

ESTUDO DA INTERAÇÃO ENTRE OS COMPONENTES SOBRE A VAZÃO DE AR EM CIRCULAÇÃO EM UNIDADES CONDENSADORAS

Gustavo Pöttker

Cláudio Melo

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

EMC - Departamento de Engenharia Mecânica

melo@polo.ufsc.br

Resumo. A performance aerodinâmica de duas diferentes unidades condensadoras foi investigada nesse trabalho. Uma câmara de bocais foi construída de acordo com a norma AMCA 210-99 e testes foram realizados com unidades condensadoras, ventiladores axiais e condensadores. Curvas de performance típicas como pressão estática vs. vazão de ar, potência elétrica vs. vazão de ar e perda de carga vs. vazão de ar foram obtidas. O ponto de operação real das unidades condensadoras foi comparado com o obtido através das curvas características do ventilador e do condensador. Concluiu-se que os pontos teórico e real estão próximos somente quando a curva de performance do ventilador é obtida usando a mesma coifa da unidade condensadora.

Palavras chave: vazão de ar, câmara de bocais, AMCA 210, ponto de operação, unidade condensadora.

1. Introdução

De acordo com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica do Brasil (PROCEL, 2001), o uso da energia elétrica em residências e em estabelecimentos comerciais foi responsável por, respectivamente, 26% e 16% do consumo total de energia elétrica do Brasil em 2001. Dentro do setor doméstico, a participação de equipamentos de climatização de ar foi de 26%, enquanto no setor comercial, a participação de equipamentos como condicionadores de ar, balcões frigoríficos e expositores refrigerados, foi de 61%. A maior parcela do consumo de energia destes equipamentos concentra-se nas suas unidades condensadoras.

Unidades condensadoras são tipicamente compostas pelo(s) compressor(es), pelo condensador e pelo(s) ventilador(es). O conjunto formado por estes dois últimos equipamentos e por acessórios (coifas, filtros, grades de proteção) é chamado de sistema de ventilação. Este sistema precisa ser adequadamente projetado com o objetivo de maximizar a transferência de calor no condensador, minimizar o consumo de energia e reduzir os custos.

Uma prática comum no dimensionamento do sistema de ventilação de unidades condensadoras consiste na utilização de curvas de pressão vs. vazão fornecidas pelos fabricantes do ventilador e do trocador de calor. A interseção dessas duas curvas determina o ponto de operação do sistema e, por consequência, a vazão de ar em circulação e a taxa de transferência de calor no condensador.

Muitos fabricantes fornecem as curvas de desempenho dos seus ventiladores. Entretanto, estas curvas nem sempre representam o comportamento real do ventilador, pois são obtidas em condições de operação diferentes daquelas a que o ventilador é submetido numa unidade condensadora. No caso dos condensadores, a situação é pior, pois são raros os fabricantes que fornecem curvas de desempenho dos seus trocadores de calor.

Além disso, a simples determinação do ponto de operação através das curvas mencionadas não leva em conta alguns aspectos de montagem que podem afetar o desempenho do conjunto.

Com o objetivo de investigar este problema, construiu-se uma câmara de bocais segundo as especificações da norma AMCA 210-99. Esta câmara nada mais é que um túnel de vento onde o dispositivo a ser ensaiado é montado numa das extremidades e um ventilador auxiliar na outra. A vazão de ar em circulação é medida através de uma placa de bocais e de um transdutor diferencial de pressão. Esta bancada permite a realização de ensaios com ventiladores e condensadores de forma isolada e também com a unidade condensadora completa.

No presente trabalho, investigou-se o desempenho do sistema de ventilação de duas unidades condensadoras, uma de 3,5 HP e outra de 5,0HP. A unidade de 3,5HP utiliza dois ventiladores axiais com diâmetro de 350mm montados em paralelo e a de 5,0HP, dois ventiladores axiais de 450mm. As curvas características dos condensadores e dos ventiladores foram obtidas experimentalmente, e quando possível, comparadas com as curvas fornecidas pelo fabricante. A vazão de ar resultante da interseção entre as curvas do ventilador e do trocador de calor foi ainda comparada com a vazão de ar fornecida pela unidade condensadora.

Além dos resultados dos testes com as unidades de 3,5HP e 5,0HP, serão também apresentados resultados de testes para a validação da bancada, assim como uma descrição detalhada do aparato experimental e da metodologia de teste.

2. Aparato Experimental

A norma AMCA 210-99 estabelece métodos e critérios para ensaio e determinação da performance aerodinâmica de ventiladores, em termos de vazão de ar, pressão estática, potência elétrica, eficiência e rotação. Esta norma também pode ser utilizada como referência para ensaios de perda de carga em componentes passivos, tais como trocadores de calor, filtros, grelhas, dampers etc. A referida norma propõe algumas concepções de bancada para realização destes ensaios. Dentre elas a mais comum é a câmara de bocais. Tal câmara permite a realização de ensaios numa ampla faixa de vazão de ar e de dimensões do dispositivo sob teste. Ela pode ser construída para contemplar ensaios pelo recalque ou pela aspiração da unidade em teste.

A Figura 1 mostra um esquema da câmara de bocais utilizada no presente trabalho. Esta câmara realiza ensaios pela aspiração e o sentido do fluxo de ar é da esquerda para a direita.

