

혼합 공조 시스템의 EER(A) 평가

Evaluation of energy efficiency ratio in the mixed air conditioner system

김 병 순*, 이 승 홍**
B. S. Kim, S. H. Lee

Key words: Air conditioner(공기 조화기), EER, Heat pump(열펌프), Simulation(성능예측)

ABSTRACT

Instead of testing split air conditioners, an empirically based calculation procedure may be used to estimate the Energy Efficiency Ratio at ARI A test conditions. Typically, the system involving the indoor unit well sold and the given outdoor unit is called the matched system. All other systems involving a given outdoor unit and other indoor units are called the mixed systems. To estimate the EER(A) for the mixed systems, EER(A) for the matched system must be known. Generally, the EER(A) for the matched system is known. This procedure relies on independent measurements and calculations made on an outdoor unit in conjunction with a matched indoor and a mixed indoor coil. A heat pump simulation model was used to quantify the effects of individual system components on the system performance. The procedure is applicable to all air-conditioning units having rated cooling capacities less than 19,000W and charged with refrigerant 22.

기 호 설 명

A : 미국냉동협회 A 시험조건
 B : 미국냉동협회 B 시험조건
 F_c : 실내 열교환기 능력비
 F_{ex} : 모세관의 통과 유량비
 \dot{m} : 냉매유량 [kg/h]
 P : 소비전력 [W]
 Q : 냉방능력 [W]

상첨자

α : 냉방능력비에 대한 F_c 의 지수

β : 소비전력비에 대한 F_c 의 지수
 γ : 냉방능력비에 대한 F_{ex} 의 지수
 β : 소비전력비에 대한 F_{ex} 의 지수

하첨자

coil : 열교환기
 f : 실내팬
 g : 시스템
 m : 조합 시스템
 x : 혼합 시스템

1. 서 론

중기압축식 사이클 형태의 분리형 냉방전용 에어컨의 구성부품은 실외기에 압축기, 응축기, 실외팬으로 이루어져 있으며, 실내기에는 증발기

* 정희원, 부산대학교 대학원 기계설계공학과

** 정희원, 부산대학교 기계기술연구소

및 실내팬으로 이루어져 있다. 팽창기구는 시스템의 용량에 따라 실외기 또는 실내기에 있을 수 있다. 최초 확정된 실내기와 실외기를 가지는 시스템 또는 가장 판매량이 많은 실내기와 실외기 조합을 최적 조합(Matched) 시스템이라 한다. 시스템의 설치조건 또는 설치업자의 선택에 따라 실내기가 변경되는 경우도 있다. 성능특성이 다른 구성부품을 변경하는 경우에는 시스템의 성능은 변화된다. 실내기만이 변경되어도 새로운 실내 열교환기, 실내팬 또는 팽창기구를 가지는 새로운 혼합(Mixed) 시스템이 된다. 혼합(Mixed) 시스템에서는 시스템 성능에 가장 큰 영향을 미치는 압축기를 최적 조합 시스템과 동일하게 사용하고 있기 때문에 그 성능변화는 조합시스템 성능의 10%이내 이다.⁽¹⁾ 미국에서 1978년까지는 시스템의 성능을 Table 1에 나타난 미국냉동협회(ARI) 시험조건 A에서 측정된 냉방능력 Q(A)와 EER(A)로 나타내었지만, 1979년부터 EER(A) 대신에 ARI 시험조건 B에서 측정된 EER(B)와 보정계수를 이용하여 SEER(Seasonal Energy Efficiency Ratio)로 정의하여 사용되어왔다. 따라서 혼합 시스템에 변경된 구성부품이 시스템의 EER(B)과 Q(A)에 미치는 영향을 예측하는 것이 중요하다. 따라서 미국 냉동 협회에서 추천하는 Piotr A. Domanski^(1,2)에 의하여 개발된 표준 평가방법을 사용하고 있다.³⁾ 그러나 실제제품의 성능평가를 EER(A)로 하는 경우가 많지만 혼합 시스템에서의 EER(A)에 대한 평가식이 없다. 본 연구에서는 혼합시스템의 EER(A)에 대한 수식을 개발하였다. 기존의 평가방식에서는 시스템 성능 예측시의 압축기 해석을 왕복동식 압축기의 이론 모델링 방식으로 하였으며, 팽창기구는 감온 팽창밸브에 대하여 해석하였기 때문에 정확도가 저하되거나 모세관 적용 시스템으로의 이용에 한계가 있다. 반면에 본 연구에서는 시스템의 성능 예측의 정확도를 향상시키기 위하여 압축기 제조 회사에서 제공되는 데이터를 활용하는 Map-based 압축기 해석방법과 팽창기구의 해석을 팽창밸브이외에 Fanno 흐름이론을 적용한 모세관 모델링 방식을 추가하였다. 이를 위하여 미국 표준 연구소(NIST)에서 개발된 성능예측 프로그램인 HPSIM모델⁽⁴⁾을 수정하여 사용하였다. 팽창기구의 해석은 압축기 입구 과열도 및 건도를 계산하거나 응축기의 과냉각도에 민감한 영향을 미치

