

CAPÍTULO 1

ANÁLISE DO CONTROLE DO GRAU DE SUPERAQUECIMENTO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E AQUECIMENTO

ANALYSIS OF THE OVERHEATING DEGREE CONTROL OF A THERMOSTATIC EXPANSION VALVE IN COOLING AND HEATING SYSTEMS

Arthur Pacheco Luz¹

Hélio Augusto Goulart Diniz²

Neylor Makalister Ribeiro Vieira³

Sara Isabel de Melo Resende⁴

DOI: 10.46898/rfb.9786558893479.1

¹ Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica; arthur_pacheco.luz@hotmail.com

² Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica; Centro Universitário Estácio de Sá de Belo Horizonte; Engenharias; heliougmg@gmail.com

³ Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica; neylormakalister@yahoo.com.br

⁴ Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica; sara_sidmr@yahoo.com.br

RESUMO

O grau de superaquecimento de um fluido frigorífico em um ciclo de compressão por vapor, seja ele aplicado em sistemas de refrigeração ou aquecimento, é de fundamental importância para a boa operação do compressor e bom rendimento do sistema. A refrigeração por compressão de vapor é aplicada em larga escala no condicionamento de ambientes e no resfriamento e congelamento de alimentos. O grande desafio para a indústria de refrigeração e aquecimento é reduzir o consumo de energia dos sistemas, sem comprometer a sua produtividade e a qualidade das instalações. Este trabalho tem por objetivo avaliar o controle do grau de superaquecimento no evaporador de uma máquina de refrigeração ar-ar e no evaporador solar de uma bomba de calor de expansão direta, por meio de uma válvula de expansão termostática, quando é aplicado um degrau de temperatura em seu evaporador. Um estudo sobre o comportamento dos principais parâmetros de funcionamento do sistema foi realizado e verificou-se que quando o evaporador aquece, por meio da troca de calor com o fluido secundário, a vazão de fluido frigorífico na aspiração do compressor aumenta e o grau de superaquecimento aumenta abruptamente. Então, a válvula de expansão termostática atua sobre o sistema permitindo o aumento da vazão de fluido no evaporador, diminuindo assim o superaquecimento da máquina até que um novo ponto de equilíbrio seja encontrado. Os resultados mostraram que, após ajustado o grau de superaquecimento a válvula de expansão termostática trabalha de forma efetiva na condução do ciclo de volta para a estabilidade.

Palavras-Chave: Válvula. Expansão. Termostática. Superaquecimento. Refrigeração.

ABSTRACT

The overheat degree of a refrigerant fluid in a vapor compression cycle, whether applied in cooling or heating systems, has fundamental importance for the good operation of the compressor and good performance of the system. Vapor compression cycle is applied on a large scale in air conditioning and in cooling and freezing of food. The great challenge for the cooling and heating industry is to reduce the energy consumption, without compromising their productivity and the quality of installations. This work aims to evaluate the control of the overheat degree in the evaporator of an air-air cooling machine and in the solar evaporator of a direct expansion heat pump, through a thermostatic expansion valve when there is a rapid change of temperature in evaporator. A study on the behavior of the main operating parameters of the system was carried out and as a result it was shown that when the evaporator heats up, through the exchange of heat with the secondary fluid, the refrigerant flow in the compres-

sor suction increases and the overheating degree abruptly increases. Then, the thermostatic expansion valve acts allowing the system to increase the flow of fluid in the evaporator, thus decreasing the overheating of the machine until a new equilibrium point is reached. The results showed that, after adjusting the overheating degree, the thermostatic expansion valve works effectively driving the cycle back to stability.

Keywords: Valve. Expansion. Thermostatic. Overheating. Refrigeration.

1 INTRODUÇÃO

A tecnologia tem desempenhado um importante papel na vida da sociedade, entretanto, antes de se tornar uma ferramenta de extrema importância para o indivíduo, foi necessário buscar outros meios que permitissem satisfazer suas necessidades, como os sistemas de refrigeração e aquecimento de ambientes, clássicos exemplos deste progresso da inovação. A primeira patente para refrigeração mecânica data de 1834 na Grã-Bretanha e se deve ao inventor americano Jacob Perkins. O princípio básico de funcionamento dos sistemas modernos continua sendo o mesmo, apresentado por Perkins, um fluido que altera do estado líquido para o gasoso, abaixando a temperatura dos objetos ao seu redor pela retirada de calor. Atualmente, a principal motivação para novas pesquisas no campo da refrigeração é a busca por melhorias deste processo, visto que a economia energética está diretamente relacionada com a efetividade e eficiência de funcionamento do mesmo e, por consequência, dos seus componentes.

Existe a necessidade contínua por obtenção de energia de forma eficiente e que não agrida o meio ambiente. A sustentabilidade energética apresenta-se como um dos grandes desafios da humanidade para este século. A sustentabilidade energética tem por objetivo garantir energia suficiente para atender às necessidades energéticas futuras de toda a população mundial. Para Nunes (2013), o grande desafio para a indústria de refrigeração é reduzir o consumo de energia dos sistemas sem comprometer sua produtividade e a qualidade das instalações. Tudo isso pois, em residências, instalações comerciais e industriais, os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados no controle da temperatura de ambientes tanto para conforto humano, promoção de boas condições de armazenamento de alimentos, processos industriais diversos e outras utilidades.

Através destes aspectos, a análise dos componentes de uma máquina de refrigeração, que obedece ao ciclo de compressão a vapor, faz-se necessária, pois, tem-se por objetivo entender o funcionamento de cada elemento do circuito e minimizar suas perdas, neste trabalho iremos aprofundar no estudo de um dos componentes fundamentais de um sistema de refrigeração, a válvula de expansão termostática.

Uma válvula de expansão termostática atua no sentido de controlar a temperatura na saída do evaporador, permitindo o superaquecimento deste fluido e garantindo a sua entrada como vapor superaquecido no compressor, preservando assim o equipamento (FABRIS, 2006). O valor do superaquecimento, ou seja, a diferença entre temperatura de evaporação e a temperatura do fluido na saída do evaporador é mantido em uma faixa de determinados valores. Isto porque, se por um lado é seguro manter o fluido na entrada do compressor como minimamente vapor superaquecido, para não comprometer o compressor, por outro lado, o superaquecimento exagerado diminui o rendimento do compressor, que por conseguinte, diminui o desempenho do sistema (DINIZ, 2017).