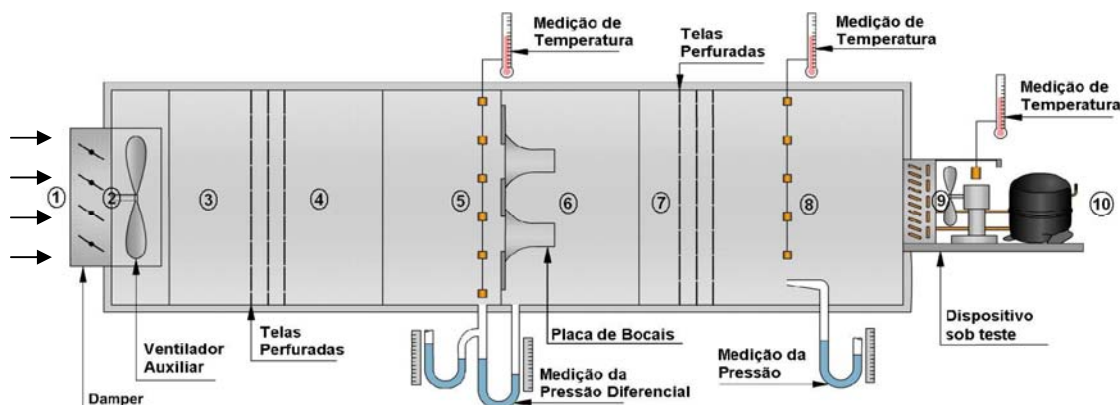


Figura 1. Esquema típico de uma câmara de bocais

Na extremidade esquerda do túnel foram montados um ventilador auxiliar de rotação variável e um damper, os quais têm o objetivo de controlar a vazão de ar e a pressão na entrada do dispositivo sob teste (ponto 8). O ventilador auxiliar é do tipo centrífugo de pás curvadas para trás (Fig. 2) e o damper, do tipo lâminas opostas. Após o ventilador auxiliar foram fixadas telas perfuradas com a finalidade de homogeneizar o fluxo de ar na entrada dos bocais. Na região central do túnel foi montada uma placa de bocais a qual, juntamente com o transdutor de pressão diferencial, permite a determinação da vazão de ar em circulação. O diâmetro e a quantidade de bocais variam em função da vazão de ar em jogo. A Figura 3 mostra a placa com quatro bocais montada no interior da câmara. Após os bocais, foram também fixadas telas perfuradas com o intuito de homogeneizar o fluxo de ar na entrada do dispositivo sob teste. O dispositivo a ser ensaiado (ventilador, trocador de calor ou unidade condensadora) é montado na extremidade direita do túnel. A Figura 4 mostra uma foto da câmara de bocais.



Figura 2. Ventilador auxiliar



Figura 3. Placa com quatro bocais



Figura 4. Câmara de bocais

A Figura 5 ilustra de forma qualitativa o comportamento da pressão do ar ao longo do túnel de vento, durante um teste com uma unidade condensadora. Ar na pressão atmosférica (ponto 1) é succionado para o interior do túnel de vento através do damper, onde sofre uma leve perda de pressão (ponto 2). Em seguida, a pressão do ar é elevada até o ponto “3” pelo ventilador auxiliar. Após a descarga deste ventilador, o ar sofre uma suave perda de carga através das telas perfuradas até chegar à placa de bocais (ponto 5), onde então sofre uma brusca perda de pressão até o ponto “6”. Depois da placa de bocais, a pressão do ar sofre uma nova redução provocada pelas telas perfuradas até chegar ao ponto

“8”, na entrada do dispositivo sob teste. No caso de testes com unidades condensadoras (Fig. 1), a pressão no ponto “8” é a atmosférica. Em seguida, a pressão no ponto “8” é reduzida pelo condensador até o ponto “9” e novamente aumentada pelos ventiladores da unidade até a pressão atmosférica (ponto 10).

As pressões manométricas nos pontos “5” e “8” e a pressão diferencial nos bocais foram medidas tanto por transdutores de pressão quanto por manômetros de coluna de óleo (Fig. 6).

As temperaturas foram medidas através de termopares e utilizadas na obtenção da massa específica do ar. A potência elétrica ativa, a corrente e a tensão de alimentação dos ventiladores foram medidas através de transdutores específicos. A leitura dos sinais gerados pelos transdutores de pressão, termopares e transdutores de grandezas elétricas foi realizada através de um sistema de aquisição de sinais. A rotação foi medida através de uma lâmpada estroboscópica.

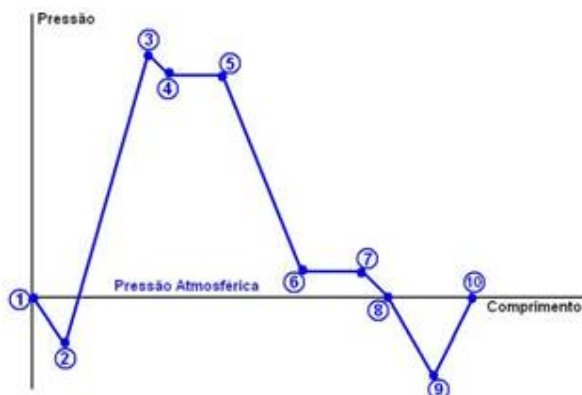


Figura 5. Pressão de ar ao longo do túnel de vento



Figura 6. Manômetros de coluna de óleo e Transdutores de pressão

A faixa de operação da câmara de bocais utilizada neste trabalho é de $110 \text{ m}^3/\text{h}$ a $10.300 \text{ m}^3/\text{h}$. A máxima pressão estática que pode ser atingida no ponto “8” (ver Fig. 1) é de 125 Pa , no ponto de máxima vazão. O comprimento do túnel de vento é de $4,2\text{m}$ e a sua seção transversal é quadrangular com dimensões $1,6\text{m} \times 1,6\text{m}$.

3. Metodologia

A metodologia adotada consiste na realização de ensaios de performance aerodinâmica com ventiladores, trocadores de calor e unidades condensadoras, utilizando o aparato experimental apresentado na seção anterior. O objetivo principal destes testes é a obtenção das curvas de pressão versus vazão de trocadores de calor e de pressão, rotação, potência elétrica e eficiência versus vazão de ventiladores.

Os ensaios consistiram, primeiramente, na montagem do dispositivo a ser testado na descarga da câmara de bocais (Fig. 1). Em seguida, os ventiladores auxiliar e principal (ventilador em teste) foram ligados. Após a partida do ventilador principal, aguardou-se um tempo de aproximadamente 30 minutos para que a temperatura e a rotação do motor se estabilizassem, como mostram as Figuras 7 e 8. Para cada ponto de vazão aguardou-se um tempo de estabilização de 8 minutos e, em seguida, os sinais de pressões, temperaturas e de grandezas elétricas foram lidos a cada 2,5 segundos, durante um período de 2 minutos. A rotação do ventilador principal foi medida apenas uma vez durante esses 2 minutos. A umidade relativa e a pressão atmosférica foram também medidas durante o ensaio.

