. Eng, 2003.

GORDON,J.M.; NG, K.C., A general thermodynamic model for liquid coolers; theory and experiment. Heat Recovery Syst.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng, 1976.

GRACE, I.N.; TASSOU S.A. Dynamic simulation of liquid chillers. Proceedings of the 2000 International Refrigeration Conference, Purdue, 2000.

INCROPERA, Frank P.; Dewitt, David P. Fundamentos de transferência de calor e de massa. Editora LTC, 2002.

MARTÍNEZ, J. C.; BUJEDO, A. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBrewwater absorption chiller. Renewable Energy, 2015.

OECD/IEA. The Future of Cooling Opportunities for energy efficient air conditioning. 2018.

SHAH, M.M. Comprehensive correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations. Int. J. Refrig. 67, 22–41, 2017.

SHAH, M.M. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. Int. J. Refrig. 74, 606–624, 2017.

SADIK K., HONGTAN L., ANCHASA P., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design. Fourth Edition.

SVENSSON, M.C. “Non-steady-state modeling of a water-to-water heat pump unit”. Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 2000.

TIAN C., ZIWEN X., XI P., YAFEN T. A method for COP prediction of an on-site screw chiller applied in cinema. International Journal of Refrigeration, 2018.

TRANE. Manual de operação e manutenção de resfriadores de líquido RTWA-IOM-1ª, 2007.

WEI, J.Z.; CHUN, L. Z.; Guo, L.D. Transient modeling of an air-cooled chiller. with economized compressor. Part I, Applied Thermal Engineering, 2008.

ZHANG, D.; WU, Q.B.; LI, J.P.; KONG, X.Q. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. Appl. Therm. Eng, 2014.

ZHANG, B.; SHIJUN, Y.; SHENG, W. XIAOXIAO, D.; CHUANG, W.; YAN, G. Reevaluation of empirically based electric water chiller models, 2022.