ANÁLISE TÉRMICA DO RESFRIADOR DE GÁS DE UMA BOMBA DE CALOR DE EXPANSÃO DIRETA

Hélio Augusto Goulart Diniz[1,2] (heliomecanica@ufmg.br), Sara Isabel de Melo Resende[2] (sara_sidmr@yahoo.com.br), Arthur Pacheco Luz[2] (arthur_pacheco.luz@hotmail.com), Raphael Nunes de Oliveira[1,2] (rphnunes@demec.ufmg.br), Luiz Machado[1,2] (luizm@demec.ufmg.br)

[1]Universidade Federal de Minas Gerais; Departamento de Engenharia Mecânica
[2]Universidade Federal de Minas Gerais; Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

RESUMO: *Em diversas aplicações na engenharia, para aquecimento ou resfriamento, os trocadores de calor são utilizados para realizar o processo da troca térmica entre fluidos. O objetivo deste trabalho é analisar as taxas de trocas térmicas de um trocador de calor do tipo resfriador de gás de uma bomba de calor para aquecimento de água operada a R744. Para determinar a taxa de transferência de calor real no resfriador, considerou-se as entalpias relacionadas a cada ponto de operação. Para a potência do projeto, levou-se em consideração o coeficiente global de transferência de calor e a média logarítmica das temperaturas dos fluidos. Além disso, realizou-se uma análise de incerteza das variáveis do sistema. A análise das incertezas retornou resultados satisfatórios, obtendo aproximadamente 1,8% de incerteza para a transferência de calor real e 4,5% para a potência de projeto. Observou-se também que a potência de projeto é, em média, 2,29 vezes superior à determinada para os dados experimentais, concluindo-se que o resfriador está superdimensionado para o sistema.*

PALAVRAS-CHAVE: *BOMBA DE CALOR, RESFRIADOR DE GÁS, PROJETO, R744.*

THERMAL ANALYSIS OF THE GAS COOLER OF A DIRECT EXPANSION HEAT PUMP

ABSTRACT: *In many engineering applications, for heating or cooling, heat exchangers are used to carry out the heat exchange process between fluids. The objective of this work is to analyze the thermal exchange rates of a gas cooler heat exchanger of a heat pump for heating water operated at R744. To determine the real heat transfer rate in the cooler, the enthalpies related to each operating point were considered. For the design power, the global heat transfer coefficient and the logarithmic temperatures were taken into account. In addition, an uncertainty analysis of the system variables was performed. The uncertainty analysis returned satisfactory results, obtaining approximately 1.8% uncertainty for the real heat transfer and 4.5% for the design power. It was also observed that the design power is, on average, 2.29 times higher than that determined for the experimental data, concluding that the cooler is oversized for the system.*

KEYWORDS: *HEAT PUMP, GAS COOLER, PROJECT, R744.*

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este trabalho.

1. INTRODUÇÃO

Uma estratégia atual que se mostra vantajosa ao ser implementada no sistema de aquecimento de água, por meio do ciclo de refrigeração de vapor em uma bomba de calor (BDC), é a utilização de um evaporador do tipo solar, podendo operar sob quaisquer condições ambientais (Omojaro and Breitkopf, 2013; Buker and Riffat, 2016). Este sistema também é conhecido como DX-SAHP (Direct-Expansion Solar Assisted Heat Pump - bomba de calor assistida por energia solar com expansão direta). O evaporador, também chamado de coletor, quando exposto à irradiação solar (condição de dia ensolarado - outdoor), dispõe de um aporte térmico ambiental superior em relação a um ambiente fechado (condição de um dia nublado ou chuvoso - indoor). Por conseguinte, o desempenho térmico (COP) da BDC se torna maior, até mesmo em relação a outros tipos de evaporadores que operam normalmente fora da exposição solar.

Uma BDC com evaporador solar pode exercer a função de um coletor solar independentemente das condições temporais dos dias, pois possui boa eficiência se não tiver exposta a irradiação solar e eficiência ótima se exposta à irradiação (Li et al., 2007a; Li et al., 2007b; Willem et al., 2017). Resultados de COP variando entre 4 a 4,9 no inverno e 7 a 9 no verão para uma BDC de aquecimento de água operando com CO_2 foram encontrados em Willem et al. (2017). Resultado de COP médio sazonal de 5,25 foram encontrados em Li et al. (2007a) e Li et al. (2007b).

