

Avaliação experimental do desempenho aerodinâmico de unidades condensadoras para condicionamento de ar rodoviário – EVR2021-0033

Pedro A. Brüggemann^{1,*}, Vitor H.F. Alves¹, Diogo L. Da Silva², Jean Goedert³, Christian J.L. Hermes¹

¹ POLO Labs, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil

² Departamento de Engenharia da Mobilidade, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, SC, Brasil

³ VMG Aires, Joinville, SC, Brazil

* pedro@polo.ufsc.br

Resumo

O presente trabalho investiga experimentalmente o desempenho aerodinâmico de unidades condensadoras de sistemas de condicionamento de ar para ônibus. Experimentos foram realizados em um túnel de vento aberto para avaliar não só as curvas características de desempenho dos ventiladores, mas também para obter o ponto de operação do sistema aerodinâmico. Adicionalmente, a unidade condensadora foi instrumentada com uma malha de tomadas de pressão empregadas para mapear a perda de carga no circuito de ar. Os resultados obtidos apontam que os ventiladores competem entre si, tal que a redução de quatro para três ventiladores resulta em uma queda de apenas 9,5% na vazão de ar. Uma análise de escala foi realizada, mostrando que esta queda na vazão de ar implicaria na redução de 7,5% na taxa de troca de calor.

Palavras-chave: condicionador de ar, ônibus rodoviário, ventilador, condensador, túnel de vento, desempenho aerodinâmico

Introdução

Os sistemas de condicionamento de ar para ônibus têm como principal função proporcionar conforto térmico aos passageiros, controlando a temperatura e a umidade do ar dentro de limites que atendam às condições de conforto térmico. Além dos aspectos relacionados ao conforto, tais sistemas também precisam ser energeticamente eficientes (Jabardo et al., 2002).

Dentre os diferentes componentes presentes no sistema de condicionamento de ar, observa-se que a unidade condensadora – cujo sistema aerodinâmico é composto não só pelo condensador propriamente dito, mas também por um conjunto de ventiladores e uma coifa que abriga o conjunto – apresenta um impacto significativo sobre o coeficiente de performance (COP) do sistema já que afeta diretamente a pressão de condensação na qual o condicionador de ar opera (Jones, 2001).

Fatores como a não-homogeneidade do escoamento de ar e by-pass no condensador podem elevar a pressão de condensação, aumentando o consumo de combustível para manter a capacidade de refrigeração desejada, o que é agravado pelo consumo de potência de bombeamento por parte dos ventiladores, que depende não só da vazão de ar mas também da perda de carga no sistema aerodinâmico (Da Silva et al., 2019).

Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo mapear experimentalmente o desempenho aerodinâmico de unidades condensadoras utilizadas em sistemas de condicionamento de ar para ônibus rodoviários.

Unidade Condensadora

O sistema de condicionamento de ar comumente utilizado em ônibus rodoviários compõe-se de uma unidade evaporadora e de uma unidade condensadora, ambas conectadas a um compressor e um ou mais dispositivos de

expansão. Tal sistema utiliza-se do princípio da compressão de vapor para produzir frio. A unidade evaporadora tem como objetivo remover calor e umidade do interior do ônibus, enquanto a unidade condensadora tem a função de rejeitar calor para o ambiente externo.

A Fig.1 mostra os principais componentes presentes na unidade condensadora de um ônibus rodoviário. A carenagem do condensador é projetada para gerar pouco arraste durante o movimento do veículo e ao mesmo tempo captar ar atmosférico utilizado na troca de calor. Os trocadores de calor utilizados são do tipo tubo-aleta e conectados em paralelo no lado do ar. A unidade condensadora também possui um conjunto de ventiladores axiais instalados na parte superior, associados em paralelo e distribuídos de forma equidistante ao longo do equipamento. O conjunto de ventiladores promove o fluxo de ar no sistema aerodinâmico, succionando o ar quente que sai dos condensadores e são descarregados na atmosfera.

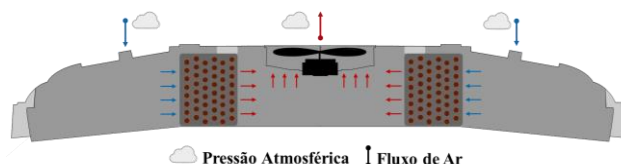


Figura 1: Representação da unidade condensadora

Túnel Aerodinâmico

Para a análise experimental, foi empregado um túnel aerodinâmico aberto, construído de acordo com as especificações das normas da ASHRAE (1987, 2000). A Fig. 2 apresenta uma representação esquemática do túnel, que tem 4,5 m de comprimento e 1,6m de seção transversal, possibilitando medir vazões na faixa de 110 até 11.000 m³/h.