Koury *et al.* (2001) desenvolveram dois modelos numéricos para simular o comportamento transiente e de equilíbrio de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Em tais modelos, o condensador e o evaporador ficaram divididos num certo número de volumes de controle e as equações utilizadas decorreram de balanços de energia, massa e momento. A válvula de expansão e o compressor estavam modelados de acordo com modelos de estado de equilíbrio, pois tais componentes possuem uma inércia térmica muito pequena. As simulações foram executadas com o objetivo de verificar a possibilidade de controlar o sistema de refrigeração e o superaquecimento do gás refrigerante na saída do evaporador pela variação da velocidade do compressor e pela diminuição da área de secção da válvula termostática. Os gases refrigerantes aplicados em tais simulações foram o R-12 e o R-134a. Os resultados da simulação, quando comparados aos experimentais, apresentaram uma boa fidelidade, validando os modelos.

Neste estudo, será investigado o controle do grau de superaquecimento no evaporador convencional de uma máquina de refrigeração e em uma bomba de calor com evaporador solar, ambos dotados de uma válvula de expansão termostática. Será aplicado um aumento súbito de temperatura do ar na entrada do evaporador, de forma a induzir um acréscimo na temperatura de evaporação. Por conseguinte, a vazão de fluido frigorífico na entrada da válvula de expansão tende a aumentar. Em seguida a temperatura do sistema retornará ao ponto de funcionamento original. Através do experimento, estabelece-se uma busca a respeito da quantificação teórica referente ao comportamento da vazão mássica no interior e da válvula de expansão.

Finalmente, será realizado uma breve apresentação bibliográfica sobre o ciclo de refrigeração e aquecimento à compressão de vapor, dando enfoque especial ao componente de expansão do sistema, bem como realizar cálculos sobre este dispositivo, tendo como base, modelos previamente desenvolvidos e, por fim, avaliar a influência da válvula de expansão termostática dentro do ciclo quanto ao controle do grau de

superaquecimento no evaporador e na regulagem da vazão de fluido refrigerante no mesmo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Ciclo de compressão de vapor

Um sistema frigorífico, segundo Borgnakke e Sonntag, (2013), que opera segundo o ciclo de compressão a vapor, é composto indispensavelmente por um equipamento de compressão, um equipamento de expansão e dois trocadores de calor, sendo estes últimos equipamentos citados denominados, condensador e evaporador. Para se compreender o comportamento do fluido no ciclo de compressão a vapor faz-se útil a análise de um diagrama Pressão-Entalpia, como exemplifica a Figura 1, que esboça um ciclo ideal de compressão a vapor.

O ciclo inicia-se no compressor (1), sua finalidade é aumentar a pressão do fluido, absorvendo-o a baixa pressão e comprimindo-o em direção ao condensador. O processo de compressão (1) para (2) acontece de forma isentrópica no ciclo ideal apresentado, no qual o vapor saturado passa da pressão P_{evap} para pressão P_{cond} e da entalpia h_1 para h_2 , consumindo trabalho mecânico (VARGAS, 2010). Na sequência do ciclo ideal, o fluido chega ao condensador (2) e sofre o processo de condensação entre (2) e (3), cedendo calor, do fluido refrigerante para o ambiente externo, à pressão constante, passando de vapor superaquecido para líquido saturado (STOECKER E JABARDO, 2002).

O dispositivo de expansão (3) realiza uma importante função, reduzindo a pressão do fluido entre os pontos (3) e (4). Este dispositivo recebe líquido comprimido vindo do condensador e o converte em uma mistura de líquido e vapor à uma pressão inferior à de entrada, que é encaminhada para o evaporador (4). Este é um processo idealmente isentálpico, desde a pressão de condensação P_{cond} , até a pressão de vaporização P_{evap} (VENTURINI E PIRANI, 2005).

Por fim, Lima (2015), apresenta que ao final do ciclo, ocorre a evaporação do fluido no evaporador, entre os pontos (4) e (1) da Figura 1. O fluido recebe calor do ambiente externo e passa, desde um estado bifásico, líquido-vapor, até atingir o estado de vapor saturado. Assim sendo, o fluido é encaminhado ao compressor (1), fechando o ciclo. Então, um ciclo de refrigeração absorve calor através do evaporador, e cede calor por meio do condensador.

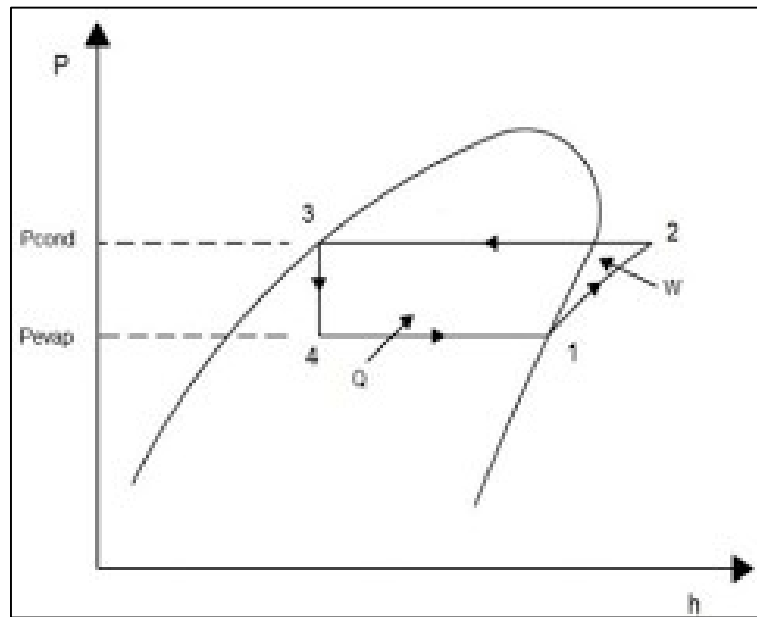


FIGURA 1. Diagrama P-h de um ciclo ideal de refrigeração. Fonte: Mandal e Roy (2014).

Entretanto, Barbosa e Medeiros, (2009) demonstram que o ciclo descrito, referente a Figura 2, é um ciclo ideal, e neste não é levado em consideração grau de superaquecimento na saída do evaporador, subresfriamento na saída do condensador, tampouco as perdas de carga nos trocadores de calor e perdas de eficiência no compressor. Na prática, a entrada do fluido no compressor é representada na região de superaquecimento (pontos 1-1'), de acordo com a Figura 2, que retrata as principais diferenças entre o ciclo real e teórico de refrigeração por compressão de vapor. Determinado aumento de temperatura visa assegurar que o fluido entre totalmente no estado de vapor, garantindo a segurança e o funcionamento do compressor. Outra diferença é o subresfriamento (pontos 3-3') do refrigerante na saída do condensador, sendo um processo muito importante, pois evita que haja vapor na saída do condensador. (STOECKER E JONES, 1985).

