

실공간 사용 공기조화기용 열교환기의 공기측 파울링 특성 예측

안 영 철[†], 정 성 학^{*}, 황 유 진^{*}, 이 창 건^{*},
김 두 현^{*}, 정 성 일^{*}, 이 재 근^{*}
부산대학교 건축학부, *부산대학교 기계공학과

Prediction of Characteristics for the Air-side Particulate Fouling in Finned-Tube Heat Exchangers of Air Conditioners used in the Field

Young-Chull Ahn[†], Sung-Hak Jung^{*}, Yu-Jin Hwang^{*}, Chang-Gun Lee^{*},
Doo-Hyun Kim^{*}, Seong-Ir Jung^{*}, Jae-Keun Lee^{*}

^{*}School of Architecture, Pusan National University, Busan, 609-735, Korea

Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, 609-735, Korea

(Received March 12, 2007; revision received July 10, 2007)

ABSTRACT: The air-side particulate fouling in the heat exchangers of HVAC applications degrades the performances of cooling capacity, pressure drop across a heat exchanger, and indoor air quality. Indoor and outdoor air contaminants foul heat exchangers. An empirical modeling equation has been derived from the experimental results using accelerated tests and it showed good predictions of the fouling characteristics of the slitted finned tube heat exchangers. However the modeling equation predicts only the fouling characteristics of new heat exchangers and it can not predicts fouling characteristics obtained from actual field data which contains the effect of hydrophilicity deterioration. Therefore an modified modeling equation is proposed and it shows good predictions of the actual fouling characteristics of finned-tube heat exchangers.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Particulate fouling(입자상 파울링), Pressure drop(압력 손실), Wettability(친수성), Contact angle(접촉각), Air conditioner(공기조화기)

기 호 설 명

C : 분진농도, [mg/m³]
 k : 파울링 특성 상수, [-]
 ΔQ : 냉방능력 변화율, [%]
 ΔP : 압력손실 변화율, [%]

R : 열저항, [m²K/W]
 t : 파울링 시간, [min.]
 V : 열교환기 통과 유속, [m/sec]

하첨자

0 : 초기상태
 ft : 시간에 따른 파울링 특성
 f_{∞} : 포화에 도달했을 때의 파울링 특성

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-2492; fax: +82-51-514-2230

E-mail address: ycahn@pusan.ac.kr

1. 서 론

열교환기는 공조설비의 핵심부품으로서 생활수준의 질적 향상 및 대기 오염 등의 이유로 최근 가정이나 사무실 등에 그 수요가 급증하고 있으며 향후 지속적인 수요증가가 있을 것으로 예상된다. 특히, 냉방용 공기조화기에 대한 수요가 증가하면서 설치 후 유지관리에 대한 중요성이 점점 중요한 요소로 자리잡게 되었다. 그런데 대부분의 가정이나 사무실 등에서 공기조화기의 사용중 주기적인 청소와 점검은 거의 이루어지지 않고 있으므로 실내 분진 및 오염물의 퇴적으로 인한 열교환기 표면의 파울링 현상의 초래와 그에 따른 냉방능력 감소와 에너지소모의 증가는 반드시 해결되어야 할 문제점의 하나로 자리잡게 되었다.

그러므로 본 연구에서는 실공간에서 사용된 공조기용 열교환기를 수거하여 공기측 파울링 현상에 의한 압력손실 증가와 냉방능력의 저하를 측정하였고 이를 모사하기 위해 파울링 가속실험을 수행하여 모델링 식을 도출하였다. 그리고 두 가지 결과를 비교하여 모델링 식에 대한 보정작업을 수행하였다.