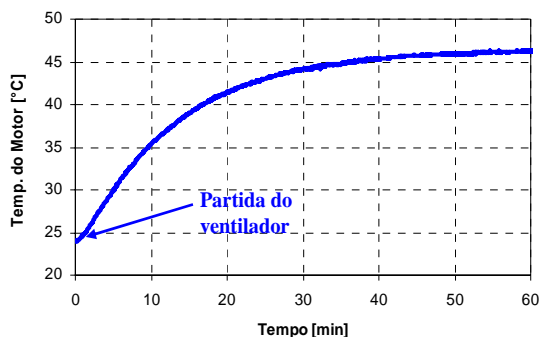


Figura 7. Temperatura do motor ao longo do tempo (Ventilador de 450mm)

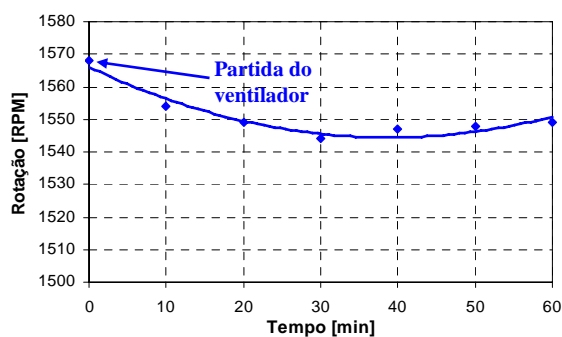


Figura 8. Rotação do motor ao longo do tempo (Ventilador de 450mm)

Grandezas como pressões, temperaturas, rotação e potência elétrica foram medidas diretamente pelos seus respectivos transdutores. No entanto, a vazão de ar e a eficiência foram obtidas de maneira indireta através de um conjunto de expressões apresentadas pela norma AMCA 210-99 e mostradas de forma resumida a seguir.

A vazão de ar, “Q”, foi calculada pela Eq. (1). Os índices “5”, “6” e “8” referem-se aos respectivos pontos de medição mostrados na Fig. 1 e o índice “o” refere-se ao ar do ambiente de teste.

$$Q = \left(\frac{\rho_5}{\rho_8} \right) \cdot \sqrt{2} \cdot Y \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_5}} \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot A_{bi}) \quad (1)$$

Onde “ΔP” é a pressão diferencial nos bocais e “A_b” é área da garganta do bocal. O fator de expansão, “Y”, foi calculado através da Eq. (2):

$$Y = 0,548 \cdot (1 - \alpha) \quad (2)$$

Onde “α” foi obtido pela Eq. (3):

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P}{\rho_5 \cdot 287,1 \cdot (T_{d5} + 273,15)} \quad (3)$$

A massa específica do ar na entrada dos bocais, “ρ₅”, foi obtida pela Eq. (4):

$$\rho_5 = \rho_o \cdot \left(\frac{T_{do} + 273,15}{T_{d5} + 273,15} \right) \cdot \left(\frac{P_{s5} + P_b}{P_b} \right) \quad (4)$$

Onde “T_d” representa a temperatura de bulbo seco do ar, “P_s”, a pressão estática e “P_b” a pressão barométrica. A massa específica do ar atmosférico, “ρ_o”, foi obtida pela Eq. (5):

$$\rho_o = \frac{(P_b - 0,378 \cdot P_p)}{R \cdot (T_{do} + 273,15)} \quad (5)$$

Onde “R” é a constante dos gases perfeitos para o ar. A pressão parcial do vapor, “P_p”, foi obtida pela Eq. (6):

$$P_p = P_e - P_b \left(\frac{T_{do} - T_{wo}}{1500} \right) \quad (6)$$

Onde a pressão de saturação do vapor d’água, “P_e”, foi obtida pela Eq. (7):

$$P_e = 3,25 \cdot T_{wo}^2 + 18,6 \cdot T_{wo} + 692 \quad (7)$$

Onde “T_w” representa a temperatura de bulbo úmido do ar. A massa específica do ar na entrada da seção de teste, “ρ₈”, foi obtida pela Eq. (8):

$$\rho_8 = \rho_o \cdot \left(\frac{T_{do} + 273,15}{T_{s8} + 273,15} \right) \cdot \left(\frac{P_{s8} + P_b}{P_b} \right) \quad (8)$$

O coeficiente de descarga do bocal, “C”, foi obtido pela Eq. (9). Esta expressão refere-se ao bocal cujo perfil está mostrado na norma AMCA 210-99 e foi utilizado neste trabalho.

$$C = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re}} + \frac{134,6}{Re} \quad (9)$$

O número de Reynolds na descarga do bocal, “Re”, foi calculado pela Eq. (10):

$$Re = \frac{\sqrt{2}}{\mu} \cdot C \cdot D \cdot Y \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_5} \quad (10)$$

Onde “D” é o diâmetro do bocal e “μ” é a viscosidade absoluta do ar. As Equações (9) e (10) mostram que um procedimento iterativo deve ser empregado para a determinação do coeficiente de descarga e do número de Reynolds.

As eficiências estática e total do ventilador foram também calculadas de forma indireta, respectivamente, através das Equações (11) e (12).

$$\eta_s = \frac{Q \cdot P_{s8}}{W_e} \quad (11)$$

$$\eta_t = \frac{Q \cdot P_t}{W_e} \quad (12)$$

Onde “W_e” é a potência elétrica. A pressão total do ventilador, “P_t”, foi obtida pela Eq. (13):

$$P_t = P_{s8} + \left(\frac{Q \cdot \rho}{A_v} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{10}} \quad (13)$$

Onde “A_v” é a área de descarga do ventilador. A massa específica do ar na descarga do ventilador, “ρ₁₀”, foi obtida pela Eq. (14):

$$\rho_{10} = \rho_o \cdot \left(\frac{T_{do} + 273,15}{T_{d10} + 273,15} \right) \quad (14)$$

Vale ressaltar que as Equações (11) e (12) referem-se a eficiências globais do ventilador, ou seja, representam a razão entre a potência mecânica entregue ao escoamento e a potência elétrica consumida pelo motor.