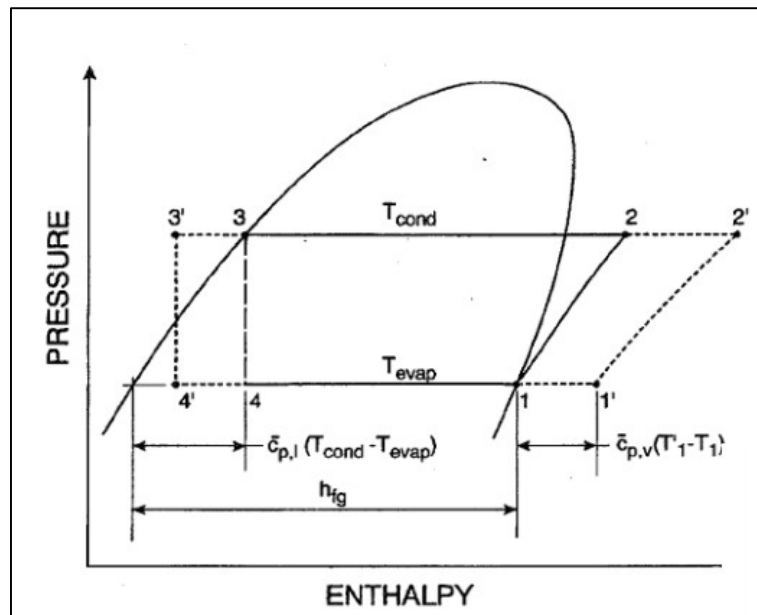


FIGURA 2. Diferenças entre o ciclo ideal e o real. Fonte: Barbosa e Medeiros (2009).

2.2 Válvula de expansão termostática (VET)

De acordo com Lima (2015), a capacidade volumétrica do compressor, a vazão mássica de refrigerante e a potência de compressão são parâmetros dependentes das pressões de evaporação e condensação. Diante disso, os dispositivos de expansão exercem um papel importante no equilíbrio destas pressões, sendo fundamentais para o melhor desempenho do ciclo. Assim sendo, um componente deste ciclo que denota certas peculiaridades é a válvula de expansão termostática (VET), simbolizada pela Figura 3. Ela desempenha a imprescindível função de regular o fluxo de refrigerante para o evaporador, de forma a manter, na saída do evaporador, um superaquecimento aproximadamente constante. Quando o superaquecimento no final do evaporador é ampliado, em virtude do aumento da carga térmica, a válvula de expansão térmica intensifica o fluxo de refrigerante até que haja uma normalização no nível de superaquecimento. O inverso também acontece e, com isso o evaporador permanece ativo em praticamente todas as condições operacionais.

De acordo com Mesquita (2009), a válvula de expansão altera a vazão de refrigerante na entrada do evaporador em função da taxa de evaporação. Sempre que ocorrer um superaquecimento no evaporador, a temperatura na saída do evaporador sobe, causando aumento na temperatura do bulbo. O fluido contido no interior do bulbo expande e força o diafragma para baixo, causando abertura da válvula. Com o aumento da vazão na válvula de expansão, e, conseqüentemente, no evaporador, o grau de superaquecimento inicial é reestabelecido.

Stoecker e Jones (1985) afirmam que uma das funções da válvula de expansão termostática é manter aproximadamente constante a quantidade de refrigerante líquido dentro do evaporador. Se a quantidade de líquido diminui, a temperatura do fluido na saída do evaporador aumenta, uma vez que o vapor fica exposto a uma maior área de troca térmica no evaporador. O aumento de temperatura do vapor superaquecido implica em um aumento de pressão no bulbo que, por sua vez, empurra o diafragma e consequentemente, causa a abertura da válvula.

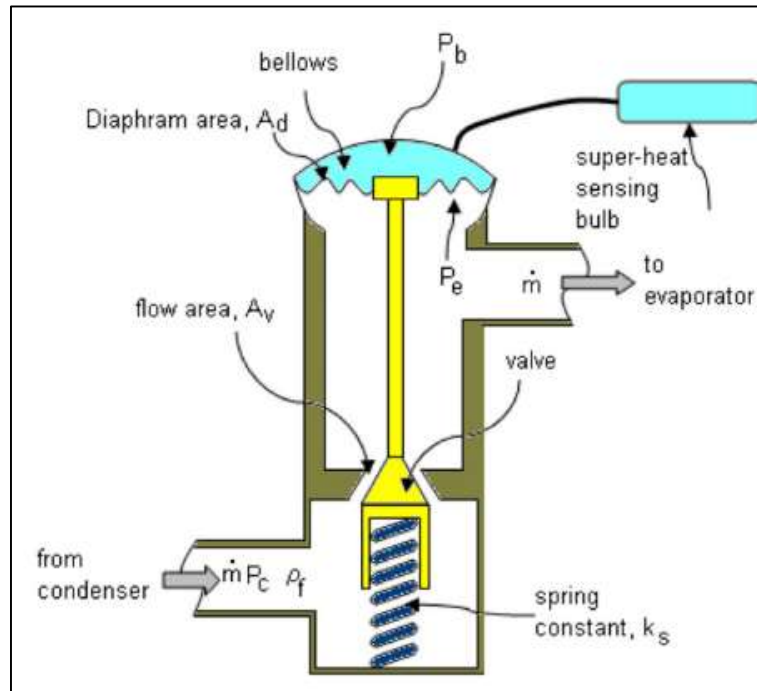


FIGURA 3. Diagrama de uma válvula de expansão termostática (VET). Fonte: Eames *et al.* (2014).

2.3 Modelagem matemática da VET

Koury *et al.* (2001) descreveram em seu trabalho as equações que determinam a vazão mássica na saída da válvula de expansão (entrada do evaporador) e na aspiração do compressor (saída do evaporador). A Equação 1 relaciona a vazão na entrada do compressor, já a Equação 2 trata do rendimento volumétrico do compressor e a Equação 3 apresenta a vazão imposta pela válvula termostática.

$$\dot{m}_{comp} = NV\rho_{asp}\eta_v \quad (1)$$

$$\eta_v = 1 + \left[c - c \left(\frac{P_{cond}}{P_{ebul}} \right)^{\frac{c_v}{c_p}} \right] \quad (2)$$

$$\dot{m}_{exp} = C_d \sqrt{(P_{cond} - P_{ebul})\rho_{ent}} \quad (3)$$

Onde \dot{m}_{comp} , N , V , ρ_{asp} e η_v são, respectivamente, a vazão mássica no compressor, rotação do compressor, capacidade volumétrica do compressor, massa específica do refrigerante na aspiração do compressor e rendimento volumétrico do compressor. Na sequência, c , P_{cond} , P_{ebul} , cv e cp são, respectivamente, o coeficiente de espaço morto do compressor, pressão de condensação, pressão de ebulição, calor específico a volume constante e calor específico a pressão constante do refrigerante. Por fim, \dot{m}_{exp} é a vazão mássica imposta pela válvula de expansão, C_d é a constante característica da válvula de expansão (produto entre a seção de passagem e um coeficiente adimensional de atrito) conhecida como coeficiente de descarga e ρ_{ent} é a massa específica do fluido na entrada da válvula de expansão. Estas equações foram utilizadas nos trabalhos de Machado (1995), Koury *et al.* (2001), Maia (2000), Maia (2007), Nunes (2010) e Nunes (2013).