Um tipo de trocador de calor com função de resfriador de gás usualmente aplicado em sistema DX-SAHP operado a R744 é o coaxial. O resfriador de gás coaxial exige maior gasto com tubos, isolantes e conexões quando comparado com o do tipo por imersão, sendo, portanto, um componente de médio valor de fabricação.

O objetivo deste trabalho é analisar as taxas de trocas térmicas de um trocador de calor do tipo resfriador de gás de uma bomba de calor de expansão direta operada a R744.

2. METODOLOGIA

2.1 Referencial teórico

O ciclo de refrigeração transcrítico é um sistema em que o fluido refrigerante é comprimido até uma pressão acima do ponto crítico, não havendo a condensação do gás, e assim, este só pode ser resfriado. Neste ciclo, o resfriador de gás é trocado por um trocador de calor (*gas cooler*) cuja função é resfriar o gás, reduzindo sua temperatura durante a perda de calor, fazendo com que as outras propriedades variem rapidamente próximas ao ponto crítico, quando em um processo

isobárico. Esse sistema atinge altas pressões tanto no lado de alta como no lado de baixa pressão, necessitando de equipamentos especiais para suportá-las.

O ciclo transcrítico padrão é composto basicamente de quatro equipamentos: dispositivo de expansão, *gas cooler*, evaporador e compressor. Nesse ciclo, o fluido é descarregado do compressor a alta temperatura e pressão (condição transcrítica). No *gas cooler*, o fluido refrigerante rejeita calor para o ambiente externo por meio de um processo isobárico, reduzindo a temperatura. Na saída do *gas cooler*, ainda sobre a condição transcrítica, o fluido passa por um dispositivo de expansão, onde reduz sua temperatura e pressão ocorrendo à mudança para uma condição bifásica. No evaporador o fluido absorve calor do ambiente refrigerado e volta a ser comprimido no compressor, reiniciando o ciclo.

O ciclo subcrítico se difere do transcrítico pelo fato do patamar de alta pressão ocorrer a condensação do refrigerante, alcançando o estado bifásico. O equipamento no qual ocorre este processo é denominado condensador, em contrate ao resfriador de gás presente no ciclo transcrítico, onde o refrigerante apenas sofre resfriamento em estado monofásico. A Figura 1 apresenta o diagrama P-h dos ciclos subcrítico e transcrítico para o R744 (dióxido de carbono).

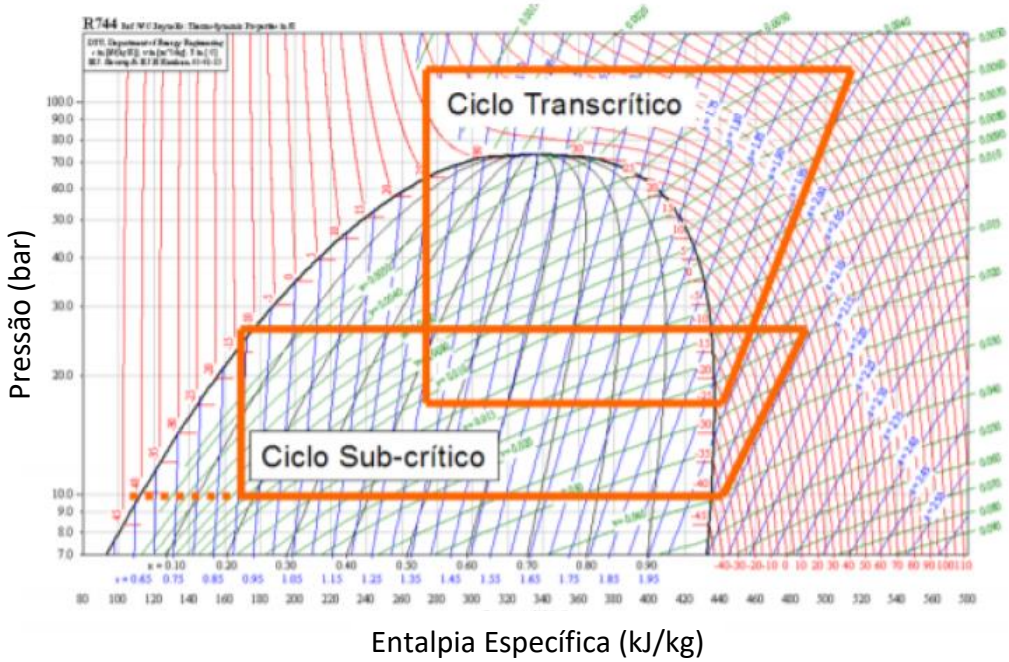


FIGURA 1. Diagrama P-h para os ciclos transcrítico e subcrítico para o R744.