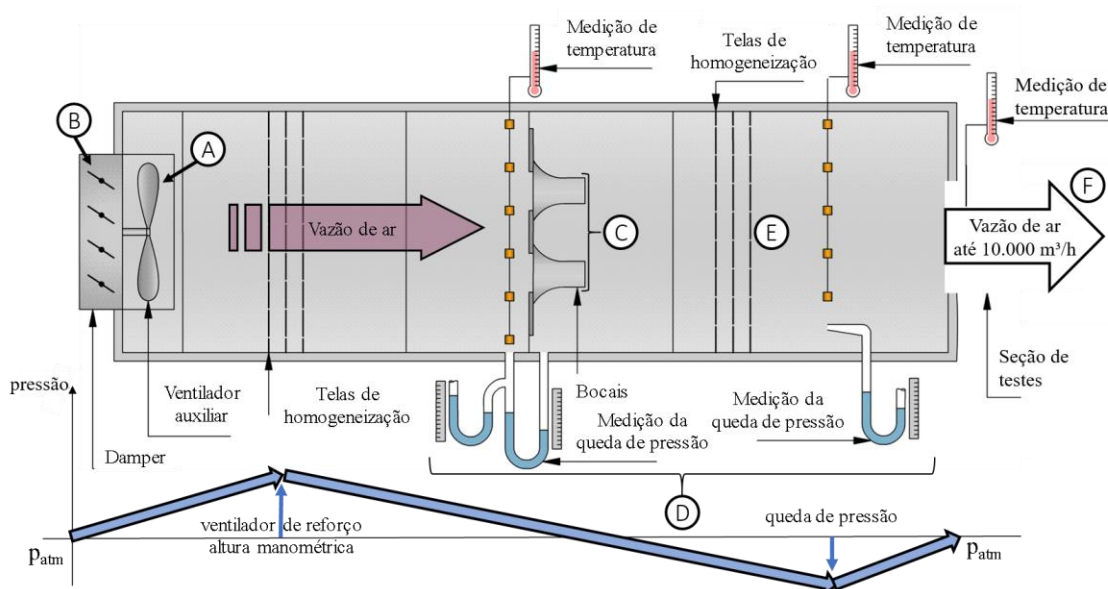


Figura 2: Túnel aerodinâmico do POLO

O túnel é equipado com um (a) ventilador auxiliar de rotação variável, um (b) sistema de *dampers* que atua no controle da vazão do ventilador, uma (c) placa de bocais, (d) transdutores de pressão diferencial para o cálculo da vazão volumétrica, e (e) telas perfuradas para homogeneização do fluxo de ar antes da (f) seção de teste. O túnel aerodinâmico permite a obtenção não só das curvas características de ventiladores, mas também das curvas de impedância de trocadores de calor, além da vazão de ar promovida pelos ventiladores no ponto de operação do sistema aerodinâmico. A vazão volumétrica de ar foi medida pelo túnel de vento com uma incerteza de medição máxima de $\pm 10\%$.

A curva de performance do ventilador, ilustrada na Fig.3 (linha azul), caracteriza a vazão deslocada pelo ventilador para uma determinada queda de pressão imposta pelo sistema (linha roxa na Fig. 3). Para obtenção das curvas de performance de um ventilador com auxílio do túnel aerodinâmico, acopla-se o ventilador a ser testado à seção de teste. Feito isso, aciona-se o ventilador a ser testado e controla-se a rotação do ventilador auxiliar. Esta ação possibilita igualar a pressão de sucção com a de descarga do ventilador em teste, para obter, com isso, o primeiro ponto da curva de performance, definido como descarga livre, que se caracteriza não só por um diferencial de pressão nulo entre a entrada e a saída, mas também pela máxima vazão de ar deslocada pelo ventilador. Em seguida, reduz-se a pressão estática do ventilador em teste através da redução da rotação do ventilador auxiliar e do fechamento dos *dampers*, elevando-se a diferença de pressão no ventilador.

A curva de impedância, destacada na Fig. 3 em roxo, representa o comportamento aerodinâmico do sistema formado pela coifa e pelos condensadores. Para obtê-la, utilizam-se tomadas de pressão antes e depois da sucção do equipamento. Durante o teste, controla-se a rotação do ventilador auxiliar e, à medida que se aumenta o fluxo de ar pelo componente, registra-se a diferença de pressão, que varia com o quadrado da vazão (McQuiston et al., 1994).