4. Resultados

4.1. Avaliação da repetibilidade

A Figura 9 mostra as curvas de pressão estática e potência elétrica versus vazão obtidas a partir de dois ensaios distintos, ambos com o ventilador de 450mm e utilizando o mesmo bocal de 10”. A Figura 10 mostra as mesmas curvas, mas agora obtidas a partir de três ensaios distintos com o ventilador de 350mm, também utilizando uma mesma combinação de bocais (4”, 4,5” e 5,5”). As Figuras 11 e 12 mostram, respectivamente, os ventiladores de 450mm e de 350mm montados na descarga do túnel de vento. Nas duas montagens empregou-se a própria coifa utilizada nas unidades condensadoras.

Pode-se observar que tanto as curvas de pressão estática como as de potência elétrica ficaram muito próximas entre si. Nos dois testes com o ventilador de 450mm (Fig. 9), o máximo afastamento entre as curvas de pressão estática ocorreu na descarga livre e foi inferior a 2% em termos de vazão. Nos três testes com o ventilador de 350mm (Fig. 11), esse afastamento foi inferior a 1%.

Entre as curvas de potência elétrica do ventilador de 450mm (Fig. 9), o máximo afastamento ocorreu no ponto de maior vazão e foi de 2% em termos de potência. O afastamento de 2% se repetiu entre as curvas de potência elétrica do ventilador de 350mm (Fig. 10).

A repetibilidade dos resultados foi considerada satisfatória, pois os afastamentos entre as curvas foram equivalentes às incertezas de medição da vazão (±2%) e da potência elétrica (±1%).

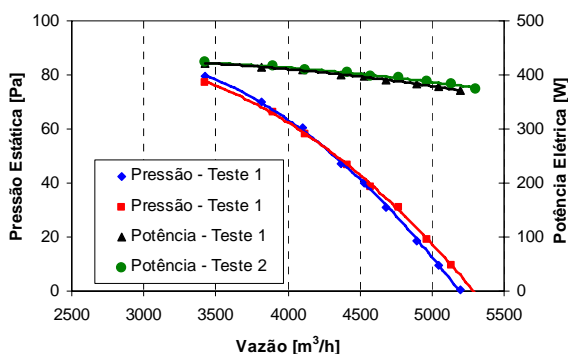


Figura 9. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador 450mm – Bocal de 10")

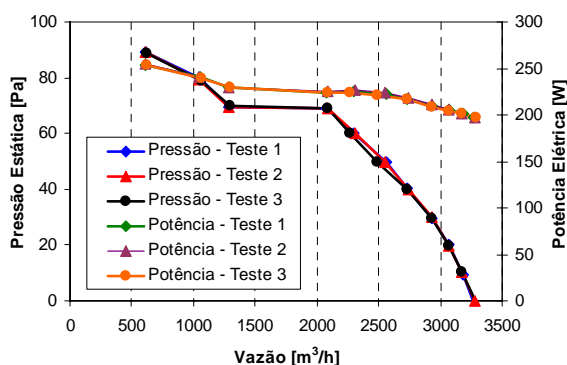


Figura 10. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador 350mm – Bocais de 4", 4,5" e 5,5")



Figura 11. Ventilador axial de 450mm



Figura 12. Ventilador axial de 350mm

4.2. Validação dos resultados

Nesta etapa, os resultados obtidos com o ventilador de 450mm foram comparados com os obtidos pela câmara de bocais do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. A câmara de bocais do IPT realiza ensaios de ventiladores pelo recalque e também está adequada à norma AMCA 210-99. O laboratório de ventiladores do IPT é acreditado pela DKD, uma associação de laboratórios e institutos de calibração da Alemanha, equivalente ao INMETRO no Brasil, que faz acreditamentos de laboratórios, bancadas experimentais e instrumentos de medição no mundo inteiro.

A Figura 13 mostra o ventilador de 450mm montado na sucção da câmara do IPT. Vale ressaltar que nas duas câmaras (UFSC e IPT) o ventilador foi montado com a mesma coifa. A Figura 15 mostra uma comparação entre as curvas de pressão estática e de potência elétrica versus vazão obtidas pelo IPT e pela UFSC. Tanto no IPT quanto na UFSC os ensaios foram realizados na tensão de 220V.

Pode-se observar através da Figura 14 um pequeno afastamento entre as curvas do IPT e da UFSC. Para as curvas de pressão estática o afastamento máximo foi de 6% em termos de vazão, na faixa de pressão de 0 (zero) a 70 Pa. O desvio de 6% está ligeiramente acima do valor de 4%, que representa a soma da incerteza de medição da vazão da UFSC ($\pm 2\%$) com a do IPT ($\pm 2\%$).

Entre as curvas de potência elétrica, o afastamento máximo foi de 5% em termos de potência, para uma mesma vazão, na faixa entre 5200 e 3500 m³/h (correspondente à faixa de 0 a 70 Pa). Este desvio pode ser justificado pelas incertezas de medição da vazão da UFSC ($\pm 2\%$) e do IPT ($\pm 2\%$) e pela própria incerteza de medição da potência elétrica, que é de $\pm 2\%$ no IPT e de $\pm 1\%$ na UFSC. Vale ressaltar que abaixo dos 3500 m³/h não se fez qualquer comparação entre as curvas, devido ao aquecimento excessivo do motor e ao conseqüente "desarme" do ventilador pela atuação do protetor térmico.

O afastamento encontrado entre as curvas obtidas pelo IPT e pela UFSC pode estar associado à diferença entre as concepções de câmara de bocais. A câmara do IPT realiza ensaios pelo recalque e a da UFSC, pela sucção do ventilador. Além disso, os procedimentos de teste adotados na UFSC e no IPT não são os mesmos. O tempo de estabilização inicial, por exemplo, foi de 30 minutos no ensaio realizado pela UFSC e não maior que 10 minutos no realizado pelo IPT.