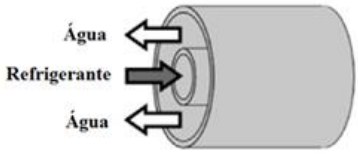
2.2 Dispositivo experimental

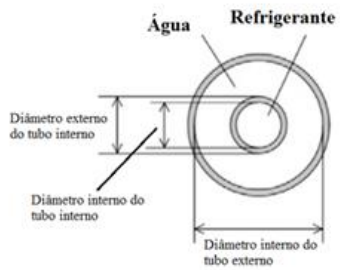
O resfriador de gás em estudo é composto por dois tubos de cobre concêntricos. O escoamento dos fluidos ocorre em modo contracorrente. O refrigerante escoa pelo interior do tubo central cedendo calor ao fluido secundário (água) que escoa pelo espaço anular. A água utilizada

origina-se da rede de distribuição predial e que, antes de entrar no resfriador de gás, tem sua vazão controlada por uma bomba d'água de pequeno porte. Após a água passar pelo resfriador de gás, ela é conduzida para o topo do tanque, sendo descarregada e armazenada. Este resfriador de gás é de única passagem. Os tubos concêntricos estão enrolados em forma de espiral em torno de um tanque de PVC, conforme apresenta a Figura 2. O conjunto é envolvido por uma folha de alumínio, e entre as partes, está preenchido com uma espuma de poliuretano para o isolamento do componente. A Figura 3 apresenta o modo de escoamento dos fluidos no trocador de calor e as principais informações técnicas deste componente.



FIGURA 2. Esquema que instalação do Resfriador de gás da bomba de calor. Fonte: Ruas (2019).





Tipo	Tubos concêntricos com fluidos escoando em contracorrente
Número de passes	Um
Material das tubulações	Cobre
Fluido Primário	CO_2
Fluido Secundário	H_2O
Diâmetro Interno Tubo que Conduz o CO_2	4,66 mm
Diâmetro Externo Tubo que Conduz o CO_2	6,34 mm
Diâmetro Interno Tubo que Conduz o Água	10,52 mm
Diâmetro Externo Tubo que Conduz o Água	12,5 mm
Comprimento do Tubo Resfriador de Gás	24,3 m
Área de Transferência de Calor Interna	0,4580 m²
Área de Transferência de Calor Externa	0,9160 m²

FIGURA 3. Dados técnicos do resfriador de gás da bomba de calor.

Os testes englobam a aplicação de uma bomba de calor operada com o fluido R744 operada em ambiente aberto. O sistema possui como fonte fria o ar ambiente e como fonte quente a água que é armazenada em reservatório térmico isolado. A aplicação do fluido R744 proporciona o

aquecimento da água, desde a temperatura ambiente, até aproximadamente 60 ºC. A Figura 4 apresenta a bomba de calor em questão com destaque aos principais componentes do sistema.

