

불균일 공기분포와 관의 종류에 따른 핀-관 응축기의 성능 특성에 관한 해석적 연구

조 다 영, 함 형 창*, 박 창 용†

서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과, *서울과학기술대학교 NID융합기술대학원

Numerical Study on the Performance of a Fin-and-Tube Condenser with Non-Uniform Air Distribution and Different Tube Types

Da Young Cho, Hyung Chang Hahm*, Chang Yong Park†

Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul 139-743, Korea

**Graduate School of NID Fusion Technology, Seoul National University of Science and Technology,
 Seoul 139-743, Korea*

(Received August 10, 2012; revision received November 7, 2012)

ABSTRACT: A numerical study was performed to predict the performance of a fin-and-tube condenser. A condenser model was developed and verified by comparing the simulation results with experimental data for a R410A condenser in a residential air-conditioning system. The prediction error was 0.07% and -5.77% for the condenser capacity and pressure drop, respectively. In simulation results, the capacity and pressure drop of the condenser with even air velocity distribution were 0.67% and 12.93% higher than those with uneven distribution of air velocity. It was predicted by the model that the refrigerant distribution at the condenser inlet to the two first passes was not significantly influenced by the air distribution. The simulation results presented that the 1.49% of capacity and 64.6% of pressure drop were reduced by replacing helical microfin tubes with smooth tubes for the condenser.

Key words: Fin-and-tube condenser(핀-관 응축기), Air distribution(공기 분포), Capacity(용량), U(열관류율), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

<p>A : 면적 [m^2]</p> <p>D : 지름 [m]</p> <p>h : 대류열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>\dot{m} : 질량유량 [g/s]</p> <p>P : 압력 [kPa]</p>	<p>Q : 용량 [W]</p> <p>R_{th} : 열저항 [K/W]</p> <p>T : 온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>U : 열관류율 [W/m^2K]</p> <p>\dot{V} : 공기유량 [m^3/s]</p> <p>x : 냉매 건도</p>
--	--

하첨자

† Corresponding author

Tel.: +82-2-970-6360; fax: +82-2-974-8270

E-mail address: cypark@seoultech.ac.kr

error : 오차[(예측값-측정값)×100/(측정값)][%]

in : 응축기 입구
 out : 응축기 출구
 ref. : 냉매 측

1. 서 론

공조기기에서 열교환기는 냉매와 열원의 매질 간 열교환을 가능하도록 하는 부품이다. 특히 실내에서 흡수된 열을 외부의 공기로 방출하는 공랭식 응축기는 그 성능에 따라 공기를 열원으로 하는 공조시스템의 효율을 결정하는 중요한 구성요소이다. 최근 고효율화와 소형화 제품개발 경향으로 미소유로를 적용한 평행유동(PF) 열교환기에 관한 많은 연구와 활용이 진행되고 있지만, 핀-관 열교환기는 저렴한 제작공정 비용과 작동 조건에 따른 냉매분배 제어 및 설계의 용이성 등의 장점 때문에 여전히 많은 분야에서 활용되고 있다. 핀-관 열교환기는 냉매와 공기의 열교환을 위해 고안된 가장 오래된 열교환기 형태중 하나이므로 이에 관한 많은 연구가 진행되어 왔다. Domanski⁽¹⁾가 관순법을 적용한 핀-관 열교환기 해석방법을 제시한 이후, 핀-관 응축기의 해석 및 설계에 관한 많은 연구가 이루어져 이에 관한 연구는 기술적으로 성숙된 분야라고 할 수 있다. 최근의 연구를 살펴보면 냉매유로의 최적화,⁽²⁾ CFD 또는 새로운 방법론을 적용한 설계방법 제시⁽³⁻⁵⁾ 등이 있다.

하지만, 많은 연구와 관련 실험이 응축기의 전면 유속이 균일하다고 가정하거나 그러한 조건을 만족하는 풍동에서 측정되는 경우가 대부분이다. 또한 응축기 전면에서 나타나는 2차원 불균일 공기 분포를 고려한 해석결과 및 균일조건으로 가정하는 경우 해석결과와의 차이점 등에 관한 연구는 아직 미흡하다. 또한 많은 핀-관 응축기가 관내측 열교환 능력 향상을 위해 전열축진관을 사용하고 있으나, 실제 전열축진관이 평활관에 비해 어느 정도 향상된 성능을 갖는가에 관한 정량적 연구도 부족한 상황이다.

본 연구는 핀-관 응축기 전면에 나타나는 2차원 불균일 공기분포가 응축기 해석결과에 미치는 영향과 전열축진관을 사용하는 경우 실제 핀-관 응축기의 성능에 어떠한 변화를 주는가를 고찰하기 위해 수행되었다. 이를 위해 응축기를 해석하기 위한 모델이 개발되었다. 측정된 공기분포를 적용하여 성능을 예측하고, 그 결과를 전열축진관이 사용된 핀

-관 응축기 실험결과와 비교하여 모델을 검증하였다. 개발된 모델에 균일한 공기분포를 가정하여 시뮬레이션을 실시하고 그 결과를 불균일 공기분포 결과와 비교 고찰하였다. 또한 실제 응축기에 사용된 전열축진관을 평활관으로 대체하는 경우 성능 변화에 대하여 모델을 이용하여 분석하였다.