Em face das diferenças entre as câmaras e dos resultados acima apresentados, a validação da câmara de bocais da UFSC foi considerada satisfatória.

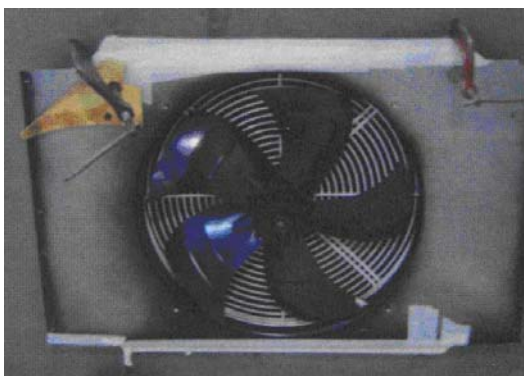


Figura 13. Ventilador axial de 450mm (Ensaio no IPT)

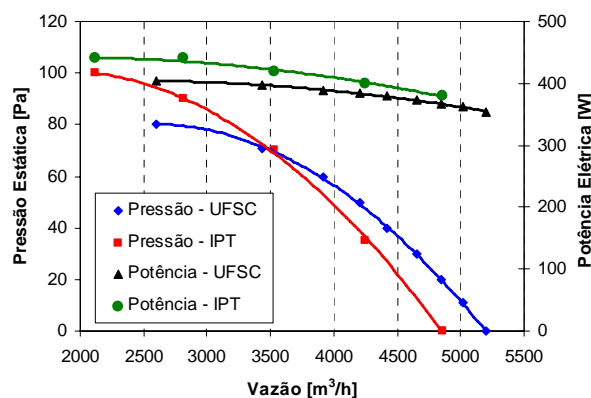


Figura 14. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 450mm)

4.3. Comparativo com as curvas do fabricante

Nesta etapa, as curvas obtidas com os ventiladores de 450mm e de 350mm foram comparadas com as fornecidas pelo fabricante. A câmara de bocais utilizada pelo fabricante realiza ensaios pela aspiração do ventilador e também está adequada à AMCA 210. Vale ressaltar que as coifas utilizadas nos ensaios do fabricante não eram iguais às empregadas nos ensaios da UFSC. A Figura 15 mostra uma comparação entre as curvas de pressão estática e potência elétrica versus vazão obtidas pelo fabricante e pela UFSC, para o ventilador de 450mm. A Figura 16 mostra a mesma comparação para o ventilador de 350mm. Os ensaios foram realizados na tensão de 230V, tanto pelo fabricante quanto pela UFSC.

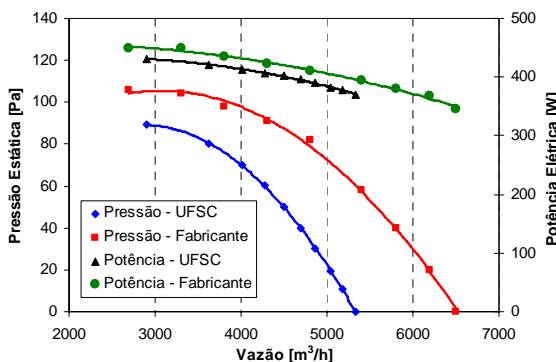


Figura 15. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 450mm)

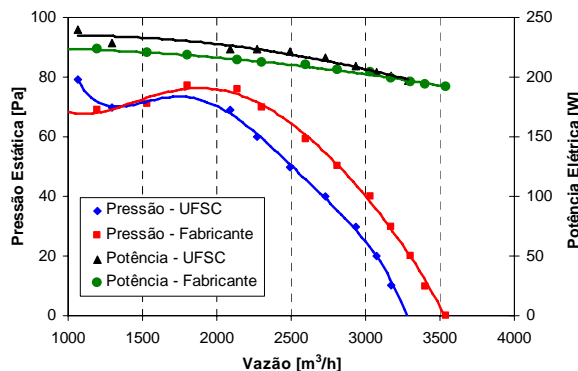


Figura 16 – Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 350mm)

Pode-se observar através da Fig. 15 que há uma diferença significativa entre as curvas de pressão estática. Em termos de vazão, o afastamento entre essas curvas foi de 18% na descarga livre e de 32% na pressão de 90 Pa. Para as curvas de potência elétrica o afastamento máximo foi de 4% em termos de potência, numa mesma vazão. Vale ressaltar que abaixo da vazão de 3000 m³/h (correspondente à pressão de 90Pa na curva da UFSC) não se fez qualquer comparação entre as curvas, pelo mesmo motivo apresentado na seção 4.2.

Pode-se observar através da Fig. 16 que o afastamento entre as curvas de pressão estática do ventilador de 350mm foi inferior ao obtido nos ensaios com o ventilador de 450mm (Fig. 15). Na descarga livre, esse afastamento foi de 8% em termos de vazão, para o ventilador de 350mm, contra 18% para o ventilador de 450mm.

No caso da potência elétrica, o afastamento entre as curvas obtidas pela UFSC e pelo fabricante foi inferior a 5% em termos de potência, numa mesma vazão, tanto para o ventilador de 450mm quanto para o de 350mm.

É muito provável que as diferenças entre as curvas da UFSC e do fabricante estejam associadas com o tipo de coifa utilizado nos ensaios. O fabricante realizou os seus ensaios com as coifas originais dos ventiladores de 450mm e de 350mm. Entretanto, nos ensaios realizados na UFSC utilizaram-se as próprias coifas das unidades condensadoras de 3,5HP e 5,0HP, cujas dimensões são bastante diferentes das encontradas nas coifas do fabricante. Por exemplo, o colarinho da coifa utilizada na unidade de 5,0HP tem uma profundidade de 19mm, enquanto o colarinho da coifa original do ventilador de 450mm possui 100mm. No caso do ventilador de 350mm esse colarinho é de 80mm na coifa original e de 29mm na coifa da unidade de 3,5HP.