Através das duas curvas descritas anteriormente, é possível determinar o ponto de operação teórico do conjunto

aerodinâmico, indicado pela intersecção entre a curva de performance do ventilador (azul) e a curva de impedância do sistema (roxa). Por se tratar de um ponto teórico, ele fornece uma vazão volumétrica ótima para determinada perda de carga do sistema. Porém, como o fluxo de ar na sucção do ventilador pode se comportar de maneira desorganizada e não uniforme na aplicação, é recomendado determinar o ponto de operação real, destacado pela reta pontilhada da Fig.3. Este ponto também é obtido com todo o conjunto aerodinâmico montado no túnel de vento, captando-se assim os efeitos que a montagem do ventilador no sistema impõe sobre a vazão de operação.

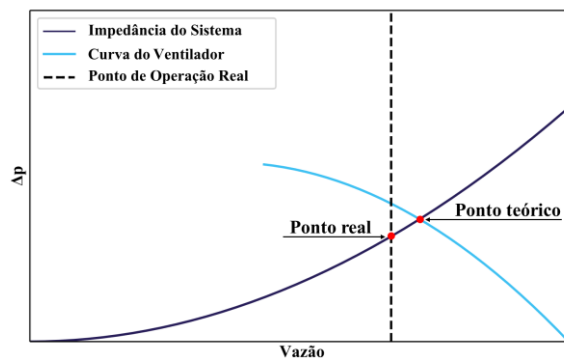


Figura 3: Exemplos de curvas características

Trabalho Experimental

Para investigar o comportamento aerodinâmico da unidade condensadora em questão, foi projetado e construído um aparato experimental capaz de reproduzir as condições de operação observadas durante a utilização do ônibus. O aparato conta com um duto de entrada externo, apresentado na Fig.4, que encobre toda a parte frontal e lateral do equipamento. O duto de entrada foi projetado de maneira a possibilitar que o escoamento de ar succionado pelas grelhas frontais e laterais da unidade condensadora fosse uniforme.

Adicionalmente, os círculos vermelhos apresentados na Fig.4 indicam os pontos de tomadas de pressão do ar.

Conforme mostra a Fig.4, a extremidade esquerda do sistema é acoplada ao túnel de vento no ponto F da Fig. 2. Como indicado pelo círculo vermelho representado na Fig. 5, também foi medida a pressão na sucção dos ventiladores da unidade condensadora. Tal instrumentação permite obter a curva de impedância do sistema composto pela coifa e condensadores que representa a real condição de operação dos ventiladores.

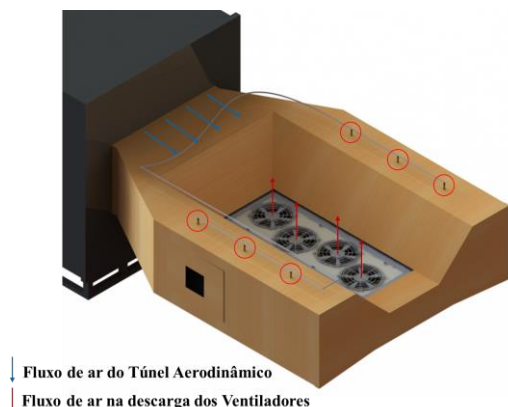


Figura 4: Esquema do aparato experimental

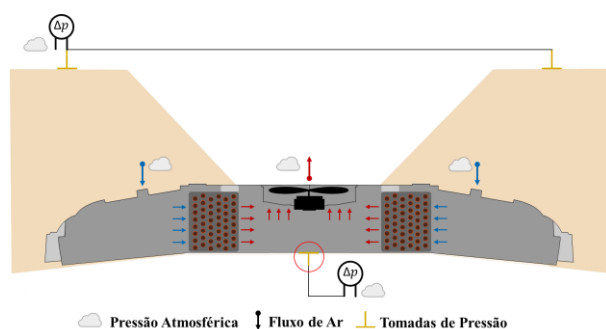


Figura 5: Seção transversal do aparato experimental

A curva de performance dos ventiladores foi obtida para apenas uma amostra escolhida dentre os 4 ventiladores instalados no produto, todos do mesmo modelo. A amostra foi acoplada na seção de teste do túnel aerodinâmico para se obter a curva de desempenho, do ponto de *free-flow*, até o ponto de *shut-off*, onde a vazão deslocada é nula e o ventilador está sujeito à maior variação de pressão. Uma vez que os 4 ventiladores estão em paralelo na unidade condensadora, pode-se determinar a curva teórica resultante do conjunto de ventiladores efetuando a soma de vazão de cada ventilador isolado para o mesmo diferencial de pressão, segundo o método de associação de ventiladores em paralelo.