2. 이론적 배경

열교환기에 형성되는 파울링에 의해 변화하는 열저항 특성은 직선, 감속곡선, 점근곡선 및 톱니형 곡선을 나타낸다. 직선(linear curve)은 시간에 따라 지속적으로 침착만 발생하며 탈리현상이 없는 경우를 나타내며 감속곡선(falling rate curve)의 경우 약간의 탈리현상을 보이며 오랜 시간이 경과하면 일정한 값으로 수렴하는 특성을 나타낸다. 점근곡선(asymptotic curve)은 점차적인 파울링의 진행에 따라 전단력의 증가로 인한 탈리현상과 부착현상이 평형을 이루어 일정한 값으로 수렴하는 특성을 나타내며 가장 일반적인 파울링의 진행상태를 나타낸다. 그리고 톱니형(saw tooth curve)은 일정기간 입자의 침착에 의해 열저항이 증가하다가 전단력의 증가로 인해 파울링 물질의 탈리가 발생하여 열저항이 급격히 감소하는 형태가 반복되어 나타나는 특성을 보여준다.⁽¹⁻³⁾

Fig. 1은 점근적으로 변화하는 파울링의 특성을 파울링 부착 두께에 따라 나타낸 그래프이며

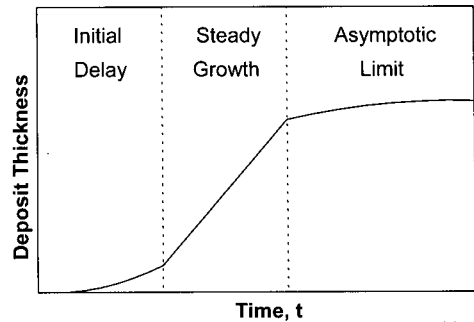


Fig. 1 Idealized asymptotic fouling curve.⁽⁴⁾

대부분의 공기조화기용 열교환기의 파울링이 Fig. 1과 같은 점근곡선의 형태를 나타낸다. 이러한 점근곡선은 초기 지연구간, 지속 성장구간, 포화 구간으로 나눌 수 있다. Kern and Seaton⁽²⁾은 이러한 점근곡선 형태의 파울링 열저항을 설명하기 위해 다음과 같은 모델을 제시하였다.

$$R_{ft} = R_{f\infty}(1 - e^{-kt}) \quad (1)$$

파울링에 의한 열저항의 증가는 전열표면의 입자 부착 두께에 비례하며 압력손실과도 비례하는 특성을 가지므로 선행연구⁽⁵⁾에서는 열교환기의 파울링 가속실험을 수행하여 식(1)을 변형한 뒤 핀-튜브형 열교환기의 파울링에 의한 압력손실 변화를 식(2)와 같이 제안하였으며 전열능력의 변화를 식(3)과 같이 제안하였다.

$$\Delta P_{ft} = (64 - 376.84e^{-4V}) \times (1 - 1.25e^{-9.38 \times 10^{-6} \times C_n t}) \quad (2)$$

$$\Delta Q = -0.35 \Delta P_{ft} \quad (3)$$

3. 실험장치 및 실험방법

Table 1에는 본 연구에서 사용한 열교환기의 상세제원을 나타내었다. 이 열교환기는 창문형 공기조화기의 증발기용으로 사용되는 것으로서 외곽치수는 310×210 mm²이며 18 fpi의 슬릿(slit)형 핀을 가진 핀-관형 열교환기이다.

Fig. 2는 공조용 열교환기의 파울링 특성을 실험하기 위한 장치의 개략도를 나타낸 것으로서 항은 항습실, 열교환기 성능 측정부, 작동유체의 구

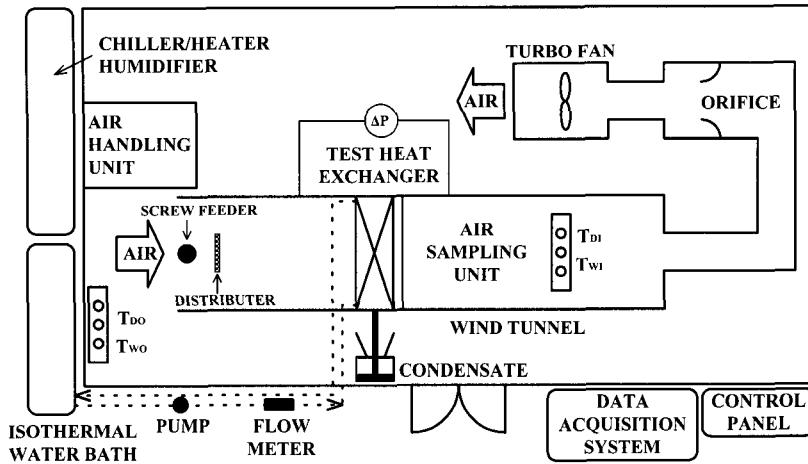


Fig. 2 Schematic diagram of the fouling wind tunnel installed in the psychrometric calorimeter.