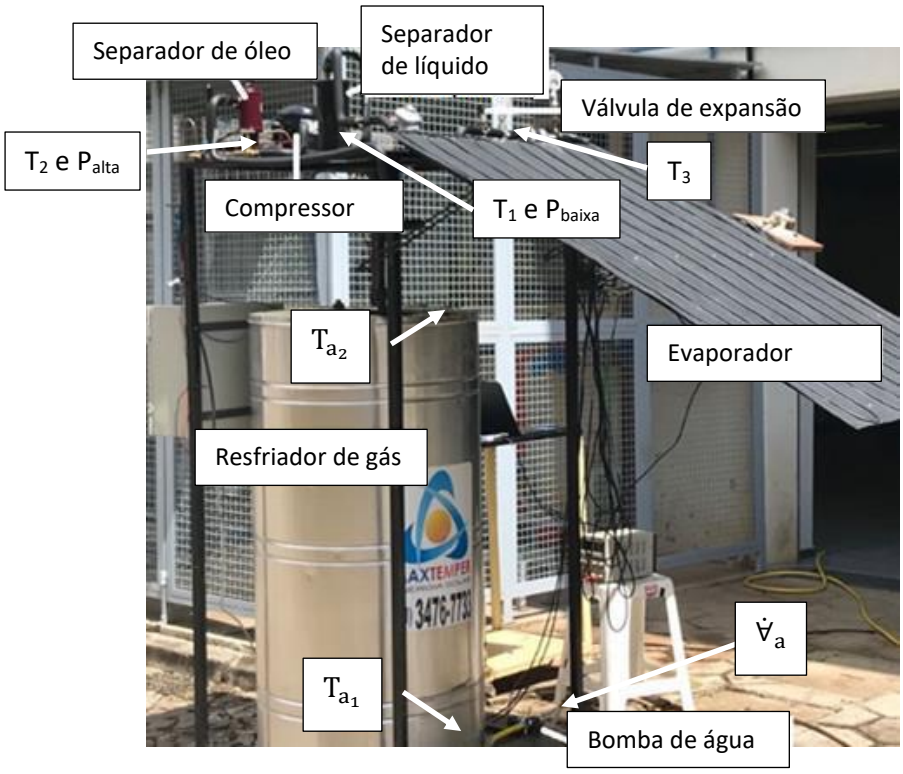


FIGURA 4. BDC a R744. Fonte: Adaptado de Ruas (2019).

A bomba de calor possui compressor do tipo hermético (3/4 HP), evaporador do tipo solar, resfriador de gás do tipo coaxial com fluxo em contracorrente e uma válvula agulha (permite o funcionamento equivalente a mudança operacional de vários tubos capilares). O sistema apresenta-se instrumentado com transdutores de pressão, além de termopares tipo K. Para a medição da vazão de fluido frigorífico adota-se o balanço de energia no resfriador de gás entre a água e o refrigerante, desprezando-se perdas térmicas neste trocador. Para isso, a vazão de água que passa pelo resfriador de gás é medida automaticamente por uma bomba d'agua de pequeno porte.

2.3 Procedimentos experimentais

Com os sistemas operando em regime estacionário, mede-se as temperaturas (T), em ºC, e pressões absolutas (P), em bar, do refrigerante na entrada e saída do compressor e do dispositivo de expansão. Mede-se as temperaturas, em ºC, da água na entrada (T_{a_1}) e saída (T_{a_2}) do resfriador de

gás. Também se faz necessário medir a vazão volumétrica de água ($\dot{\forall}_a$), em L/min, pelo resfriador de gás. A Tabela 1 apresenta as medições realizadas, além disso, reitera-se que as pressões são absolutas. Ressalta-se que os pontos de operação da BDC a R744 foi retirado do banco de ensaios disponível em Ruas (2019).

TABELA 1. Medições realizadas na bomba de calor a R744.

Pts	T_1	T_2	T_3	T_{a_1}	T_{a_2}	P_{alta}	P_{baixa}	$\dot{\forall}_a$
1	32,8	99,0	30,0	24,0	61,1	80,6	36,9	0,546
2	33,9	103,5	30,1	24,6	61,2	81,0	37,8	0,576
3	36,3	104,2	30,1	24,9	61,2	81,2	38,2	0,594
4	40,1	104,8	30,2	25,2	61,1	81,4	38,7	0,600
5	40,6	105,5	30,2	25,3	61,1	81,5	38,9	0,612

Os índices 1, 2, 3 e 4 representam, respectivamente, a entrada do compressor, saída do compressor, entrada do dispositivo de expansão e saída do dispositivo de expansão. Adotou-se as pressões absolutas médias de baixa (P_{baixa}) e de alta (P_{alta}), em bar, devido às baixas perdas de cargas nos trocadores de calor, tubulação e acessórios do sistema. O intervalo de tempo entre as medições é de 15 min. Ressalta-se que a temperatura e pressão adotadas para o ponto 4 são propriedades saturadas do refrigerante na entrada do evaporador, considerando o processo de expansão na válvula agulha como isentálpico.

A Figura 5 apresenta os medidores de temperatura e pressão aplicados.



FIGURA 5. Termopar e transdutor de pressão.
(A) Termopar tipo K e (B) Transdutor de pressão (102 bar).

A Tabela 2 apresenta a incerteza de medição dos instrumentos.

TABELA 2. Incerteza dos instrumentos.

Instrumento	Incerteza
Termopar tipo K	± 1,0 °C
Transdutor de pressão	± 0,51 bar (0,5% do fundo de escala)
Bomba d'água de pequeno porte	± 2,5% (vazão volumétrica da água)

2.4 Modelagem matemática

A determinação da taxa de transferência de calor real no resfriador de gás $\dot{Q}_r$ é dado pela Equação 1, enquanto a taxa de transferência de calor da água $\dot{Q}_a$ é determinada pela Equação 2.