2. 핀-관 응축기 및 실험

Fig. 1(a)는 연구의 대상인 핀-관 응축기의 사진을 보여준다. 실외기용 팬이 응축기의 상단에 위치하여 주변의 공기를 흡입하고, 그 공기가 응축기를 통과하며 냉매와 열교환하도록 설계되었다. Fig. 1(b)는 응축기에 사용된 슬릿핀의 사진 및 관련 치수를 나타내는 그림이다. Fig. 2는 응축기의 냉매 유로를 보여준다. 응축기는 크게 3개의 부분으로 구성되며 각 부분은 10개의 평행한 관으로 구성되어 있다. 첫 번째 유로는 두 개의 병렬로 연결된 유로인 pass A와 pass B로 구성되어 있으며, 두 번째 유로 입구에서 만나 유입되도록 설계되었다. 입구에서 냉매가 2개의 유로로 나뉘어 흐르는 이유는

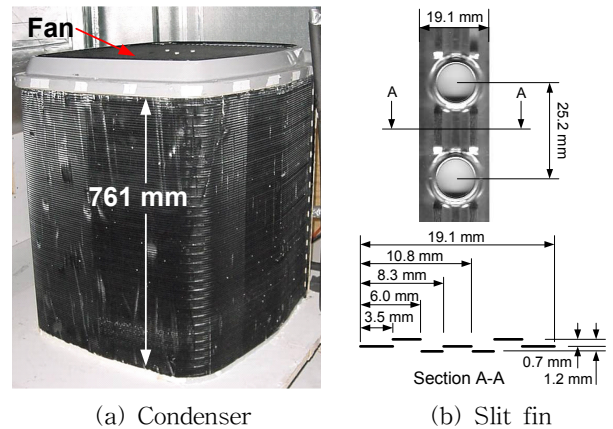


Fig. 1 Picture of fin-and-tube condenser and slit fin in the condenser.

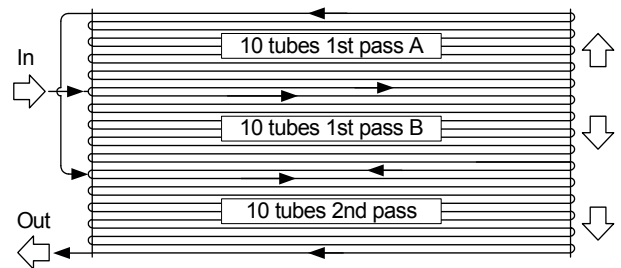


Fig. 2 Condenser refrigerant flow passes.

1개의 유로를 사용하여 응축을 진행하는 경우 그 과정에서 과도한 압력강하가 발생할 가능성이 있기 때문이다. 응축기 상부 왼쪽에서 입력된 냉매는 2개의 유동으로 나뉘어 응축된다. 두 유동이 만난 후 두 번째 유로에서 추가적인 응축 및 냉각이 진행된 후 냉매는 응축기 최하단 왼쪽으로 유출된다.

응축기 전면의 크기는 가로와 세로가 각각 1880 mm와 761 mm이며, 핀의 재질은 알루미늄, 관의 재질은 구리이다. 응축기에 사용된 관은 나선형 미세핀(helical microfin)이 관 내부에 존재하는 전열 촉진관이다. 응축기와 전열촉진관에 관한 상세한 정보는 Table 1에 제시되었다.

시뮬레이션 결과와 비교하기 위해 핀-관 응축기의 성능이 R410A를 적용한 실제 시스템에 설치되어 측정되었으며 ARI standard⁽⁶⁾가 제시한 표준조건 A에서 용량은 13.39 kW였다. 표준조건 A의 공기측 온도는 35°C이다. 실험장치에서 용량측정을 위한 측정 불확실성은 1.6%였다.

3. 핀-관 응축기 모델

3.1 모델에 관한 기술

핀-관 응축기의 성능을 예측하기 위한 모델이 개발되었다. 모델에서 유한체적법을 사용하였고, 각 1개의 평행관은 길이방향으로 20개의 요소로 나뉘었다. 응축기에는 모두 30개의 관이 존재하므로 응축기를 해석하기 위해 총 600개의 검사체적을 사

Table 1 Fin-and-tube condenser

Items	Geometric characteristics
Face area [m ²]	1.43
Depth [mm]	19.1
Fin spacing [mm]	1.06
Fin type	Slit
Fin material	Aluminum
Tube material	Copper
Tube type	Helical micro-fin
Tube Outer/Dinner [mm]	9.52/8.95
Tube fin numbers	60
Tube fin height [mm]	0.2
Tube fin helix angle [°]	18
Tube fin apex angle [°]	40

Table 2 Correlations for the fin-and-tube condenser model

R-410 A	Heat transfer	Single-phase	Copetti et al. ⁽⁹⁾
		Two-Phase	Cavallini et al. ⁽¹⁰⁾
	Pressure drop	Single-phase	Olivier et al. ⁽¹¹⁾
		Two-Phase	Olivier et al. ⁽¹¹⁾
Air	Heat transfer	Wang et al. ⁽¹²⁾	