3 METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentadas e exploradas duas bancadas utilizadas para os experimentos e obtenção de resultados sobre o comportamento da válvula termostática. Serão elas, uma bancada didática de refrigeração por compressão de vapor ar-ar que opera com fluido frigorífico R-12 e, uma bomba de calor solar de expansão direta (DX-SAHP) que opera com fluido frigorífico R-134a.

3.1 Bancada experimental de refrigeração

A máquina frigorífica utilizada nos ensaios é do tipo ar-ar. Isto significa que o fluido que troca calor com o refrigerante tanto no evaporador quanto no condensador é o ar. O fluido de trabalho utilizado nessa máquina é o diclorodifluormetano (CCl₂F₂), genericamente tratado como R-12. Todas as tubulações de fluido do banco de testes são bem vedadas e isoladas termicamente.

Os trocadores de calor que compõe uma máquina de refrigeração do tipo ar-ar possuem a função de absorver calor da fonte fria (ar), cedendo este calor à fonte quente (ar) por intermédio de um compressor. A máquina de refrigeração opera com um compressor semi-hermético. Possui um evaporador e um condensador, ambos aletados com fluxo forçado de ar. Como dispositivos de expansão, estão disponíveis um tubo capilar, uma válvula automática e uma válvula termostática. Para a medição da vazão de fluido frigorífico, o sistema conta com um rotâmetro instalado na linha de líquido. Como sistema de proteção, a bancada experimental possui um acumulador de vapor, um acumulador de líquido, um separador de óleo e um filtro secador. As Figuras 4 (vista geral) e a Figura 5 (detalhe dos componentes).



FIGURA 4. Bancada experimental (vista geral). Fonte: Luz (2021).

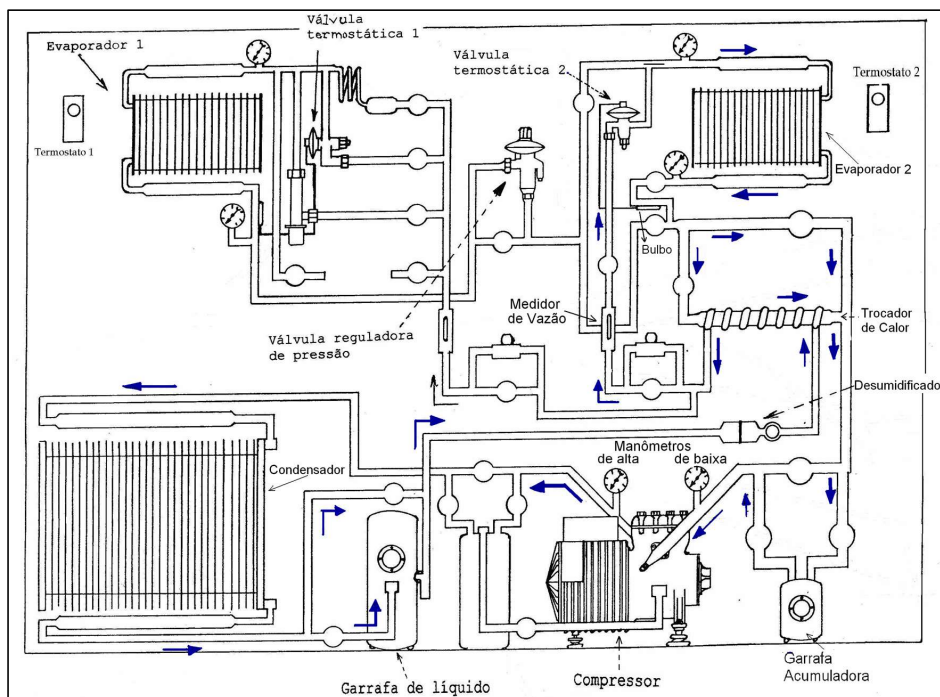


FIGURA 5. Representação esquemática do banco de ensaios. Fonte: Adaptado de Fabris (2006).

O sistema apresenta-se instrumentado com manômetros de Bourdon e termopares tipo K, localizados em pontos que permitem a estimativa das perdas de cargas e perdas ou trocas térmicas ao longo de todo o circuito.

3.2 Procedimentos experimentais máquina de refrigeração

Para a execução do experimento, com a finalidade de analisar o comportamento das variáveis influenciadas pela atuação da válvula de expansão termostática (VET), as seguintes variáveis foram mensuradas, temperatura de entrada e saída do evaporador e a vazão do fluido refrigerante. Todos os dados foram registrados em intervalos de tempo controlado. Para que os valores dos parâmetros experimentais da equação que descreve a vazão de fluido frigorífico na válvula de expansão termostática pudessem ser avaliados, foram realizados ensaios no banco de testes descrito, que envolviam o monitoramento do comportamento de algumas grandezas do ciclo da máquina frigorífica e do fluido R-12, no evaporador, ao sofrer uma variação do tipo degrau.

Essa perturbação é causada no fluido através do aquecimento do ar que atravessa o evaporador. São apresentadas, a seguir, as adaptações introduzidas no banco de testes, com o objetivo de se provocar a perturbação degrau no fluido.

O banco de testes no qual foram realizados os ensaios conta com dois evaporadores. Nos ensaios feitos para o presente trabalho, apenas o evaporador 2 foi utilizado (todas as válvulas do circuito que direcionam o fluido para o evaporador 1 ficaram fechadas). Os ventiladores dos evaporadores 1 e 2 são iguais, no entanto, foram feitas adaptações apenas para o evaporador 2, uma vez que apenas este foi utilizado. Uma resistência elétrica foi colocada na admissão de ar do evaporador (do tipo tubos aletados com escoamento cruzado de ar forçado por um ventilador) conforme apresenta a Figura 6, isto permitiu a execução de um sinal degrau de temperatura no evaporador, possibilitando a mudança da temperatura de evaporação do fluido. A resistência elétrica foi calculada para provocar uma elevação de 20 °C na temperatura do ar.