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_f (h_{f_2} - h_{f_3}) \tag{1}$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \, c_{p_a} \, (T_{a_2} - T_{a_1}) \tag{2}$$

Em que $\dot{m}_f$ e $\dot{m}_a$ são as vazões mássicas do refrigerante e da água, respectivamente, c_{p_a} é o calor específico da água a pressão constante, h_{f_2} e h_{f_3} são, respectivamente, as entalpias de entrada e saída do trocador de calor e T_{a_1} e T_{a_2} são, respectivamente, as temperaturas inicial e final da água. Considerando que todo calor cedido pelo fluido ao passar pelo resfriador é absorvido pela água, é possível determinar a vazão mássica do refrigerante.

A taxa de transferência de calor de projeto $\dot{Q}$ do trocador de calor pode ser descrito conforme a Equação 3. Aplica-se o conceito de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}) apresentado por Incropera et al. (2007) (Equação 4) para um trocador de calor coaxial com escoamento em contracorrente.

$$\dot{Q} = U_{resf} A \Delta T_{ml} \tag{3}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f_2} - T_{a_2}) - (T_{f_3} - T_{a_1})}{ln\left(\frac{T_{f_2} - T_{a_2}}{T_{f_3} - T_{a_1}}\right)} \tag{4}$$

Em que U_{resf} é o coeficiente global de transferência de calor dado pela Equação 5, A é a área de transferência de calor (área superficial externa do tubo por onde escoa o refrigerante), e T_{f_2} e T_{f_3} são as temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do resfriador, respectivamente.

$$\frac{1}{U_{resf}} = \frac{d_{ext}}{d_{int}H_f} + \frac{d_{ext}\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2k_{par}} + \frac{1}{H_a} \quad (5)$$

Em que d_{int} e d_{ext} são, respectivamente, os diâmetros interno e externo do tubo por onde escoa o refrigerante, H_f e H_a são, respectivamente, os coeficientes convectivos do refrigerante e da água e k_{par} é a condutividade térmica da parede do tubo dada na temperatura da parede (T_{par}), determinada pela Equação 6. Esta equação é obtida a partir da consideração de que o fluxo de calor que atravessa a parede do tubo é constante.

$$T_{par} = \frac{H_a\left(\frac{T_{a_1}+T_{a_2}}{2}\right) + H_f\left(\frac{T_{f_2}+T_{f_3}}{2}\right)}{H_a + H_f} \quad (6)$$

Para se chegar na Equação 5 é necessário adotar o conceito de resistência térmica equivalente apresentado por Incropera et al. (2007). A Figura 6 esquematiza a metodologia proposta por estes autores, apresentando a seção transversal de um trocador de calor coaxial.

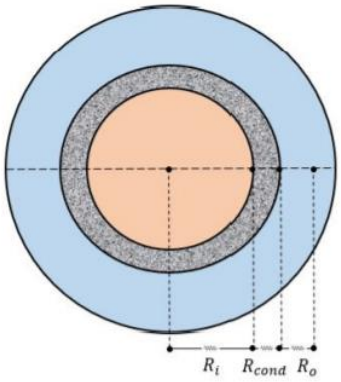


FIGURA 6. Seção transversal de um trocador coaxial.

Para determinar os coeficientes convectivos do refrigerante e da água, deve-se adotar as Equações 7 a 11.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_{total}} \quad (7)$$

$$R_i = \frac{1}{\pi d_{int} L H_f} \quad (8)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)}{2\pi L k_{par}} \quad (9)$$

$$R_o = \frac{1}{\pi d_{ext} L H_a} \quad (10)$$

$$R_{total} = R_i + R_{cond} + R_o \quad (11)$$

Em que R_i é a resistência térmica à convecção pelo refrigerante, R_{cond} é a resistência à condução pela parede do tubo por onde escoa o refrigerante, R_o é a resistência térmica à convecção pela água, R_{total} é a resistência térmica total (soma das três resistências anteriores, conforme a Equação 11) e L é o comprimento do trocador de calor (Figura 3).

Para determinar o coeficiente convectivo do refrigerante, Incropera et al. (2007) recomendam as Equações 12 e 13.

$$H_f = \frac{Nu_f k_f}{d_{int}} \quad (12)$$

$$Nu_f = \frac{\frac{f}{8}(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12{,}7\left(\frac{f}{8}^{1/2}\right)(Pr_f^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Em que Nu_f é o número de Nusselt, Pr_f é o número de Prandtl e k_f é a condutividade térmica, todos estes referentes ao refrigerante. As Equações 12 e 13 são válidas para $3000 \leq Re_f \leq 5\text{x}10^6$ e $0{,}5 \leq Pr_f \leq 2000$. As propriedades devem ser estimadas na temperatura média do fluido. Por fim, f é o fator de atrito e para número de Reynolds $Re_f \geq 10000$ (ou seja, regime plenamente turbulento) é dado pela Equação 14 e conta com o auxílio da Equação 15.

$$f = 0{,}79(ln\, Re_f - 1{,}64)^{-2} \quad (14)$$

$$Re_f = \frac{\dot{m}_f d_{int}}{A_f \mu_f} \quad (15)$$

Em que A_f é a área de seção transversal interna por onde escoa o refrigerante e μ_f é a viscosidade absoluta do refrigerante em uma temperatura média de escoamento.