용하여 계산을 진행하였다. 모델은 상용 소프트웨어⁽⁷⁾를 사용하여 작성되었으며, 내부 함수는 냉매의 상태를 결정하는 이외의 용도로는 사용되지 않았다. 모델에 입력되는 정보는 냉매유량, 응축기 입구에서의 냉매의 온도와 압력, 응축기를 통과하기 전 공기의 온도와 속도분포이다. 각 요소에 대한 출구 값은 Kays and London⁽⁸⁾이 제시한 각각의 두 유체가 섞이지 않는 조건에서 직교유동에 대한 ϵ -NTU 방법을 사용하여 구하였다. 각 관을 연결하는 U자형 결합부의 열전달과 압력강하는 없다고 가정하였다. 냉매측의 열전달 계수와 압력강하를 계산하기 위한 상관식은 Table 2에 요약되었다.

3.2 공기측의 불균일 분포 고려

연구에 사용된 응축기의 실외기 팬은 Fig. 1(a)에서 보여주는 것과 같이 실외기 위에 위치하여 주변의 공기를 빨아올리도록 설치되었다. 이러한 방식은 열교환기를 통과하는 공기를 비교적 간단한 방법으로 생성시킬 수 있다는 장점이 있지만, 응축기로 유입되는 공기의 유속이 응축기 전면에서 불균일하게 분포하게 된다. 이러한 유속의 불균일 분포를 모델에서 고려하기 위해 응축기 전면부의 공기속도를 측정하였다. 먼저 응축기 전면을 가상적으로 60개 구역으로 균일하게 분할한 후 각 지점에 대한 공기의 속도를 thermal anemometer로 측정하였다. 이때 사용된 계측장비의 측정오차는 ± 0.015 m/s였다. 이러한 국지적 공기속도를 이용하여 응축기 전면의 속도분포를 등속선을 통해 표현할 수 있으며, 이를 Fig. 3으로 제시하였다. 팬이 실외기 윗면 위에 위치하기 때문에 팬과 가까운 응축기 상부의 공기속도가 하부의 속도보다 빠르다는 것을 Fig. 3은 보여준다. Fig. 3에서 보여주는 2개의

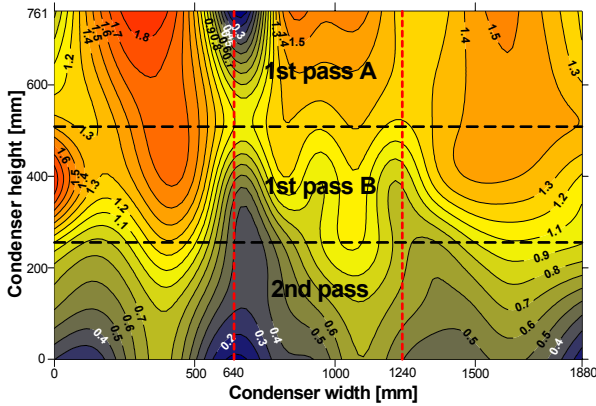


Fig. 3 Air velocity [m/s] contours at the face of the fin-and-tube condenser.

수직 파선은 응축기 설치를 위해 굽힌 부분을 의미한다. 굽힌 부분의 핀 밀도는 주변보다 크며 이는 공기 유동저항의 증가를 의미한다. 따라서 굽힌 부분의 공기 유속은 그렇지 않은 부분과 비교해 낮다는 것을 알 수 있다.

4. 모델 타당성 검증 및 해석결과 분석

모델을 통해 공기 유속분포 차이에 대한 응축기의 성능을 예측하고 그 결과를 실험결과와 비교하였다. 응축기에 사용된 전열축진관을 평활관으로 대체하는 경우 공기 속도의 불균일 분포 조건에서 성능의 변화에 대해서도 분석하였다.

4.1 핀-관 응축기 모델의 검증

Table 3은 실험결과 및 각 시뮬레이션 조건에서의 결과를 요약하여 보여준다. 여기서 I은 실험결과, II는 균일한 공기유속을 가정한 전열축진관의 경우, III은 불균일한 공기유속을 고려한 전열축진관의 경우, IV는 불균일한 공기유속을 고려한 평활관의 경우를 각각 의미한다.

실험조건인 I에서는 Fig. 3과 같은 공기분포가 응축기 전면에서 분포하며, 실험을 통해 전체 공기유량이 1.33 m³/s임을 알 수 있었다. 시뮬레이션 조건 II에서는 균일한 공기유속을 가정한 것으로 평균 공기유속이 응축기 전면에서 균일하게 분포한다. 반면 조건 III과 IV에서는 해석을 위한 600개의 검사체적에 Fig. 3의 공기분포를 고려하였다. 따라서 각 pass를 통과하는 공기유량은 달라지며 그 값은 Table 3에 제시되었다.

