

AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS POR MÉTODO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

Felipe Roman Centeno

UFRGS, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Sarmiento Leite, 425, Bairro Cidade Baixa, CEP 90050-170, Porto Alegre, RS
E-mail para correspondência: frcenteno@yahoo.com.br

1. Introdução

A empresa FrostFrio Refrigeração Industrial, sediada em Caxias do Sul, monta sistemas de refrigeração industrial de grande porte, destinados principalmente para atender o mercado de frigoríficos, navios pesqueiros e similares. Boa parte de seus equipamentos é fabricada na própria empresa, onde se destacam os trocadores de calor, depósitos de líquidos, redes de distribuição, etc. São comprados de outros fornecedores apenas os compressores, motores, bombas e ventiladores, válvulas e outros equipamentos auxiliares.

Há tempos que a engenharia da FrostFrio tinha a necessidade de determinar a potência térmica rejeitada por seus condensadores, e daí desenvolveu-se a idéia de montar uma bancada de ensaios. Esta bancada baseia-se na norma ANSI/ASHRAE 64-1995, específica para testes experimentais de condensadores evaporativos. Além da bancada experimental, realiza-se uma modelagem matemática, de acordo com o método descrito por Parker e Treybal (1971), cuja validação se deu a partir dos dados experimentais coletados. Os resultados esperados do ensaio relacionam-se com a quantidade de calor que é dissipada pelo condensador, e com a modelagem indicam-se propostas de melhorias nos equipamentos.

Este assunto desenvolve-se nas dependências da empresa Frost Frio, e esta análise de desempenho considera-se de grande importância devido a necessidade de se conhecer a real capacidade dos seus condensadores evaporativos.

2. Análise experimental

Os procedimentos experimentais seguem a norma ASHRAE 64-1995, conforme descrito a seguir.

Com a finalidade de iniciar-se o teste, deve-se garantir a carga de NH₃ (amônia) em todo sistema, e ainda acionar os motores dos ventiladores e das bombas e os compressores.

Aguarda-se que o sistema entre em regime permanente, e então realiza-se as medições de T_{db1} (temperatura de bulbo seco na entrada, °C), T_{db2} (temperatura de bulbo seco na saída, °C), T_{wbl} (temperatura de bulbo úmido na entrada, °C), T_p (temperatura da água na bacia, °C), T_{mu} (temperatura da água de reposição, °C), T_{r1} (temperatura do refrigerante na entrada, °C), T_{r2} (temperatura do refrigerante na saída, °C), m_r (vazão mássica de refrigerante, kg/s), m_{mu} (vazão mássica de água, kg/s), P_1 (pressão do refrigerante na entrada, MPa) e P_2 (pressão do refrigerante na saída, MPa). Deve-se gravar os valores desses parâmetros em intervalos de 10 minutos, totalizando 4 medições. Devido ao fato das pressões P_1 e P_2 serem manométricas, se faz necessário acrescentar 0,1 MPa a cada uma delas, para que as mesmas tornem-se pressões absolutas.

Com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas para NH₃, determinam-se os valores de entalpia de NH₃ na entrada, h_1 , em kJ/kg, e na saída, h_2 , em kJ/kg, do condensador, com o uso dos valores médios de T_{r1} e P_1 e de T_{r2} e P_2 , respectivamente. Então, consulta-se tabelas termodinâmicas para água saturada e determinam-se os valores de entalpia de H₂O nas temperaturas T_p e T_{mu} , h_p e h_{mu} , em kJ/kg, respectivamente.

Com os valores de m_{mu} , h_p e h_{mu} calcula-se o calor rejeitado pela água, Q_{mu} , em kW, utilizando-se a Eq. (1) e com os valores de m_r , h_1 , h_2 e Q_{mu} calcula-se o calor total rejeitado pelo condensador, Q_c , em kW, utilizando-se a Eq. (2).

$$Q_{mu} = m_{mu} \cdot (h_p - h_{mu}) \quad (1)$$

$$Q_c = m_r \cdot (h_1 - h_2) - Q_{mu} \quad (2)$$

3. Análise teórica

Esta parte do trabalho baseia-se no modelo matemático desenvolvido por Parker e Treybal (1971), o qual apoia-se na solução das Eqs. (3), (4), e (5).