4.4. Avaliação do ponto de operação

Nesta etapa, a vazão de ar determinada pela interseção entre as curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do trocador de calor foi comparada com a obtida pelo ensaio da unidade completa. Antes disso, o desempenho de dois ventiladores em paralelo foi comparado com o desempenho individual de cada ventilador.

A Figura 17 mostra dois ventiladores de 450mm montados em paralelo na descarga da câmara de bocais. A Figura 18 mostra a mesma montagem com os ventiladores de 350mm.

A Figura 19 mostra a curva de pressão estática versus vazão obtida no ensaio com dois ventiladores de 450mm, montados em paralelo. Na mesma figura mostra-se também a curva característica obtida mediante a multiplicação da vazão de um ventilador de 450mm por dois. Pode-se observar que, neste caso, a associação dos ventiladores em paralelo não afetou o desempenho individual de cada ventilador.

A Figura 20 apresenta uma comparação similar, mas agora com os ventiladores de 350mm. Pode-se observar que, neste caso, a montagem dos ventiladores de 350mm em paralelo afetou ligeiramente o desempenho individual dos ventiladores. O máximo afastamento entre as curvas foi de 7% em termos de vazão, na descarga livre.



Figura 17. Ventiladores de 450mm em paralelo



Figura 18. Ventiladores de 350mm em paralelo

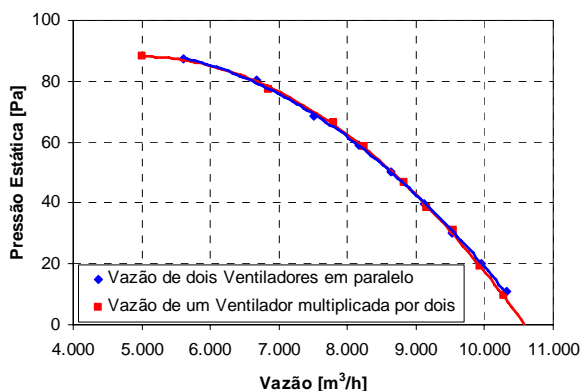


Figura 19. Pressão Estática versus vazão de ar (Ventiladores de 450mm)

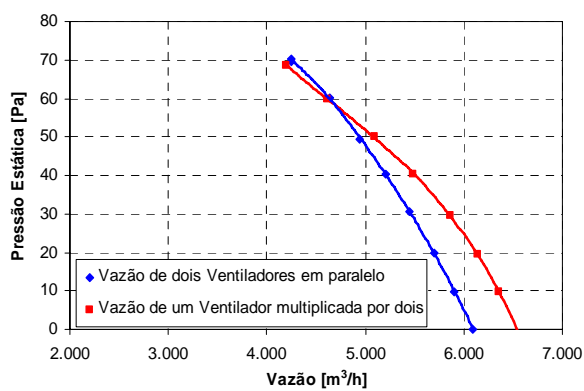


Figura 20. Pressão Estática versus vazão de ar (Ventiladores de 350mm)

As Figuras 21 e 22 mostram, respectivamente, os condensadores das unidades de 3,5HP e de 5,0HP, montados na descarga da câmara de bocais. A Figura 23 mostra as curvas de perda de carga obtidas nos ensaios com estes condensadores, onde nota-se que o condensador de 3,5HP apresenta uma maior perda de pressão para uma mesma vazão, em relação ao condensador de 4,5HP, devido a sua menor área frontal e consequentemente da sua maior velocidade de face.



Figura 21. Condensador de 3,5HP



Figura 22. Condensador de 5,0 HP

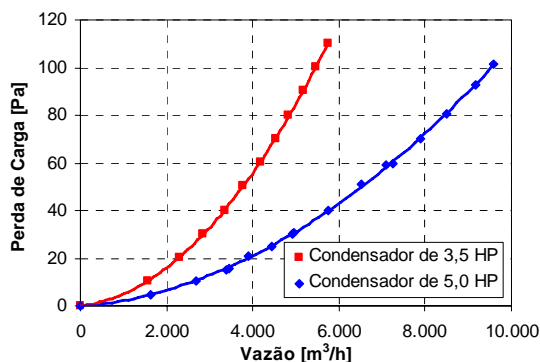


Figura 23. Perda de carga versus vazão de ar (Condensadores de 3,5 e 5,0 HP)

A Figura 24 mostra dois diferentes pontos de operação para a unidade de 5,0 HP. O ponto de 7.691 m³/h foi obtido através das curvas características do condensador e do ventilador obtidas pela UFSC. Já a vazão de 8.918 m³/h foi obtida através da interseção com a curva do ventilador fornecida pelo fabricante. Ambas as curvas dos ventiladores (Fig. 24) foram geradas multiplicando a vazão da curva de um ventilador por dois (montagem em paralelo). Nos ensaios da UFSC, utilizaram-se as próprias coifas das unidades condensadoras e nos ensaios do fabricante, as coifas originais do ventilador. Pode-se constatar através da Fig. 25 que a vazão de operação obtida pela curva da UFSC foi 16% inferior à obtida pela curva do fabricante.

De forma análoga, a Fig. 25 mostra uma comparação entre os dois pontos de operação obtidos para a unidade 3,5 HP. Para esta unidade a diferença entre as vazões obtidas pelas curvas da UFSC e do fabricante foi de apenas 5%.