Table 3 Comparison of experimental and predicted results and simulation conditions for air flow rate

Items	I	II	III	IV
$\dot{m}_{1st,pass,A} / \dot{m}_{in}$	-	0.499	0.505	0.5024
$P_{in} - P_{out}$ [kPa]	156	166	147	52
dPerror [%]	-	6.41	-5.77	-66.7
x_{out} [-]	0	0	0	0
$Q_{1st,pass,A}$ [kW]		5.40	6.07	5.60
$Q_{1st,pass,B}$ [kW]		5.41	5.63	5.25
$Q_{2nd,pass}$ [kW]		2.68	1.70	2.35
Q_{total} [kW]	13.39	13.49	13.40	13.20
Q_{error} [%]	-	0.75	0.07	-1.42
$\dot{V}_{1st,pass,A}$ [m ³ /s]		0.443	0.570	0.570
$\dot{V}_{1st,pass,B}$ [m ³ /s]		0.443	0.493	0.493
\dot{V}_{2nd} [m ³ /s]		0.443	0.267	0.267
\dot{V}_{total} [m ³ /s]	1.33	1.33	1.33	1.33

Note) I : experiment, II : with micro-fin tubes and uniform air flow, III : with micro-fin tubes with nonuniform air flow, IV : with smooth tubes with nonuniform air flow

실험조건인 I과 시뮬레이션 조건 III이 가장 유사하므로 두 조건의 시뮬레이션 결과를 비교하여 예측 정확성을 검증하였다. III의 조건에서 예측용량은 13.40 kW로 13.39 kW인 실험값과 비교하여 0.07% 더 크기 때문에, 개발된 모델은 응축기의 용량을 매우 정확하게 예측하고 있음을 알 수 있다. 압력강하는 실험값이 156 kPa, 시뮬레이션 결과가 147 kPa로 약 5.77% 작게 압력강하를 예측하였다. 이러한 오차의 발생은 관을 연결하는 U자형 결합부에서 발생하는 압력강하 부분을 예측하지 않아 발생한 오차로 생각된다. 이 부분에 관한 신뢰성 있는 상관식이 발표되지 않아 고려가 어려웠으며, 이러한 부분의 보완이 이루어진다면 모델의 예측능력은 향상될 수 있을 것이다.

4.2 응축기 전면의 공기유속 분포가 성능에 미치는 영향

Table 3에서 전열축진관을 적용한 응축기 전면 공기유속의 균일 및 불균일 분포를 고려한 경우는 각각 II과 III이다. Table 3은 응축기에 균일한 공기유속이 분포하는 경우 Fig. 3의 불균일 분포의

경우에 비해 응축기 전체에 대한 용량과 압력강하가 각각 0.67%와 12.93% 증가함을 보여준다. 전술한 것과 같이 두 공기분포 조건에 대해 응축기를 통과하는 공기유량의 총량은 동일하다고 가정하여 해석하였다. 따라서 공기의 불균일 유량에 따라 공기측 열전달계수가 달라지고, 각 검사체적의 용량이 달라지지만 그 총합은 동일한 전체 공기유량이 균일한 분포를 갖는 응축기의 용량과 거의 같다는 것을 의미한다.

이를 구체적으로 설명하기 위해 각 검사체적 별 용량의 분포를 구하였으며 그 결과를 Fig. 4에 제시하였다. Fig. 4는 응축기 입구에서의 거리변화에 따른 각 검사체적의 용량을 보여준다. Fig. 4에서 균일한 공기분포의 경우 굵은 실선으로 표현되었으며 일정한 공기분포로 인하여 첫 번째 유로의 pass A와 pass B가 거의 일치하는 선으로 표현됨을 알 수 있다. 불균일 공기분포는 얇은 실선으로 표현되었으며 첫 번째 유로의 pass A의 용량이 pass B에 비해 약간 높은 경향을 보여주는데 그 이유는 Fig. 2와 Table 3에서 보여주는 것과 같이 pass A의 위치가 pass B보다 응축기의 상부에 위치하여 더 빠른 공기의 유속을 가져 공기 측 열전달 능력이 향상되기 때문이다. Fig. 4에서 불균일 공기분포에 대해 갑작스러운 용량 감소가 주기적으로 발생하며, 이는 응축기가 굽혀진 부분의 낮은 공기유속이 반복적으로 검사체적 해석에 입력되기 때문이다.

Fig. 4와 같은 용량의 분포를 설명하기 위해 Fig. 5~Fig. 7은 각 검사체적에서 (UA), (hA)_{air}, (hA)_{ref}의 변화를 보여주고 있다. 여기서 (UA)는 식(1)로 정의된다.

$$(UA) = 1 / [R_{th,ref.} + R_{th,tube} + R_{th,air}] \quad (1)$$

$$= 1 / \left[\left(\frac{1}{hA} \right)_{ref.} + R_{th,tube} + \left(\frac{1}{hA} \right)_{air} \right]$$

위 식에서 A_{ref}와 A_{air}는 각 검사체적에서 냉매측과 공기측의 열전달면적이다. 여기서 관이 가지는 전도 열저항 R_{th,tube}의 값은 무시할 만큼 작은 값이므로 (UA)는 주로 공기측과 냉매측에 의해 결정된다. Fig. 5에서 (UA)값은 균일한 공기분포에 대해서는 연속된 곡선의 형태로, 불균일한 공기유동의 경우에는 불연속적인 선으로 나타난다. 불균일한 응축기 전면 공기유속이 해석에 사용되면 공기측의