FIGURA 6. Montagem da resistência elétrica na bancada. Fonte: Fabris (2006).

3.3 Bancada experimental bomba de calor solar

O protótipo utilizado é uma bomba de calor que possui R134 como fluido de trabalho, conforme a Figura 7 e a Tabela 1, sendo composto por um compressor, uma

válvula de expansão termostática, um condensador do tipo inundado em formato de serpentina, um condensador do tipo coaxial, um evaporador solar, um evaporador convencional de tubos aletados com convecção forçada de ar e um reservatório térmico de água. Foram realizados ensaios apenas com a utilização do condensador inundado e do evaporador solar.

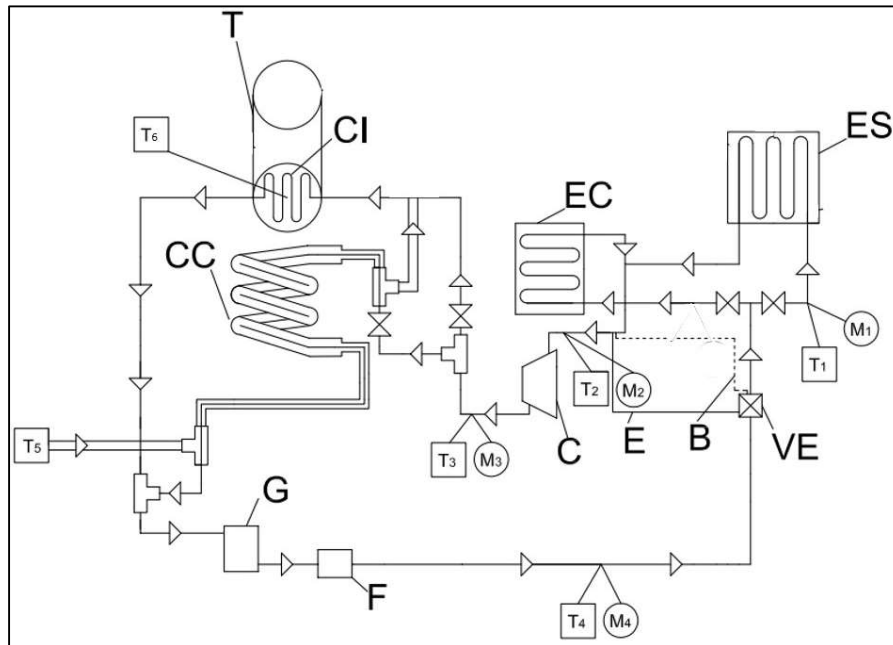


FIGURA 7. Projeto Esquemático da Bomba de Calor. Fonte: Vieira *et al.* (2018).

TABELA 1. Descrição dos Equipamentos na BDC

Legenda	Termopares
VET - Válvula de Expansão Termostática	T1 - Entrada ES
EC Evaporador Convencional	T2 - Entrada C
ES - Evaporador Solar	T3 - Entrada CI
C- Compressor	T4 - Entrada VET
CI - Condensador por Imersão	T5 - Temperatura Ambiente
CC - Condensador Coaxial	T6 - Água CI
B - Bulbo	Manômetros
G - Garrafa de Líquido	M1 - Entrada ES
E- Equalizador	M2 - Entrada C
F - Filtro Secador	M3 - Entrada CI
T - Tanque	M4 - Entrada da VET

Fonte: Adaptado de Vieira *et al.* (2018).

A máquina encontra-se instrumentada com quatro manômetros (do tipo *bourdon*), sendo dois manômetros de baixa e dois de alta pressão. Possui também seis termopares, sendo que quatro deles estão instalados próximos aos manômetros, viabili-

zando a determinação dos quatro pontos do ciclo de refrigeração. O quinto termopar é destinado à medição da temperatura ambiente e o sexto termopar é destinado à medição da água no tanque (onde se encontra o condensador inundado).

A máquina possui também um medidor de vazão na saída do condensador e um piranômetro (medição de irradiação solar - W/m^2) no plano do evaporador. Todas as medidas, exceto as pressões, são registradas em intervalos de um décimo de segundo no software LabView por meio de placas de aquisição de dados. A descrição completa do protótipo pode ser encontrada em Diniz (2017).

Para simulação do degrau de temperatura, os testes foram realizados em um dia ensolarado na cidade de Belo Horizonte - MG. Uma tenda foi utilizada, com o objetivo de encobrir o evaporador solar, simulando assim, a baixa irradiação solar. Assim que o sistema entra em operação no regime permanente (na sombra), a tenda é retirada, aumentando a intensidade de irradiação sobre o evaporador (a quantidade de calor subiu em até 9 vezes).

3.4 Procedimento experimental bomba de calor solar

Analisaram-se os comportamentos das variáveis influenciadas pela atuação da válvula de expansão termostática (VET), sendo elas, temperatura no evaporador, variação da vazão mássica no evaporador e o controle de superaquecimento no evaporador. Foi utilizada uma tenda sobre o evaporador solar, simulando assim, um dia nublado. Registraram-se as temperaturas, vazão mássica e irradiação nesta situação. Posteriormente, a tenda foi retirada fazendo com que a radiação solar sobre o evaporador aumentasse de forma expressiva (até nove vezes). Com isso, um degrau de temperatura no evaporador foi realizado, permitindo a mudança da temperatura de evaporação do fluido. Foram analisadas as variações de temperaturas na entrada e saída do evaporador e a vazão mássica em função do tempo, além das pressões de alta e baixa do sistema. Como resultado principal, têm-se gráficos representando o comportamento da vazão mássica ao longo do tempo, bem como a variação da temperatura do evaporador também em função do tempo.

4 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados encontrados nos dois modelos de experimento executados, o primeiro no sistema de refrigeração em bancada operada com o fluido R-12 e o segundo em um sistema de aquecimento de água por meio de uma bomba de calor assistida por energia solar operando com o fluido R-134a.

4.1 Resultados sistema de refrigeração

Foram registradas as variações de temperaturas na entrada T_1 (admitida como a temperatura de evaporação do refrigerante) e na saída do evaporador T_2 ao longo do tempo, bem como a vazão de refrigerante (o rotâmetro está próximo da admissão da VET), conforme demonstra as Tabelas 2 e 3, que reproduzem, respectivamente, os valores aferidos com a resistência elétrica ligada e desligada.

TABELA 2. Dados mensurados com a resistência elétrica ligada.