A obtenção da curva de impedância da unidade condensadora foi realizada variando-se a rotação do ventilador auxiliar do túnel aerodinâmico. Este procedimento é executado de modo a compensar a perda de carga imposta pelos componentes do túnel e do duto de entrada, até que a pressão do fluxo de ar, na sucção da unidade condensadora, entre em equilíbrio com a pressão atmosférica, representada no ponto A da Fig. 6. Devido à perda de carga imposta pelos componentes da unidade condensadora (grelhas, dutos de ar, condensadores), a pressão estática é reduzida do ponto A para o ponto B da Fig. 6, que representa a sucção dos ventiladores.

Por conseguinte, o conjunto de ventiladores em operação precisa restabelecer a pressão para descarregar o fluxo de ar novamente à pressão atmosférica. Assim, a variação de pressão da sucção do ventilador até a sua descarga representa a mesma variação de pressão imposta pelo sistema, como mostra a Fig. 6. Este procedimento é realizado para diferentes rotações dos ventiladores.

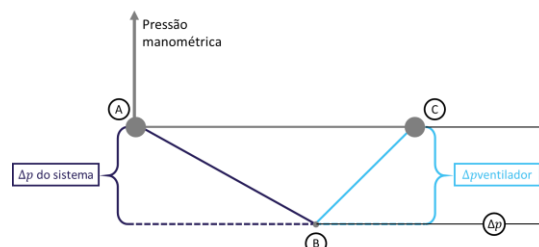


Figura 6: Distribuição da pressão ao longo do sistema

Resultados e Discussões

Com base nas curvas características do sistema, é possível analisar o desempenho do conjunto de ventiladores da unidade condensadora. Para isso, é necessário compreender os efeitos que a sucção dos ventiladores e a curva de impedância possuem sobre a vazão volumétrica no ponto de operação. Com o intuito de investigar uma possível interação indesejável entre os ventiladores, obteve-se experimentalmente o ponto de operação real de cada ventilador isoladamente (i.e., montado no sistema). Para tanto, acionou-se somente um ventilador do conjunto, vedando a descarga dos demais ventiladores, de modo a não haver uma recirculação do fluxo de ar entre a sucção e a descarga dos ventiladores mantidos desligados.

Com base neste procedimento, obteve-se os dados apresentado na Fig. 7, que compara os pontos de operação de 1, 2, 3 e 4 ventiladores em paralelo. Nota-se, nas três primeiras curvas de desempenho, que a diferença entre o ponto de operação teórico e o ponto de operação real é relativamente pequena, indicando uma boa montagem dos ventiladores. No entanto, quando se aciona o quarto ventilador, a diferença da vazão em relação ao ponto teórico torna-se bem significativa, mostrando indícios de que os ventiladores passaram a competir entre si.

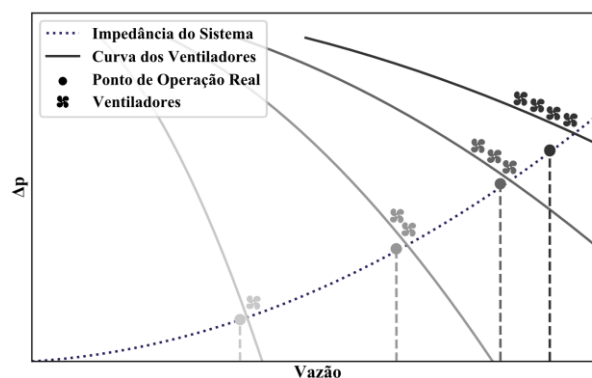


Figura 7: Pontos de operação para 1, 2, 3 e 4 ventiladores

A Fig. 8, por sua vez, mostra a diferença entre a vazão de ar teórica e real para as configurações com 3 e 4 ventiladores. Observa-se que a diferença de 2% para a configuração com

3 ventiladores aumenta para 4,5% quando são empregados 4 ventiladores em paralelo. Verifica-se também que o aumento de 3 para 4 ventiladores resulta em um aumento de apenas 9,5% na vazão de ar da unidade condensadora.

Adicionalmente, os dados experimentais da curva de impedância da Fig. 7 foram empregados para obter uma regressão da perda de carga do ar em função da vazão. Como resultado, obteve-se $\Delta p \sim \dot{V}^{1,8}$ que se aproxima do comportamento quadrático previsto para tal aplicação.