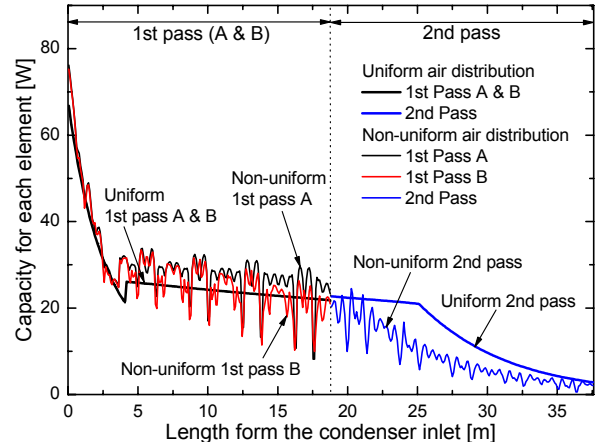


Fig. 4 The capacity change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

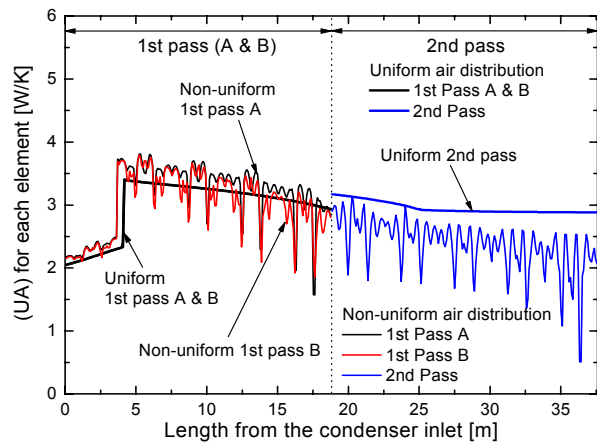


Fig. 5 The (UA) change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

열전달 현상은 유속에 따른 급격한 변화를 겪게 되고 이는 Fig. 6에 제시된 (hA)_{air}의 변화로 나타난다. Fig. 5에서 응축기의 입구쪽에서 (UA)는 약 2 W/K의 값에서 시작하여 약 4 m지점에서 급격히 상승하게 되는데 그 이유는 Fig. 7에서 보여주는 것과 같이 응축이 시작되면서 냉매측의 열전달 계수가 상승하여 (hA)_{ref}값이 급격하게 증가하기 때문이다. 이러한 각 유로별 (UA)값의 변화는 Fig. 6에 의해 설명이 가능하다. (hA)_{air}값은 균일한 공기분포인 경우 일정한 값을 갖는다. 불균일 분포를 고려하는 경우 두 번째 유로에서 낮은 공기유속분포에 의해 균일분포에 비해 상대적으로 낮은 (hA)_{air}값을 갖는다.

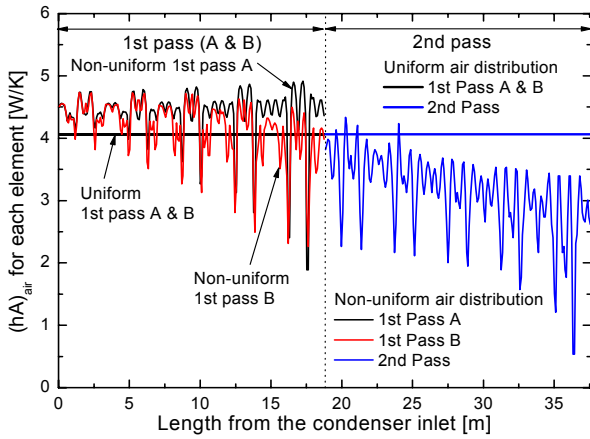


Fig. 6 The $(hA)_{air}$ change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

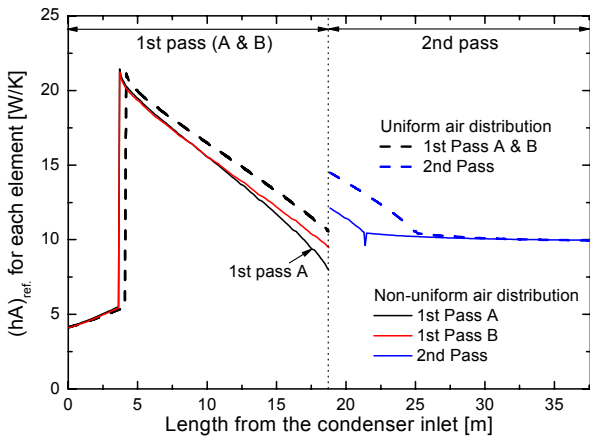


Fig. 7 The $(hA)_{ref.}$ change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

Fig. 7은 $(hA)_{ref.}$ 값을 보여주고 있다. 과열증기 상태에서 낮은 값을, 응축이 시작되면서 높은 값을 갖고 다시 액체 상태에서 낮아지는 일반적인 경향을 보여주고 있다. 두 번째 유로의 시작과 함께 $(hA)_{ref.}$ 값이 증가하는 이유는 pass A와 pass B가 만나 두 번째 유로로 입력되어 냉매측의 질량유량이 거의 2배로 증가하기 때문이다. 균일한 공기분포를 갖는 조건의 $(hA)_{ref.}$ 값이 동일한 거리를 갖는 지점에서 상대적으로 더 높은 이유는 균일 유동의 경우 냉각이 상대적으로 더디게 진행되어 동일 지점의 건도가 상대적으로 높아 더 높은 냉매측 열전달계수를 갖기 때문이다. Fig. 8은 응축기 내 냉매의 건도변화를 보여준다.