Tempo (s)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	ΔT_{sa} (°C)	Vazão (kg/s)
0	4,7	8,4	3,7	0,011
10	5,3	9,9	4,6	0,010
20	5,1	12,0	6,9	0,010
30	5,0	13,7	8,7	0,010
60	5,4	15,5	10,2	0,011
90	6,2	15,0	8,8	0,011
120	6,9	14,7	7,8	0,011
150	7,5	14,7	7,1	0,011
180	8,0	14,7	6,6	0,011
210	8,4	14,8	6,4	0,012
240	8,6	14,8	6,3	0,012
270	8,8	15,0	6,2	0,012
300	9,0	15,0	6,0	0,012
330	9,0	15,0	6,0	0,012
360	9,2	15,0	5,8	0,012
390	9,2	15,0	5,8	0,012
420	9,3	15,1	5,8	0,012
450	9,3	15,0	5,7	0,011
480	9,4	15,1	5,7	0,012
510	9,5	15,2	5,8	0,012

Fonte: Adaptado de Luz (2021).

TABELA 3. Dados mensurados com a resistência elétrica desligada.

Tempo (s)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	ΔT_{sa} (°C)	Vazão (kg/s)
540	9,5	15,2	5,7	0,012
550	9,2	14,9	5,7	0,013
560	8,9	12,3	3,4	0,013
570	9,1	7,5	-1,6	0,012
600	7,3	7,1	-0,2	0,011
630	5,8	9,9	4,1	0,011
660	5,6	9,7	4,1	0,011
690	5,5	9,3	3,8	0,011
720	5,4	9,4	4,0	0,011
750	5,3	9,4	4,1	0,011
780	5,3	9,1	3,8	0,011
810	5,2	9,0	3,8	0,011
840	5,1	9,4	4,3	0,011
870	5,1	9,4	4,3	0,011
900	5,1	9,3	4,2	0,011
930	5,1	9,2	4,1	0,011
960	5,1	9,4	4,2	0,011
990	5,1	9,5	4,4	0,011
1020	5,1	9,4	4,3	0,011
1050	5,0	9,1	4,1	0,011

Fonte: Adaptado de Luz (2021).

A partir das equações apresentadas ao longo deste trabalho e com auxílio dos instrumentos presentes na bancada de testes, pode-se elaborar a Tabela 4 que sintetiza os principais resultados calculados.

TABELA 4. Parâmetros em regime permanente antes e após o degrau.

Parâmetros	Antes do Degrau	Após o Degrau	Unidades
T_{evap}	8,98	5,38	°C
T_{VET}	39,00	37,51	°C
T_{asp}	24,67	23,14	°C
T_{cond}	44,00	42,51	°C
P_{evap}	410,0	366,6	kPa
P_{cond}	1058,0	1021,0	kPa
c_v	0,5625	0,5582	kJ/kg.K
c_p	0,6692	0,6605	kJ/kg.K
ρ_{asp}	21,95	19,55	kg/m ³
ρ_{ent}	1257	1263	kg/m ³
η_{vol}	0,8782	0,8624	-
Cd	$1,688 \times 10^{-6}$	$1,466 \times 10^{-6}$	-

Fonte: Adaptado de Luz (2021).

Por fim, foram elaborados gráficos que apresentam a variação da vazão mássica do fluido refrigerante logo após a VET, apresentado pela Figura 8 e a variação das temperaturas de entrada e saída do evaporador ao longo do tempo de ensaio, apresentado pela Figura 9.

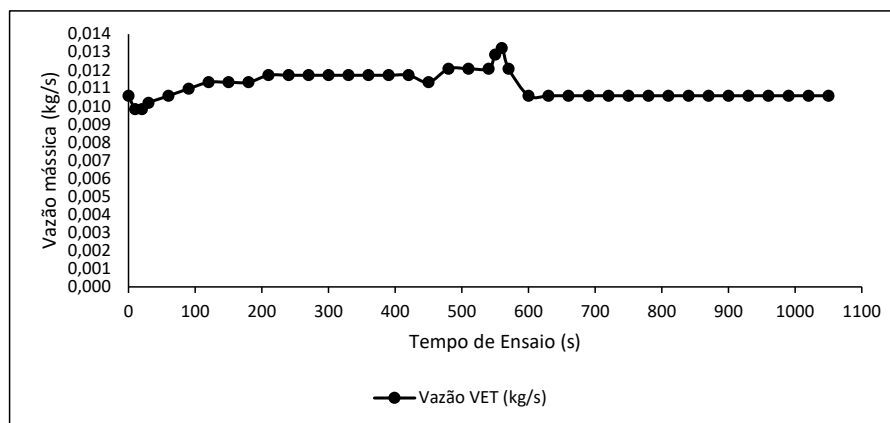


FIGURA 8. Vazão mássica de fluido refrigerante. Fonte: Luz (2021).

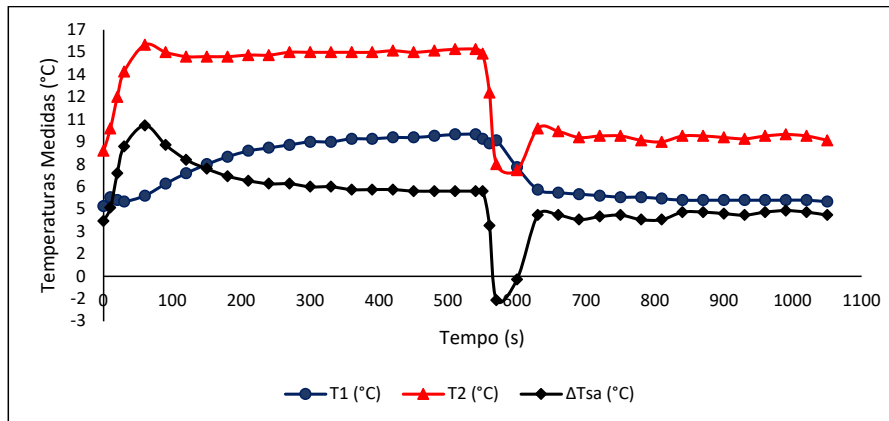


FIGURA 9. Variação das temperaturas de entrada e saída do evaporador. Fonte: Luz (2021).