Table 1 Specifications of the finned-tube heat exchanger used in present study

Parameter		Dimension
Coil	Width	310 mm
	Height	210 mm
Staggered tube	Diameter	7 mm
	Pass No. (Pitch)	10 (21 mm)
	Row No. (Pitch)	2 (12.7 mm)
Slitted fin	FPI (Fins/Inch)	18
	Thickness	0.1 mm

동부, 제어판으로 구성되어 있다. 항온 항습실(3S System, 7,000 × 8,200 × 3,000 mm³)은 냉동기, 가열기 및 가습기 등으로 구성되며 실내의 온도와 습도를 일정한 상태로 제어하여 실험하고자 하는 열교환기의 전면 입구공기의 조건을 원하는 상태로 설정할 수 있다. 열교환기의 압력손실과 전열능력(냉방능력) 변화를 측정하기 위하여 흡입식 풍동을 항온항습실 내부에 제작, 설치하였으며 덕트의 크기는 열교환기의 크기에 맞추어 310 × 210 mm²으로 설치하였다. 열교환기의 작동유체는 증류수이며 항온항습실 외부에 설치된 항온수조의 증류수를 펌프를 이용하여 일정한 온도(5℃)와 유량(430 kg/hr)으로 시험 열교환기에 공급되도록 하였다. 파울링에 의한 열교환기의 성능변화 측정은 선행연구^(6,7)에서 제시한 바와 같이, 열교환기를 통과한 공기의 풍량, 온도, 습도를 측정하여 열교환기의 능력을 계산한다. 또한 작동유체(증류수)의 유량 및 입구온도 등을 제어하여 관

Table 2 Variations of contact angles for various heat exchangers

Samples		Contact Angle	Fin Type
Place	Years Used		
Inn	3	47~67°	
Inn	6	81~88°	
Office	6	61~64°	
Inn	7	63~78°	
Office	9	58~72°	
Office	13	53~60°	
Inn	14	45~65°	
Office	15	45~81°	

내측의 조건을 설정할 수 있으며 그로부터 산출되어지는 관내측의 전열량과 열전달에 의해 변화하는 공기측의 엔탈피로부터 계산되는 전열량 값을 비교하여 오차범위가 ±3% 이내에 들도록 장치

를 안정화하여 결과를 도출함으로써 실험값의 신뢰도를 확보하였다.

항온·항습실내 공기의 온·습도는 에어컨 성능시험시 기준이 되는 한국산업규격 “에어컨디셔너”(KS C 9306)⁽⁸⁾에 준하여 습구온도 19.5 °C, 건구온도 27 °C로 설정하였다.

실험에 사용된 열교환기는 해안가에서 사용된 장문형 공조기를 다양한 년도별로 수거하여 증발기용 열교환기만을 따로 분리하여 압력손실 변화 및 냉방능력 변화를 분석하였으며, 열교환기의 표면 친수특성은 열교환기 핀 표면에서의 물방울에 대한 정적 접촉각을 측정하여 분석하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 열교환기 표면 친수특성 분석

Table 2는 사용연수에 따른 다양한 증발기용 열교환기의 핀 형상과 표면 친수특성을 접촉각으로 나타내었다. 일반적으로 제조 초기의 증발기용 열교환기의 표면 친수성은 매우 양호하여 접촉각은 10~40° 정도를 나타내게 된다⁽⁹⁾. 그러나 시간이 경과함에 따라 친수코팅이 벗겨지게 되어 핀 재질 및 특성에 대한 고유한 접촉각을 나타내게 되며 표에 나타난 것과 같이 45~88° 정도의 값을 가지게 된다. 이렇게 증가된 접촉각은 응축수의 배출을 어렵게 만들고 결국 압력손실의 증가를 초래하게 되어 파울링 효과를 증가시키는 원인이 된다.