Fig. 4에 제시한 각 검사체적의 용량변화는 (UA)

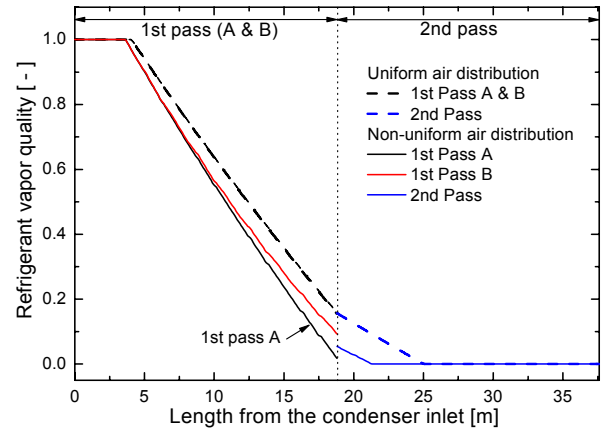


Fig. 8 Vapor quality change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

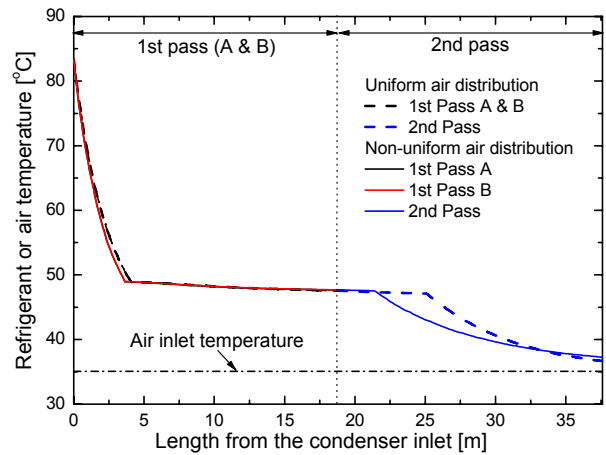


Fig. 9 Temperature change in each element for condenser passes with the uniform or non-uniform air distribution.

값과 냉매와 공기의 온도차에 비례한다. Fig. 9는 각 검사체적에서 냉매의 온도변화와 공기의 입구 온도를 나타내며 두 온도의 차이가 검사체적의 용량에 큰 영향을 미치게 된다. 응축기의 입구 근처에서 냉매와 공기의 온도차는 매우 크며 과열증기 상태이므로 온도차는 빠르게 감소한다. 응축이 진행되는 경우에는 일정 온도차를 유지하다가 과냉 상태에 이르게 되면 그 온도차가 점차 감소하게 된다.

공기의 분포가 예상과는 달리 응축기의 전체 용량에 큰 영향을 주지 않는 것은 Fig. 5의 (UA)값 변화와 Fig. 9의 냉매와 공기의 온도차에 의해 설명될 수 있다. 불균일한 공기분포는 균일한 공기분포에 비해 pass A와 pass B에서 더 많은 공기유

량을 갖기 때문에 대체로 높은 (UA)값을 갖게 되어 Table 3에서와 같이 그 용량이 각각 12.4%와 4.1% 더 크다. 하지만 균일한 공기분포는 불균일 공기분포에 비해 두 번째 유로에서 더 많은 공기 유량을 갖게 되어 더 높은 (UA)값을 갖는다. 균일한 공기분포의 경우 공기와의 열전달량이 불균일 공기분포에 비해 첫 번째 유로에서 더 작기 때문에, 관내의 응축현상이 Fig. 8과 같이 더 길게 지속되고 더 큰 온도차를 유지하게 되어 두 번째 유로에서 57.6% 더 높은 용량을 갖는다. 결론적으로 불균일한 유동을 갖는 경우 첫 번째 유로에서는 더 높은 용량을 갖지만, 두 번째 유로에서는 훨씬 낮은 용량을 갖게 되어 결국 균일한 공기분포 조건과 비교하여 전체적인 용량의 차이는 크지 않다고 해석할 수 있다.

Table 3에서 pass A와 pass B에 분배되는 냉매의 유량이 공기분포에 의해 약간의 영향을 받지만 그 차이는 약 1.2% 정도로 미미하였다. 실제 냉매의 분배가 제작 시 관의 형상변화, 중력, 분배기의 구조 등에 의해 크게 영향을 받는다는 것을 고려한다면, 냉매분배는 공기분포에 의해 거의 영향을 받지 않는다고 할 수 있다.