Através do aumento da temperatura do fluido secundário, que envolve o evaporador, por intermédio do acionamento de uma resistência elétrica, altera-se o grau de superaquecimento, intensificando assim, a temperatura de ebulição, segundo a Figura 9. Como consequência, a vazão na entrada do evaporador diminuiu, conforme análise da Equação 3, pois a pressão de ebulição aumentou. Em seguida, com o aumento da pressão de ebulição, o rendimento volumétrico aumenta, de acordo com a Equação 2. A vazão imposta pelo compressor também aumenta, segundo a Equação 1, pois, um dos motivos é o aumento do rendimento volumétrico deste equipamento. O aumento desta vazão é retratado na Figura 7. O crescimento da pressão de evaporação também implica na diminuição do volume específico do fluido e conseqüente aumento de sua massa específica, a qual é destinada à aspiração do compressor, colaborando, assim, para aumentar a vazão imposta por este equipamento. Logo, o volume de fluido no evaporador diminuiu, o que provoca um crescimento no grau de superaquecimento. Então, o fluido de calibração presente no interior do bulbo capilar da VET atua no diafragma, ampliando a seção de passagem da válvula termostática e permitindo um suprimento de vazão em sua entrada. Sendo assim, o evaporador é preenchido com fluido refrigerante novamente, o que faz o superaquecimento diminuir, retornando para o valor de ajuste. Contudo, o grau de superaquecimento neste novo ponto de operação é o mesmo de antes da mudança no sistema.

4.2 Resultados bomba de calor solar

O teste foi realizado no mês de julho de 2018 (inverno no hemisfério sul) na parte da manhã. O céu estava limpo e ensolarado. A intensidade de irradiação chegou próxima de 1000 W/m^2 . Todos os dados, exceto das pressões, foram coletados em intervalos de tempo de 0,1. O teste durou uma hora e 34 minutos.

O experimento se inicia ligando o compressor da bomba de calor com o evaporador solar coberto pela tenda. Quando o sistema atinge o regime permanente, a tenda

é retirada e um degrau de temperatura é observado no evaporador solar, aumentando a vazão imposta pela válvula termostática. O sistema atinge um novo ponto de operação e, por fim, a tenda é recolocada na posição original, projetando sombra sobre o evaporador novamente. A Figura 10 demonstra o comportamento da vazão mássica durante este processo, lembrando que o medidor de vazão está localizado na entrada da válvula de expansão termostática, ou seja, passa apenas líquido comprimido neste instrumento.

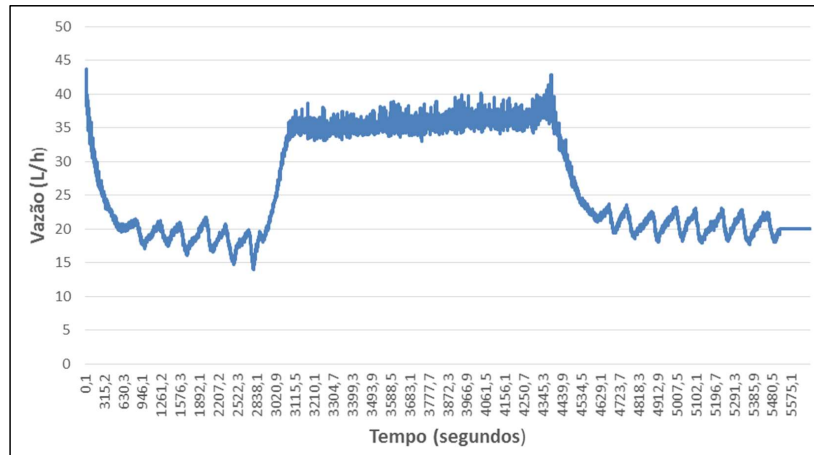


FIGURA 10. Comportamento da vazão mássica no evaporador solar. Fonte: Vieira *et al.* (2018).

Na Figura 11 é mostrada a irradiação incidente no evaporador solar nos instantes em que a tenda projeta sombra sobre o evaporador (valores próximos de 100 W/m²) e no instante em que a tenda é retirada, onde se tem valores mais altos (próximos de 900 W/m²).

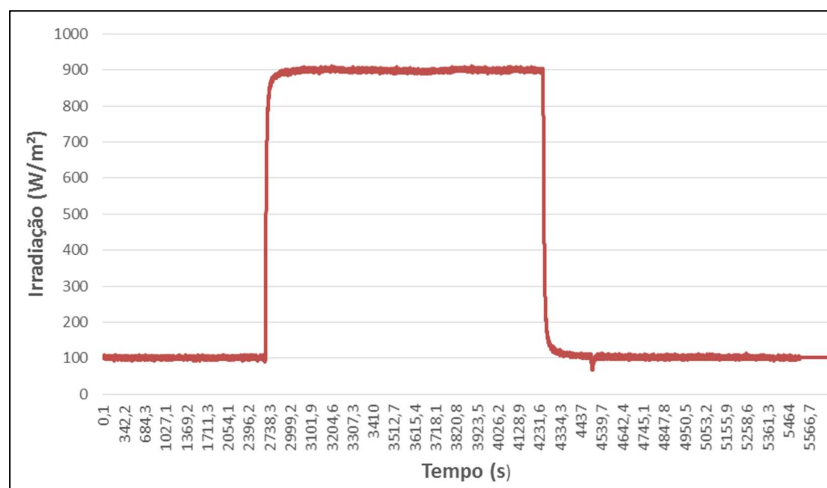


FIGURA 11. Irradiação incidente no plano do evaporador solar. Fonte: Vieira *et al.* (2018).

Por fim, a Figura 12 apresenta o comportamento das temperaturas dos quatro pontos do ciclo de refrigeração da bomba de calor. Nota-se que o perfil de variação da temperatura na entrada do compressor (T02) é similar ao perfil do fluxo de irradiação

solar (Figura 11), evidenciando o impacto que a variação desse fluxo de calor ocasiona no grau de superaquecimento do sistema.

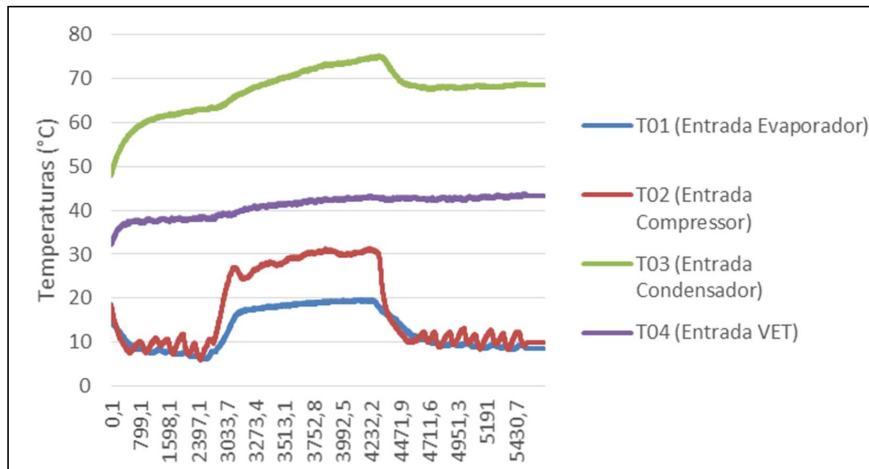


FIGURA 12. Temperaturas nos 4 pontos do ciclo da Bomba de Calor. Fonte: Vieira *et al.* (2018).