4.2 실공간에서 사용된 공조기용 열교환기의 파울링 특성

Fig. 3은 열교환기 통과유속이 1m/s인 경우 사용연수에 따른 공기조화기용 열교환기의 압력손실 변화를 나타낸 것으로서 파울링 현상과 열교환기 표면의 친수특성 변화의 유무에 따른 특성을 나타낸 것이다. 일반적으로 공기조화기의 증발기용으로 사용되는 열교환기는 표면에 응축수가 형성되기 때문에 친수성 코팅을 통해 응축수의 배출이 용이하도록 설계하고 있으나 열교환기의 사용시간이 경과함에 따라 친수특성은 점점 저하하게 된다. Fig. 3에 표시되어 있는 측정 데이터는 실공간에서 사용된 공기조화기의 열교환

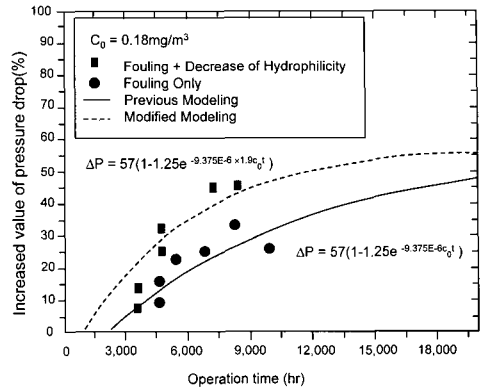


Fig. 3 Chronological variations for the pressure drop of evaporator heat exchangers in air-conditioners.

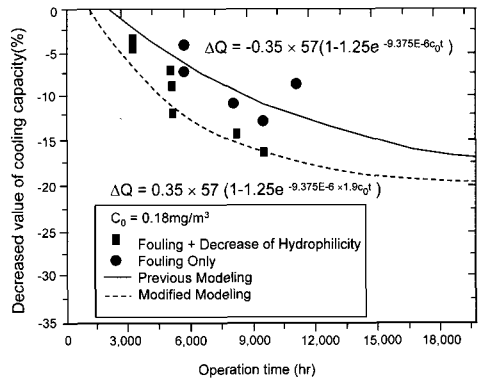


Fig. 4 Chronological variations for the cooling capacity of evaporator heat exchangers in air-conditioners.

기에 대한 것을 나타내고 있는데, 원형의 기호로 표시된 데이터는 파울링이 진행된 열교환기를 세정하기 전과 세정한 후의 값을 기준으로 하여 비교한 것으로서 동일한 친수특성하에서 오직 파울링에 의해 변화한 압력손실의 증가를 나타내고 있다. 반면 사각형 기호의 데이터는 동일제원 열교환기의 생산초기 압력손실을 기준으로 하여 사용연수별로 변화한 압력손실을 나타낸 것으로서 열교환기 표면의 친수특성 저하가 포함된 값을 나타내고 있다.

즉, 동일한 사용연수일 경우 친수특성의 저하로 인한 압력손실의 증가는 약 10~30% 정도로 상당히 큰 부분을 차지한다는 것을 알 수 있다.

또한 식(2)에 의해 예측되는 모델링 결과는 친수 특성의 저하로 인한 압력손실의 상승을 고려하지 않은, 파울링 만에 의한 압력손실의 상승결과와 거의 유사하게 나타남으로써 실제의 친수특성 저하에 의한 파울링 증가의 현상을 잘 나타내지 못하는 것으로 분석되었다.

Fig. 4는 냉방능력의 저하를 나타낸 그래프인데 역시 Fig. 3의 결과와 마찬가지로 친수특성의 저하를 고려하지 않은 열교환기의 냉방능력 저하가 친수특성 저하를 고려한 열교환기의 냉방능력 저하보다 작게 나타나는 것을 알 수 있고 기존 모델링식에 의한 냉방능력 저하의 예측도 친수특성 저하를 고려하지 않은 결과와 유사하게 나타남을 알 수 있다.