4.3 전열축진관 대신 평활관을 적용하는 경우 응축기 성능에 미치는 영향

본 연구에서 핀-관 응축기에는 관 내측의 열전달을 향상시키기 위해 전열축진관을 적용하였다. 전열축진관을 사용하게 되면 평활관에 비해 열전달 측면에서는 유리하지만 압력강하가 커지는 단점을 갖는다. 따라서 개발된 모델을 이용하여 다른 형상변화 없이 전열축진관 대신 평활관을 적용하는 경우 응축기 성능이 어떻게 변하는가에 관한 분석을 추가로 수행하였다. 관내측 열전달 계수를 구하기 위해 단상의 경우 Gnielinski,⁽¹³⁾ 응축의 경우 Akers and Rosson⁽¹⁴⁾ 상관식을 사용하였고, 압력강하 예측에는 단상에 대해 Incropera and Dewitt,⁽¹⁵⁾ 이상의 경우 Friedel⁽¹⁶⁾이 제시한 상관식을 사용하였다. 평활관의 외경은 전열축진관과 동일한 9.52 mm, 내경은 전열축진관의 등가 내경인 9.10 mm, 공기분포는 Fig. 3의 불균일 분포를 적용하였다.

Table 3에서 IV의 조건이 평활관을 적용한 핀-관 응축기의 성능해석 결과를 요약한 것이며, 예측된 용량은 13.20 kW, 압력강하는 52 kPa이다. 동

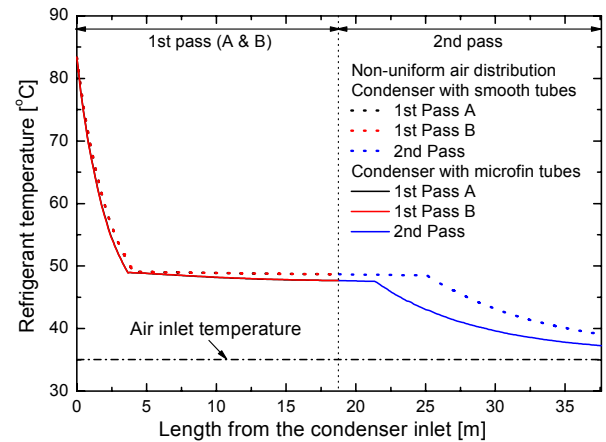


Fig. 10 Temperature change in each element for condenser passes with smooth or microfin tubes.

일 조건의 전열축진관을 적용한 III의 조건과 비교해 보면 용량은 1.49%, 압력강하는 64.6% 감소한 시뮬레이션 결과를 얻었다.

Fig. 10은 관 내부에서 냉매유동의 진행에 따른 온도변화를 보여준다. Fig. 10은 평활관의 경우 낮은 냉매 측 열전달 성능으로 인하여 응축의 시작과 완료에 필요한 관의 소요길이가 길어졌음을 보여주고 있다. 이러한 분명한 냉매측 열전달 능력의 차이에도 불구하고 용량의 감소가 예상보다 작은 것이라 생각할 수 있으나, 공기측의 열저항이 냉매측보다 크다는 것을 주목해야 한다.

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 평활관과 전열축진관을 적용한 응축기의 각 검사체적에서 $(hA)_{ref}$ 값과 (UA)값의 변화를 보여주고 있다. $(hA)_{ref}$ 값은 전열축진관의 경우 응축과정에서 특히 크게 나타나지만 (UA)값은 $(hA)_{air}$ 값이 포함되어 고려되므로 첫 번째와 두 번째 유로에서 평활관에 비해 각각 23.2%, 7.73% 높게 나타난다. 하지만 Fig. 10에서 보여주는 것과 같이 평활관의 경우에 공기와 냉매의 온도차가 지속적으로 더 높게 유지되며, 증가된 냉매측의 열저항으로 인해 공기측의 온도상승이 작아져 공기와 냉매의 대수평균 온도차가 전열축진관에 비해 더 크다. 결국 용량적인 측면에서 전열축진관을 적용하는 경우가 첫 번째 유로에서는 7.83% 향상된 용량을 갖지만, 두 번째 유로에서는 27.7% 감소된 결과를 보여준다. 이러한 영향이 종합되어 평활관을 적용하는 경우가 전열축진관의 경우에 비해 1.49%라는 예상보다 작은 용량 감소를 가져오는 결과를 가져오는 것으로 생각된다.

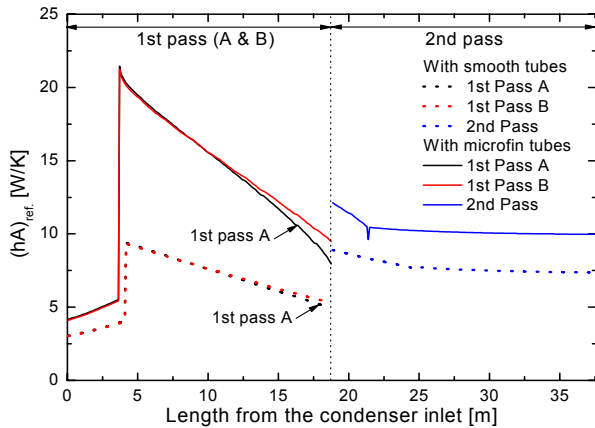


Fig. 11 $(hA)_{ref.}$ change in each element for condenser passes with smooth or microfin tubes.