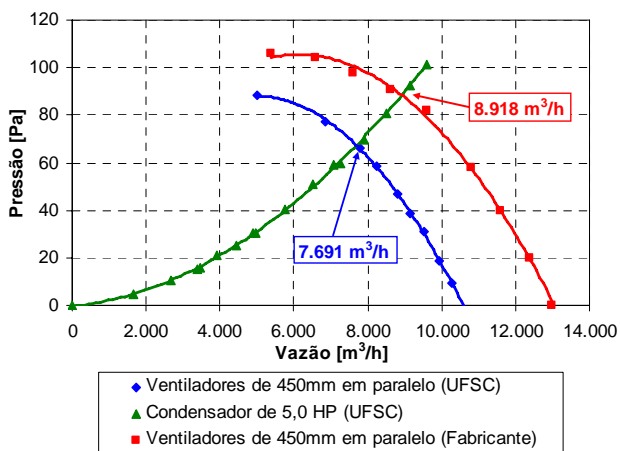


Figura 24. Curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do condensador (unidade de 5,0HP)

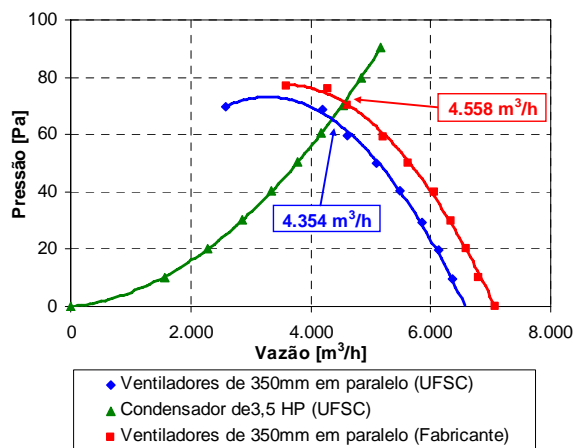


Figura 25. Curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do condensador (unidade de 3,5HP)

Durante a operação de uma unidade condensadora num sistema de refrigeração, a entrada e a descarga de ar ocorrem à pressão atmosférica (Fig. 26), ou seja, a pressão diferencial na unidade é nula. O teste com a unidade condensadora completa tem o objetivo de reproduzir justamente essa condição de funcionamento. Devido à dificuldade de se manter a pressão diferencial exatamente no valor zero durante o ensaio da unidade, foram realizados cinco testes utilizando pressões diferenciais na faixa entre -20 a 20Pa. Um ajuste linear sobre esses cinco pontos permitiu a determinação da vazão de operação da unidade na condição de pressão diferencial nula.

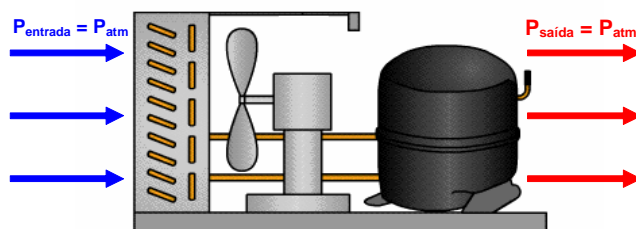


Figura 26. Condição de funcionamento de uma unidade condensadora

As Figuras 27 e 28 mostram, respectivamente, as unidades de 5,0HP e 3,5HP montadas na descarga do túnel de vento. As Figuras 29 e 30 mostram os pontos de operação obtidos para estas duas unidades.



Figura 27. Unidade de 5,0HP



Figura 28. Unidade de 3,5HP

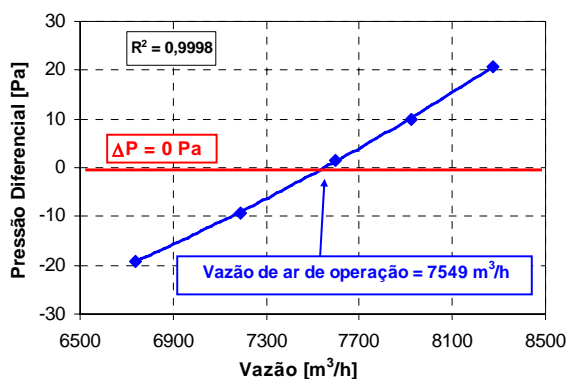


Figura 29. Ponto de operação (Unidade de 5,0HP)

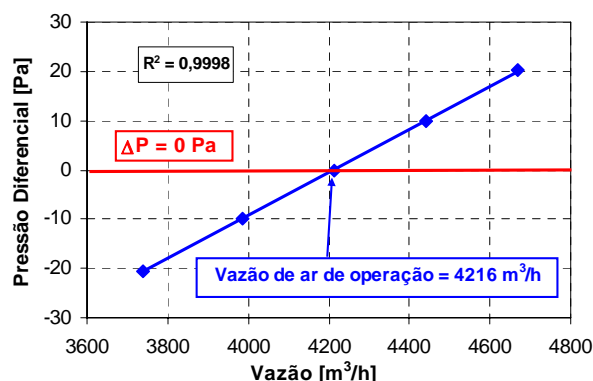


Figura 30. Ponto de operação (Unidade de 3,5HP)

A vazão obtida no ensaio com a unidade de 5,0HP (7.549 m³/h) foi 2% inferior à obtida pela interseção entre as curvas de UFSC (7.691 m³/h) e 18% inferior à determinada com curva do fabricante (8.918 m³/h). De forma análoga, a vazão da unidade de 3,5HP (4.216 m³/h) foi 3% inferior à obtida com as curvas da UFSC (4.354 m³/h) e 8% inferior à determinada com as curvas do fabricante (4.558 m³/h). Isto indica que se a curva característica do ventilador for obtida com a mesma coifa da unidade condensadora, a estimativa da vazão de ar através da interseção entre curvas é adequada. Além disso, é provável que se fosse utilizada a coifa original do fabricante do ventilador, haveria um aumento significativo na vazão da unidade de 5,0HP.

As Figuras 31 e 32 mostram, respectivamente, as curvas de eficiência versus vazão dos ventiladores de 450mm e de 350mm. Na vazão de 3.775 m³/h, ou seja, metade da vazão da unidade de 5,0HP (7.549 m³/h), a eficiência estática do ventilador de 450mm é de aproximadamente 19%. Este valor está bastante próximo do ponto de máxima eficiência estática (Figura 31).

De forma análoga, se um ventilador de 350mm entregasse metade da vazão da unidade de 3,5HP, ele apresentaria uma eficiência de 18%, valor também próximo do ponto de máxima eficiência estática (Fig. 32).