$$U = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{D_o}{D_m} \left(\frac{L}{k} \right) + \frac{1}{h_{Lff}}} \quad (3)$$

onde D_o é o diâmetro externo dos tubos, m, D_i é o diâmetro interno dos tubos, m, L é a espessura dos tubos, m, k é a condutividade térmica dos tubos, h_i é o coeficiente de transferência de calor convectivo do lado interno dos tubos, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ e h_{Lff} é o coeficiente de transferência de calor convectivo do lado externo dos tubos, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. O coeficiente h_{Lff} depende de um fator de ajuste, fator F , o qual determina-se pelo uso de resultados experimentais.

$$(T - t)_m = \frac{M_1}{r_1} (e^{r_1} - 1) + \frac{M_2}{r_2} (e^{r_2} - 1) \quad (4)$$

onde M_1 e M_2 são parâmetros de ajuste do modelo matemático, adimensionais, r_1 e r_2 são função de U , $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, K (coeficiente global de transferência de massa, $kg/(h \cdot m^2)$), A (área de transferência de calor, m^2), W (vazão mássica de amônia, kg/s), W_A (vazão mássica de ar, kg/s), w (vazão mássica de água, kg/s), C (calor específico da amônia, $kJ/(kg \cdot K)$), e c (calor específico da água, $kJ/(kg \cdot K)$). Assim como o fator F , também obtém-se os parâmetros M_1 e M_2 utilizando resultados experimentais.

Calcula-se o calor rejeitado pelo condensador evaporativo, Q_c , em kW, através da Eq. (5), após obter-se os resultados das Eq. (3) e (4).

$$Q_c = UA(T - t)_m \quad (5)$$

4. Análise de resultados

Partindo-se da capacidade de refrigeração retirada de catálogo do condensador (modelo RCCE 200) em questão (Catálogo Frost Frio, 2004), corrigida para os parâmetros obtidos em um teste na bancada, ou seja, $T_{bul} = 10,9^\circ C$ e $T_{cond} = 30,45^\circ C$, a qual vale 261,3 kW, pode-se considerar os resultados obtidos com o teste experimental satisfatórios, visto que a capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo determinada pelo método experimental é de $287,7 \pm 4,3$ kW.

Consideram-se também satisfatórios os resultados do modelo matemático, pela razão de que o coeficiente global de transferência de calor calculado pelo modelo é de $432,57$ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, valor este próximo do experimental, $403,34 \pm 4,78$ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. Além disso, o calor rejeitado pelo condensador obtido experimentalmente é $287,7 \pm 4,3$ kW, enquanto que o modelo matemático aponta para 275,9 kW, diferindo em apenas 4,11%.

5. Conclusão e sugestão para próximos trabalhos

A capacidade de refrigeração dos condensadores evaporativos Frost Frio RCCE 200 é maior do que a estabelecida no catálogo de produtos da empresa, como pode ser evidenciado no capítulo precedente, sendo necessário realizar mais testes e analisar os seus resultados, afim de obter-se conclusões mais seguras. Tais conclusões seriam resultantes de testes realizados com T_{bu} e T_{cond} variadas, obtendo assim correlações daquelas variáveis com a capacidade do condensador evaporativo.

O modelo matemático apresenta boa concordância com os resultados experimentais, ficando como sugestão a realização de análises para melhorias no equipamento, utilizando o método. As propostas de melhorias geradas pelo modelo podem ser testadas no laboratório de testes, tendo assim total confiança e segurança de que as modificações no condensador serão positivas.

6. Referências bibliográficas

- ANSI/ASHRAE 64-1995, "Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers", Atlanta, 1995.
- FROST FRIO, "Catálogo de condensadores evaporativos RCCE", Caxias do Sul, RS, 2004.
- Parker, R. O., Treybal, R. E., "The heat, mass transfer characteristics of evaporative coolers", Chemical Engineering Progress Symposium Series, New York, 1971
- Stoecker, W. F., Jabardo J. M., "Refrigeração Industrial", Edgard Blücher 2.ed., São Paulo, SP, 2002.