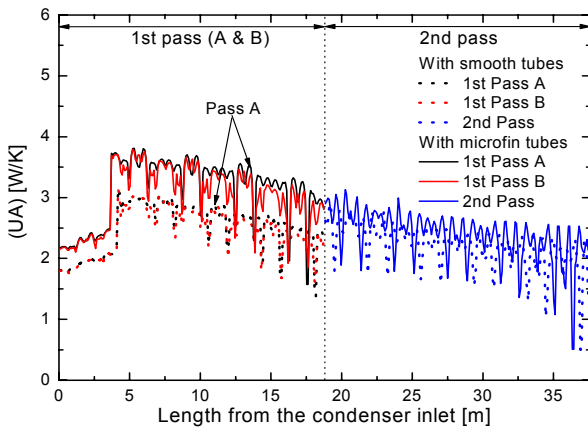


Fig. 12 UA change in each element for condenser passes with smooth or microfin tubes.

한 가지 추가적으로 언급할 점은 핀-관 열교환기의 전열축진관 적용 타당성에 관한 것이다. 전술한 것과 같이 평활관을 적용하면 용량의 감소량은 1.49%인 반면, 압력강하는 64.6% 감소하여 평활관의 사용이 더 타당하다고 판단할 수 있다. 하지만 Fig. 10에서 응축기 출구에서 냉매의 온도를 보면 평활관의 경우 39.1°C, 전열축진관의 경우 37.3°C로 차이를 보여준다. 시스템 전체의 성능 측면에서 응축기 출구온도는 증발기의 용량과 직결되는 중요한 변수가 되며, 그 온도가 낮을수록 증발기의 용량이 증가될 수 있다. 따라서 전열축진관 사용에 관한 타당성은 단순한 용량과 압력강하의 차이가 아닌 전체 시스템의 성능과 연관되어 평가되어야 할 것이다.

5. 요약 및 결론

본 연구에서 응축기 전면의 2차원 공기 유속분포를 고려할 수 있는 핀-관 응축기의 성능예측을 위한 모델이 개발되었고 실험결과와의 비교를 통해 모델의 타당성을 입증하였다. 공기 속도가 균일하게 분포하는 경우와 관의 종류를 변경하는 경우 응축기의 성능에 대한 시뮬레이션을 추가적으로 수행하고 그 결과를 분석하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 개발된 모델은 실험값과 비교하여 용량은 0.07% 더 크게, 압력강하는 5.77% 더 작게 예측하는 정도의 정확성을 보여 개발된 모델의 타당성을 확인하였다.

(2) 응축기 전면의 공기유속이 균일하게 분포한다고 가정하면 불균일하게 분포하는 경우에 비해 용량과 압력강하가 각각 0.67%와 12.93% 더 크게 예측되었다.

(3) 첫 번째 유로의 pass A와 pass B로 분배되는 냉매의 유량은 공기유속의 불균일 분포에 의해 거의 영향을 받지 않는 것으로 예측되었다.

(4) 핀-관 응축기에 사용된 전열축진관을 평활관으로 대체하는 경우 용량과 압력강하가 각각 1.49%와 64.6% 정도 감소할 것으로 예상되었으며, 전열축진관의 적용 타당성은 응축기 출구 냉매온도를 포함한 시스템 전체의 성능과 연계하여 고려해야 할 것이다.

후 기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133, NIST, Gaithersburg, MD, USA.
2. Ye, H.-Y. and Lee, K.-S., 2012, Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based on entropy generation minimization, Int. J. Refrig., Vol. 35, pp. 1430-1438.
3. Singh, V., Abdelaziz, O., Aute, V., and Rader-

- macher, R., 2011, Simulation of air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with CFD-based air propagation, *Int. J. Refrig.*, Vol. 34, pp. 1883-1897.
4. Zhao, L.-X. and Zhang, C.-L., 2010, Fin-and-tube condenser performance evaluation using neural networks, *Int. J. Refrig.*, Vol. 33, pp. 625-634.
 5. Domanski, P. A., Yashar, D., 2007, Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 30, pp. 482-488.
 6. ARI standard 210/240, 2003, Standard for unitary air conditioning and air source heat pump equipment, Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA, USA.
 7. Klein, S. A., 2004, Engineering Equation Solver, V7.3, F-Chart Software, Madison, WI, USA.
 8. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact heat exchangers, 3rd edition, McGraw-Hill, New York.
 9. Copetti, J. B., Macagnan, M. H., Souza, D., and Césaró Oliveski, R. 2004, Experiment with micro-fin tube in single phase, *Int. J. Refrig.*, Vol. 27, pp. 876-883.
 10. Cavallini, A., Del Col, D., Mancin., S., and Rossetto, L., 2009, Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes : A new computational procedure, *Int. J. Refrig.*, Vol. 32, pp. 162-174.
 11. Olivier, J. A., Liebenberg, L., Thome, J. R., and Meyer, J. P., 2007, Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes, *Int. J. Refrig.*, Vol. 30, pp. 609-623.
 12. Wang, C.-C., Lee, W.-S., and Sheu, W.-J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573.
 13. Gnielinski, V., 1976, New correlation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368.
 14. Akers, W. W. and Rosson, H. F., 1960, Condensation inside a horizontal tube, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 56, pp. 145-149.
 15. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2002, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th ed., John Wiley and Sons, New York.
 16. Friedel, L., 1979, Improved friction pressure correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, The European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, paper E2.