O coeficiente externo de transferência de calor da água é determinado utilizando-se a Equação 16, determinando o número de Nusselt da água Nu_a pela Equação 17 se o escoamento for turbulento ou Equação 18, se o escoamento for laminar. Ressalta-se que a Equação 18 é baseada na relação entre o diâmetro externo do tubo por onde escoa o refrigerante pelo diâmetro interno do tubo por onde escoa a água. Esta razão é igual a 0,5. No caso deste estudo sobre o resfriador de gás da bomba de calor, essa razão é próxima de 0,5, adotando-se a Equação 18 se o escoamento for qualificado como laminar.

$$H_a = \frac{Nu_a k_a}{D_{hid}} \tag{16}$$

$$Nu_a = 0{,}023 Re_a^{0,8} Pr_a^{0,3} \tag{17}$$

$$Nu_a = 4{,}43 \tag{18}$$

Em que Pr_a é o número de Prandtl e k_a é a condutividade térmica, ambos para a água. Já o número de Reynolds para a água Re_a é dado pela Equação 19 e o diâmetro hidráulico D_{hid} é dado pela Equação 20.

$$Re_a = \frac{\dot{m}_a D_{hid}}{A_a \mu_a} \tag{19}$$

$$D_{hid} = D_{int} - d_{ext} \tag{20}$$

Em que A_a é a área do espaço anular do escoamento da água, μ_a é a viscosidade da água e D_{int} é o diâmetro interno do tubo externo (por onde escoa a água).

A metodologia proposta por Taylor e Kuyatt (1994) é considera para a determinação da propagação da incerteza nos resultados calculados dos parâmetros apresentados ao longo do trabalho. Admitindo a não correlação e aleatoriedade entre as incertezas das variáveis, a incerteza do parâmetro calculado pode ser dada pela Equação 21.

$$u_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 u_{X_i}^2} \quad (21)$$

Em que u_Y representa a incerteza padrão combinada do parâmetro Y calculado em função da incerteza padrão u_{X_i} da variável X_i, sendo que o índice i representa o i-ésimo elemento da variável ou parâmetro analisado. A derivada parcial presente na equação supracitada permite determinar a contribuição percentual da incerteza de uma variável na incerteza total do parâmetro analisado. Sendo assim, é possível identificar qual variável contribui mais ou menos com a incerteza propagada no parâmetro em questão.

O software EES - *Engineering Equation Solver* (Klein e Alranrado, 2015) é aplicado para a realização dos cálculos de diversos parâmetros deste trabalho. Ele possui uma ferramenta de cálculo de incertezas propagadas que segue a metodologia descrita por Taylor e Kuyatt (1994). Além disso, o software também é aplicado para obtenção das propriedades termofísicas dos fluidos envolvidos nos experimentos.

3. RESULTADOS

A Figura 7 apresenta o comportamento da mudança da temperatura ao longo dos comprimentos dos tubos do trocador de calor. Esta figura auxilia na formulação da Equação 4.

Ressalta-se que para a determinação da taxa de transferência de calor real ($\dot{Q}_r$) no resfriador, considera-se as entalpias relacionadas a cada ponto de operação. Para determinar a potência ($\dot{Q}$) de projeto deste trocador de calor, leva-se em consideração o coeficiente global de transferência de calor e a média logarítmica das temperaturas. A Tabela 3 apresenta os valores de $\dot{Q}_r$ e $\dot{Q}$ para cada ponto de operação e a taxa de transferência de calor média com as respectivas incertezas propagadas.