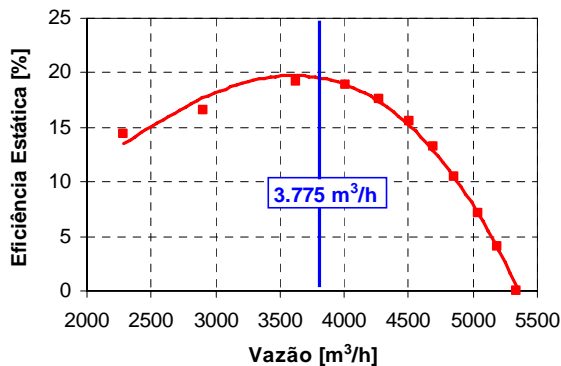


Figura 31. Eficiência Estática versus vazão (Ventilador de 450mm)

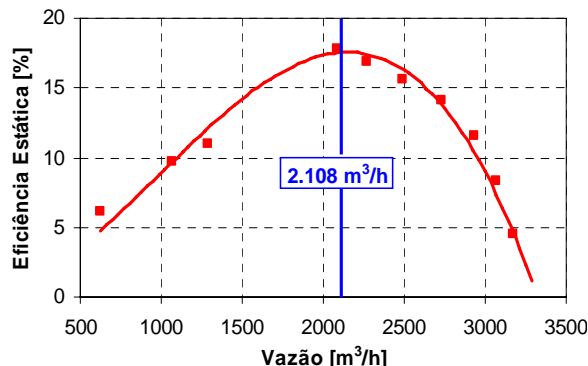


Figura 32. Eficiência Estática versus vazão (Ventilador de 350mm)

5. Conclusões

O desempenho do sistema de ventilação de duas unidades condensadoras foi investigado experimentalmente neste trabalho. Uma câmara de bocais foi construída sob as especificações da norma AMCA 210-99. Esta câmara mostrou-se capaz de realizar ensaios com ventiladores, trocadores de calor e unidades condensadoras. Variáveis típicas obtidas durante os ensaios foram vazão de ar, pressão estática, rotação, potência elétrica e eficiências.

As principais conclusões desse trabalho estão apresentadas a seguir:

- (a) A repetibilidade dos resultados da bancada foi considerada satisfatória, pois os afastamentos entre as curvas de um mesmo ventilador foram equivalentes às incertezas de medição do experimento;
- (b) Os resultados obtidos no ensaio do ventilador de 450mm foram comparados com os obtidos pela câmara de bocais do IPT. O afastamento entre as curvas de pressão estática da UFSC e do IPT foi ligeiramente superior à incerteza de medição. Isso pode estar associado com o tipo de câmara utilizada e com algumas diferenças no procedimento de ensaio;
- (c) Para o ventilador de 450mm, as vazões obtidas no ensaio da UFSC foram significativamente inferiores às fornecidas pelo fabricante. A perda de desempenho provavelmente está associada aos diferentes tipos de coifa utilizados pelo fabricante (coifa original) e pela UFSC (coifa da unidade condensadora);
- (d) A associação dos ventiladores em paralelo afetou ligeiramente o desempenho individual dos ventiladores. Isto indica que, numa montagem em paralelo, a vazão total pode ser estimada multiplicando a vazão de um ventilador pelo número de ventiladores utilizados;
- (e) A vazão de ar determinada no ensaio com a unidade completa foi muito semelhante à calculada pela interseção entre as curvas do trocador e do ventilador obtidas pela UFSC, cujos ensaios foram realizados utilizando a própria coifa da unidade. Isto indica que, neste caso, o método da interseção pode ser utilizado para a determinação do ponto de operação da unidade;
- (f) A vazão de operação obtida com a curva do ventilador fornecida pelo fabricante (ensaio com a coifa original) foi 18% superior à vazão da unidade de 5,0HP. Por um lado, isto indica que poderia haver um ganho significativo de vazão, caso fosse utilizada a coifa original do ventilador de 450mm na unidade condensadora. Por outro lado, o uso da curva do fabricante do ventilador acarretaria um erro de 18% na estimativa da vazão de ar da unidade de 5,0HP.
- (g) Os ventiladores das unidades de 3,5HP e 5,0HP operam dentro das suas regiões de máxima eficiência estática.

6. Agradecimentos

Os autores agradecem à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), empresa pública vinculada ao Ministério da Ciência e Tecnologia do Brasil, pelo suporte financeiro. Os autores também se mostram gratos pelo suporte técnico e financeiro da Empresa Brasileira de Compressores S.A., através dos Engenheiros Gilberto S. Melo e Roberto H. Pereira. Agradecimentos também devem ser feitos aos Srs. Fernando G.C. da Silva, Milton M. P. Seifert e Lincoln M. Takemoto pela dedicação à construção da câmara e à realização dos ensaios.

7. Referências

PROCEL, 2001, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Eletrobrás, <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>, acessado em fevereiro de 2001

ANSI/AMCA 210-99 ou ANSI/ASHRAE 51-1999, "Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating". AMCA, Air Movement and Control Association International, Inc. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.

STUDY ON THE COMPONENTS EFFECTS ON THE RESULTING AIRFLOW RATES OF CONDENSING UNITS

Gustavo Pöttker – gustavo@polo.ufsc.br

Cláudio Melo – melo@polo.ufsc.br

Department of Mechanical Engineering

Federal University of Santa Catarina

88040-900 - Florianópolis – SC – Brazil

Phone: (55) 48 3234-5691 / Fax: (55) 48 3234-5166

Abstract: The aerodynamic performance of two different condensing units was investigated in this work. A testing chamber was built according to AMCA 210-99 and tests with condensing units, axial fans and condensers were performed. Typical performance curves such as static pressure vs. airflow rate, power input vs. airflow rate and

condenser impedance vs. airflow rate were obtained. The condensing unit measured operating point was compared with the one obtained by the intersection of the fan and condenser characteristic curves. It was shown that the theoretical and measured operating points are the same only when the fan characteristic curve is obtained using the condensing unit wall ring.

keywords: airflow rate , condensing unit, axial fan, wind tunnel, condenser