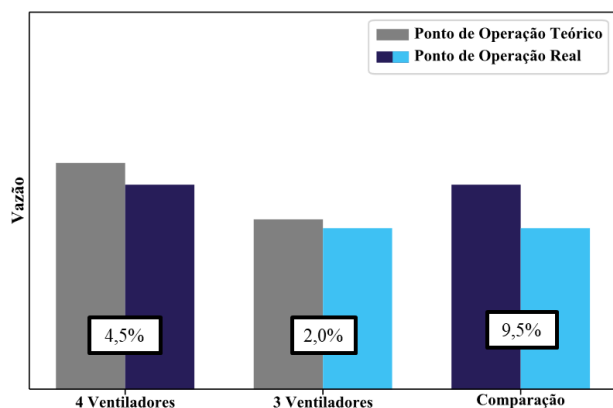


Figura 8: Comparação entre ponto real e ponto teórico

Comportamento parecido é observado na Fig. 9, que mostra a vazão de ar real na unidade condensadora em função do número de ventiladores em operação. Tal resultado evidencia uma tendência assintótica do aumento da vazão de ar em relação ao número de ventiladores em operação.

Por fim, uma análise de escalas foi empregada para estimar a influência da redução de vazão de 9,5% (quando se passa da configuração com 4 ventiladores para 3 ventiladores numa tentativa de reduzir custos) sobre a taxa de troca de calor da unidade condensadora. Com base nos fundamentos de transferência de calor, pode-se afirmar que o coeficiente convectivo de transferência de calor do ar na superfície externa do trocador de calor tem comportamento proporcional a $h \sim \dot{V}^{0,8}$ para o escoamento turbulento que ocorre na aplicação em questão (Incropera et al., 2011). Assim, conclui-se que a redução de 9,5% na vazão de ar causada pela utilização de apenas 3 ventiladores, na unidade condensadora, acarretará uma queda de aproximadamente 7,5% no calor rejeitado pelo condensador.

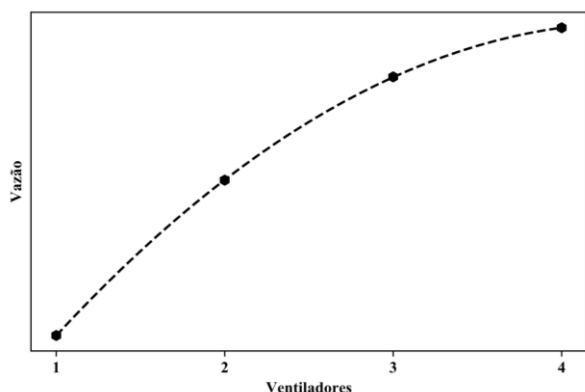


Figura 9: Vazão no ponto de operação do sistema em função do número de ventiladores

Conclusões

Neste trabalho, o desempenho aerodinâmico de uma unidade condensadora para climatização de ônibus rodoviário foi investigado. Um método experimental foi implementado para obtenção das curvas de operação dos ventiladores e do sistema, bem como dos pontos de operação real e teórico da unidade condensadora. Os resultados obtidos evidenciaram a competição entre ventiladores quando se passa de 3 para 4 ventiladores em paralelo. O comportamento quadrático para a curva de impedância do sistema foi confirmado. As curvas características revelam uma tendência assintótica da vazão de ar com o número de ventiladores. Adicionalmente, observou-se que a redução de quatro para três ventiladores resulta em uma queda de apenas 9,5% na vazão de ar. Uma análise de escala foi realizada, mostrando que esta queda na vazão de ar acarretaria numa redução de 7,5% na taxa de troca de calor.

Agradecimentos

O presente trabalho foi realizado na Unidade Embrapii POLO em parceria com a empresa VMG Aires. Os autores expressam seus sinceros agradecimentos ao técnico Diego V. Rios e ao acadêmico Gabriel L. Podgaietsky, ambos do POLO, pelo auxílio na montagem do aparato experimental e na realização dos experimentos.

Referências

- ASHRAE 33 (2000) Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta-GA, USA
- ASHRAE 41.2 (1987) Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta-GA, USA
- Da Silva, D.L., Goedert, Hermes, C.J.L., Galvão, I.A. (2019) Evaluation of the Thermal Performance of Forced Condenser for Bus Air-Conditioning Systems, 25th Int. Congress Mech. Eng., Uberlândia, MG
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. (2011) Fundamentals of heat and mass transfer, 7th ed., Wiley
- Jabardo, J.M.S., Mamani, W.G., Ianella, M.R. (2002) Modeling and experimental evaluation of an automotive air-conditioning system with a variable capacity compressor, Int. J. Refrig. 25, 1157-1172
- Jones, W.P. (2001) Air Conditioning Engineering (5th ed.), Butterworth-Heinemann
- McQuinston, F.C., Parker, J.D. (1994) Heating, Ventilating, and Air Conditioning, 4th ed., Wiley

Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.