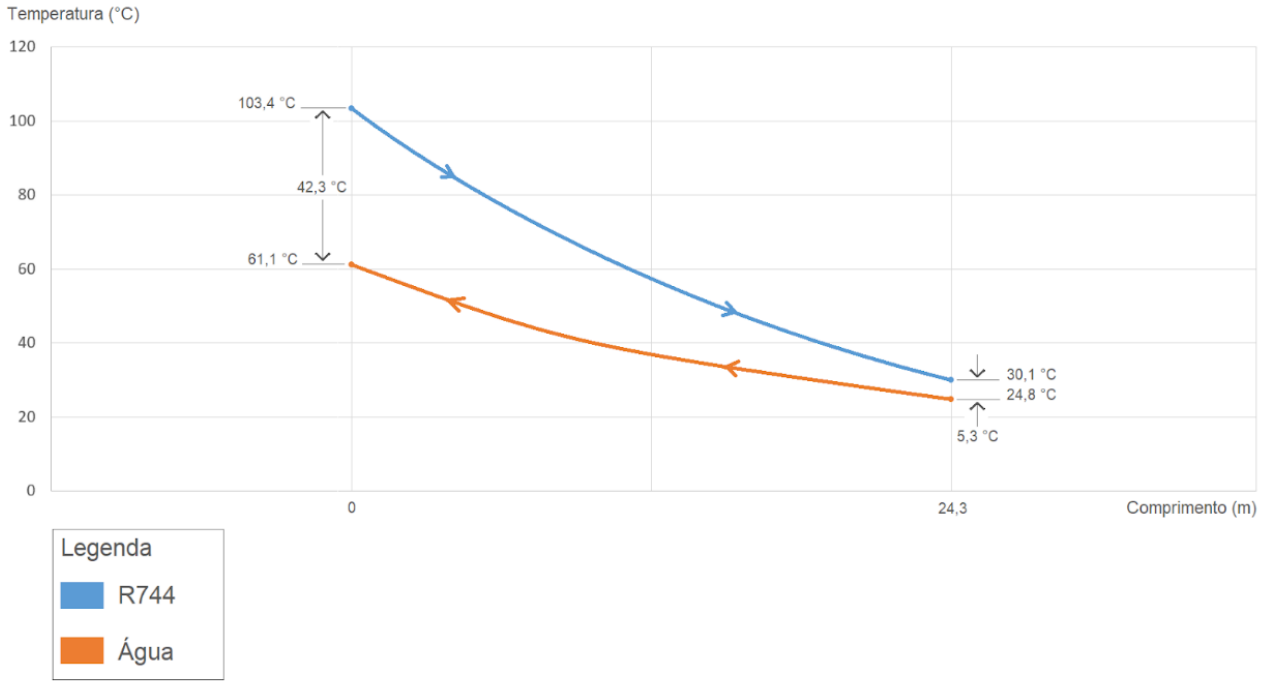


FIGURA 7. Temperatura x Comprimento do tubo para a água e o R744 no resfriador de gás.

TABELA 3. Transferência de calor real e potência de projeto.

Pts	$\dot{Q}_r$ [kW]	$\dot{Q}$[kW]
1	1,408	3,293
2	1,466	3,427
3	1,499	3,419
4	1,498	3,407
5	1,523	3,432
Média	1,479±0,026	3,395±0,154

Pode-se observar que a potência de projeto é, em média, 2,29 vezes maior que a calculada pelos dados experimentais, conforme também apresentado na Figura 8. Com isto, pode-se dizer que este resfriador está superdimensionado para o sistema. Observa-se também que as incertezas encontradas foram bem pequenas, aproximadamente 1,8% para a transferência de calor real e 4,5% para a potência de projeto, podendo-se assegurar a precisão dos resultados encontrados.