그래서 본 연구에서는 이러한 친수특성 저하에 의한 추가적인 압력손실의 증가와 냉방능력의 저하를 고려한 수정된 모델링 식을 제안하고자 다음과 같이 기존 식을 보완하였다.

열교환기의 표면에 발생하는 응축수도 압력손실의 증가를 초래하는 광의의 파울링으로 간주할 수 있으므로 주어진 식(2)에서 분자의 농도에 관계하는 C_0 에 보정계수 1.9를 곱하여 다음과 같이 식(4)와 식(5)를 제안하였다.

$$\begin{aligned} \Delta P_{ft} &= (64 - 376.84e^{-4V}) \\ &\times (1 - 1.25e^{-9.38 \times 10^{-6} \times 1.9 \times C_0 t}) \\ &= (64 - 376.84e^{-4V}) \\ &\times (1 - 1.25e^{-1.78 \times 10^{-5} \times C_0 t}) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\Delta Q = -0.35 \Delta P_{ft} \quad (5)$$

Fig. 3과 Fig 4에서 볼 수 있듯이 실측된 데이터의 양이 많지 않아 정확한 보정식으로서 판단하기는 어려우나 실공간에서 사용된 공기조화용 열교환기의 성능변화를 보다 실질적으로 예측하는데 도움이 될 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 선행연구에 의해 제시된 열교환기 파울링특성 예측 식을 보정하기 위해 연구를 수행하였으며 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 공기조화기의 증발기용 열교환기는 표면에

응축수가 형성되기 때문에 친수성을 증가시켜 응축수 배출이 용이하도록 설계하는데, 초기 접촉 각은 20~30° 정도로 매우 양호하나 시간의 경과에 따라 45~88°로 증가하여 친수성이 저하된다.

(2) 선행연구에서 제시된 파울링 예측식은 열교환기의 친수특성 저하에 따른 영향을 고려하고 있지 않으므로 다음과 같이 보정하여 사용할 것을 제안하였다.

$$\begin{aligned} \Delta P_{ft} &= (64 - 376.84e^{-4V}) \\ &\times (1 - 1.25e^{-1.78E-5 \times C_0 t}) \end{aligned}$$

(3) 열교환기의 친수특성 저하에 따른 냉방능력의 저하는 선행연구에서 제시된 다음의 식이 그대로 유효함을 확인하였다.

$$\Delta Q = -0.35 \Delta P_{ft}$$

후 기

본 연구는 2006년도 부산대학교 교내학술연구비(신임교수연구정착금)에 의한 연구임.

참고문헌

1. Marner, W. J., MacDavid, K. S. and Muzio, L. J., 1989, Development of a gas side fouling measuring device, National Heat Transfer Conference, Vol. 108, pp. 305-314.
2. Bott, T. R., 1995, Fouling of heat exchangers, Elsevier Science, pp. 23-96.
3. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons Inc., p. 287.
4. Siegel, J. A., 2002, Particulate fouling of HVAC heat exchangers, Ph. D. thesis, University of California, Berkeley, U.S.A.
5. Ahn, Y. C. and Lee, J. K., 2005, Modeling of the air-side particulate fouling in finned-tube heat exchangers of air conditioners using accelerated particle-loading system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 262-267.
6. Ahn, Y. C., Cho, J. M., Lee, L. K., Lee, H. U., Ahn, S. P., Youn, D. H., Ha, S. C. and

- Kang, T.W., 2003, Performance evaluation of heat exchangers due to air-side particulate fouling in the air conditioners, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 447-453.
7. Ahn, Y.C., Cho, J.M., Lee, J.K., Lee, H. U., Ahn, S.P., Yoon, D.H., Ha, S.C., Kang, T.W. and Ock, J.H., 2002, An experimental study of the air-side particulate fouling of finned-tube heat exchangers of air conditioners by using accelerated particle-loading system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 802-808.
 8. Korean Standard, KS C 9306, 2002, Air conditioners.
 9. Choi, B.J., and Shin, J.M., 2002, The frost and defrost performances of fin-and-tube exchangers with different surface characteristics, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 525-531.