As pressões foram registradas em 3 etapas, sendo a primeira com a tenda projetando sombra no evaporador, a segunda sem a tenda com a radiação solar incidindo diretamente no evaporador e a última etapa com a tenda sendo colocada novamente na posição original. Todas as etapas foram medidas em regime permanente, ou seja, quando a máquina encontra seu ponto de operação e suas pressões encontram-se estáveis como apresentado na Tabela 5.

TABELA 5. Pressões no sistema.

Configuração	P1 [kPa]	P2 [kPa]	P3 [kPa]	P4 [kPa]
	Entrada Evap. Solar	Entrada Compressor	Entrada Condensador	Entrada VET
1ª Etapa Sombra	260,00	190,00	1.157,18	980,66
2ª Etapa Sol	460,00	330,00	1.353,32	1098,35
3ª Etapa Sombra	300,00	220,00	1.421,96	1.225,83

Fonte: Adaptado de Vieira *et al.* (2018).

A temperatura ambiente e a umidade do ar foram coletadas a partir de um termo-higrômetro. Durante o experimento, a temperatura ambiente média foi de 21,4 °C e a umidade relativa média do ar foi de 57,3%.

Com o aumento da temperatura no evaporador, simulada por uma função degrau através da retirada da tenda, a temperatura de evaporação aumentou, levando um aumento da pressão de evaporação, que como consequência da Equação 3,

diminuiu a vazão mássica na entrada do evaporador. Em seguida, o rendimento volumétrico do compressor aumentou com o aumento da pressão de evaporação, de acordo com a Equação 2, acarretando assim, um aumento da vazão mássica imposta pelo compressor, segundo a Equação 1. Este aumento é intensificado pela elevação da massa específica do fluido que acontece com o aumento da pressão de evaporação, acarretando o esvaziamento do evaporador, que por seguinte, provoca um aumento no grau de superaquecimento. Neste instante, a válvula termostática atua permitindo o aumento em sua seção de abertura, o que possibilita a passagem de mais fluido frigorífico, preenchendo o evaporador novamente até um ponto de estabilidade, onde a temperatura e a pressão de evaporação são maiores do que o valor inicial. Assim, neste momento, a tenda foi colocada e o sistema se comportará de maneira inversa até um novo ponto de operação com a pressão e temperatura mais baixas.

Resultados semelhantes são descritos por Zhang *et al.* (2016), onde é mostrado a variação de pressão e de fluxo de massa dentro de um evaporador através da abertura e fechamento de uma válvula de expansão elétrica. Além disso, Fabris (2006) desenvolveu um trabalho semelhante e chegou a resultados conforme descritos acima.

5 CONCLUSÕES

O ciclo de compressão a vapor é muito comum em diversos equipamentos frigoríficos e, atualmente, abrange as mais variadas aplicações, sejam industriais ou domésticas. Dado este cenário, as máquinas frigoríficas tornam-se de extrema importância e, cada vez mais, tem-se buscado mecanismos que possam aperfeiçoá-las. O estudo do comportamento dos parâmetros termodinâmicos e operacionais das máquinas de aquecimento e refrigeração por compressão de vapor auxilia no entendimento de sua operação e promove a melhoria nos sistemas, aumentando o seu coeficiente de desempenho. Um dos principais equipamentos que pertence a este ciclo de compressão de vapor é a válvula de expansão termostática. Por isso, este estudo focou principalmente no entendimento deste componente tão importante.

O experimento realizado contou com uma bancada frigorífica de testes bem instrumentada que opera por um ciclo de compressão de vapor, e com auxílio desta, foi possível avaliar o comportamento da temperatura de superaquecimento no evaporador, bem como a variação da vazão mássica do sistema. Ao ser submetido um degrau de temperatura no evaporador por meio de um sistema secundário composto por uma resistência elétrica e um ventilador, foi possível observar a ação da VET no sentido de devolver a estabilidade do ciclo por meio da variação da vazão de fluido refrigerante. O mesmo aconteceu no sistema elaborado a partir de uma bomba de calor com evaporador solar, onde foi simulado um degrau de temperatura no fluido primário que troca

calor com o evaporador de uma bomba de calor, permitindo assim, o entendimento do comportamento deste equipamento que, muitas das vezes, funciona trocando calor com o ambiente externo. O evaporador estudado é um evaporador solar de expansão direta, onde a temperatura e o calor provindo do sol não são constantes, podendo ter dias ensolarados, bem como dias nublados e até chuvosos. Com os resultados simulados para algumas situações de operação do evaporador, foi analisada a atuação da válvula termostática, provocando a mudança da temperatura do fluido refrigerante e, conseqüentemente, da pressão de evaporação.

Os resultados encontrados durante os experimentos mostraram que após ajustado o grau de superaquecimento, a VET trabalha conduzindo sempre o ciclo para sua estabilidade. Também foi possível observar que a temperatura na saída do evaporador segue uma relação inversamente proporcional à vazão de fluido inserido neste componente.

REFERÊNCIAS

- BARBOSA, C.R.F.; MEDEIROS, P.S.G., 2009. Análise de um coeficiente de performance de um chillier doméstico operando com o R-401a em regime transiente. *Holos*, vol. 4, p. 62-74.
- BORGNAKKE, C. e SONNTAG, R. E., 2013. *Fundamentos da Termodinâmica*, 8ª Edição, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo.
- DINIZ, H.A.G., 2017. "Estudo comparativo da eficiência energética de uma bomba de calor assistida por energia solar operando com condensadores por imersão e coaxial". Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- EAMES, I.W.; MILAZZO, A.; MAIDMENT, G.G., 2014. *Modelling thermostatic expansion valves. International Journal of Refrigeration*, vol. 38, p. 189-197.
- FABRIS, G., 2006. Desenvolvimento de um modelo semi-empírico de uma válvula de expansão termostática de um sistema de refrigeração. *11th Brazilian Congress of Thermal Sciences Engineering*, Curitiba.
- KOURY, R.N.N.; MACHADO, L.; ISMAIL, K.A.R., 2001. *Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. International Journal of Refrigeration*, vol. 24, n° 2, p. 192-200.
- LIMA, L.H.P., 2015. Análise do desempenho de um refrigerador doméstico funcionando com válvula de expansão micrométrica. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal.
- LUZ, A. P., DINIZ, H. A. G., VIEIRA, N. M. R., RESENDE, S. I. M., MACHADO, L., 2021. Análise Transiente Da Operação De Uma Válvula De Expansão Termostática Em Uma Máquina De Refrigeração Ar-Ar. XXI CONEMI, Belo Horizonte.