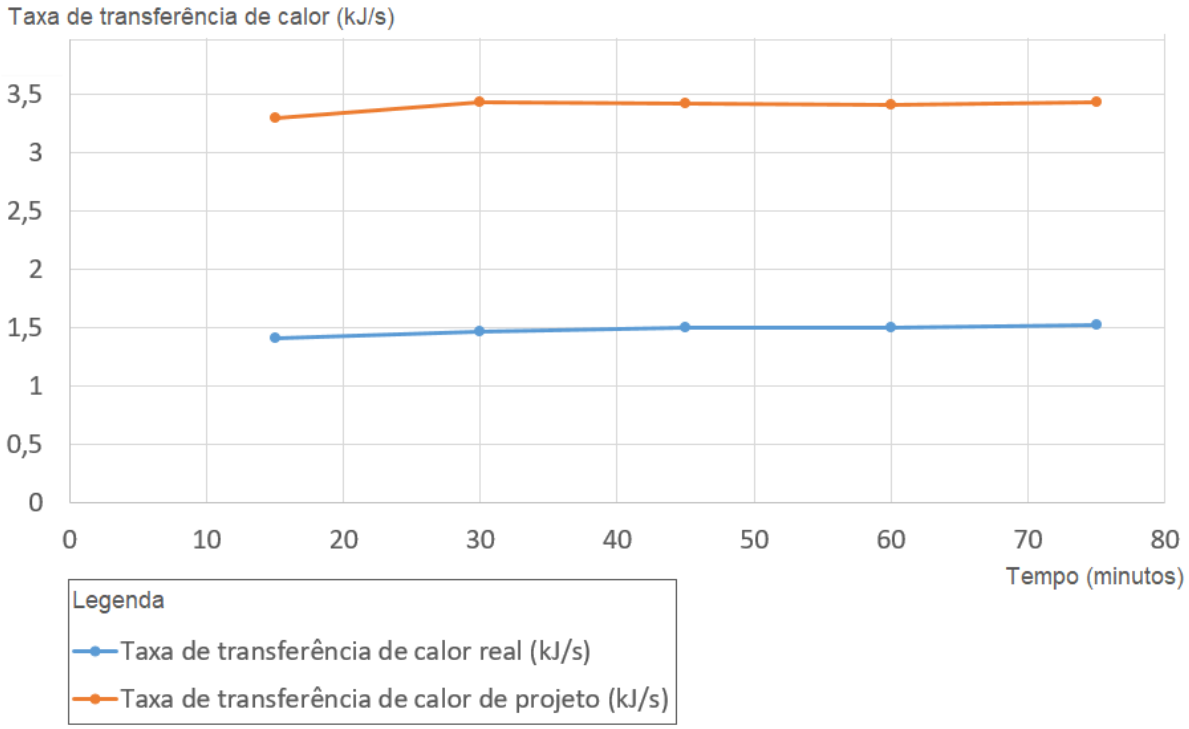


FIGURA 8. Taxa de transferência de calor real x potência de projeto.

A Tabela 4 apresenta os coeficientes convectivos do R744 e da água, além do número de Reynolds da água e o tipo de escoamento.

TABELA 4. Coeficientes convectivos dos fluidos e o regime de escoamento da água para os cinco pontos de medição.

Pts	$H_f\ (W/m^2\,°C)$	$H_a\ (W/m^2\,°C)$	Re_a	Escoamento
1	1179 ± 49	658,4 ± 1,0	1100 ± 31	Laminar
2	1190 ± 49	658,9 ± 1,0	1167 ± 33	Laminar
3	1208 ± 50	659,1 ± 1,0	1207 ± 34	Laminar
4	1195 ± 50	659,2 ± 1,0	1209 ± 34	Laminar
5	1218 ± 51	659,3 ± 1,0	1247 ± 35	Laminar
Média	1198 ± 50	659,0 ± 1,0	1186 ± 33	-

Observa-se que o escoamento da água é laminar por todo o resfriador de gás. Além disso, o coeficiente convectivo o refrigerante é maior, quase o dobro em média, que o da água.

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho realizou o estudo do funcionamento de um trocador de calor do tipo resfriador de gás coaxial em modo contracorrente de uma bomba de calor a R744. Medições de temperaturas, pressões e vazões foram realizadas para posterior análise das taxas de transferência de calor real e de projeto do trocador de calor em questão.

Concluiu-se que o resfriador de gás está superdimensionado para o sistema, pois a potência de projeto é, aproximadamente, 2,3 vezes superior a determinada com os dados experimentais. Além disso, a análise de incertezas apresentou resultados satisfatórios que asseguram, com folga, a afirmação supracitada.

REFERÊNCIAS

BUKER, M.S. e RIFFAT, S.B. “Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 55, p. 399-413, 2016.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. e LAVINE, A. S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th edition, Editora John Wiley and Sons, Hoboken, 2007.

LI, Y.W.; WANG, R.Z.; WU, J.Y. e XU, Y.X. Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, p. 2858-2868, 2007a.

LI, Y.W.; WANG, R.Z.; WU, J.Y. e XU, Y.X. Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater. Energy, Vol. 32, p. 1361-1374, 2007b.

OMOJARO, P. e BREITKOPF, C. Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 22, p. 33-45, 2013.

RUAS, S. N. R. Estudo experimental sobre o desempenho de uma bomba de calor a CO_2 assistida por energia solar de expansão direta para aquecimento de água para uso residencial. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019.

WILLEM, H.; LIN, Y. e LEKOV, A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. Energy and Buildings, Vol. 143, p. 191-201, 2017.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio das seguintes instituições brasileiras de fomento à pesquisa: CNPq, CAPES e FAPEMIG.