Table 1 Test conditions of ARI

Condition	Indoor DB/WB temperature (°C)	Outdoor DB/WB temperature (°C)
A	26.7/19.4	35.0/23.9
B	26.7/19.4	27.7/18.3

는 냉매봉입량에 따른 성능예측을 가능하도록 하였다. 성능예측 결과가 시험값과 정확하게 일치하지는 않으나 혼합 시스템과 조합 시스템의 평가에 의한 성능차이는 시험값과 비슷한 수준이며 성능경향을 상대적으로 평가하기에 적합하다. 본 연구는 성능 예측결과를 가지고 혼합 시스템에 대한 EER(A)를 결정하기 위한 방법과 평가절차를 제시하고자 한다.

2. 혼합 시스템의 성능 평가 방법

2.1 실내 열교환기의 영향 평가

실내 열교환기의 변경에 따른 시스템의 성능변화를 평가하기 위하여 Table 2와 같이 실내 열교환기를 변화시켰다. Fc는 조합 시스템의 실내 열교환기 단품에 대한 혼합 시스템의 실내 열교환기의 열교환 능력비를 나타낸다.^(1,2)

$$F_c = \frac{Q_{x,coil}}{Q_{m,coil}} \quad (1)$$

열교환기의 능력은 입구건도 0.2, 출구과열도 5.6°C, 출구 포화온도 7.2°C의 조건에서 열교환기 성능예측 프로그램으로부터 계산된 값이다. Table 2에서의 미국냉동협회 평가 시험조건 A에서의 실내 열교환기의 변경에 따른 혼합 시스템의 냉

Table 2 Specification of mixed systems used in this study

System	Rows X Columns	Air flow rate (CMM)	Capacity (W)	Fc
Matched	3 x 29	37.6	10,819	1
Mixed 1	3 x 24	35.0	9,620	0.89
Mixed 2	4 x 31	43.1	13,014	1.20
Mixed 3	4 x 36	35.7	12,000	1.11

방능력 및 압축기의 소비전력을 다음과 같이 나타낼 수가 있다.^(1,2)

$$\frac{Q_{x,g}(A)}{Q_{m,g}(A)} = F_c^\alpha \quad (2)$$

$$\frac{P_{x,g}(A)}{P_{m,g}(A)} = F_c^\beta \quad (3)$$

구성부품이 확정된 시스템의 성능은 실내 열교환기의 출구 과열도에 영향을 미치는 냉매 봉입량에 의해 변화한다. 감온식 팽창밸브를 적용한 시스템에서는 시험조건에 따라 실내 열교환기의 출구 과열도 변화가 거의 없는 반면에 모세관을 적용한 시스템에서는 시험조건에 따른 냉매봉입량과 모세관의 최적화 조건에 따라 변화한다.^(5,6)

식(2), (3)의 지수 α 및 β 는 F_c 가 냉방능력 및 소비전력에 미치는 영향도를 나타낸다. 팽창기구, 냉매봉입량의 최적화 조건에 따른 시스템의 영향도를 평가하기 위하여 Table 3과 같이 모세관 또는 감온 팽창밸브의 2가지 종류의 팽창기구와 시험조건 A 또는 B에서의 냉매봉입량과 모세관의 최적화 조건에 따라 각 경우를 조합하여 8가지 경우에 대하여 실내 열교환기의 영향을 평가하였다.

2.2 모세관의 영향 평가

혼합 시스템에서 감온 팽창밸브는 적절한 냉매 유량을 통과시키기 때문에 시스템 성능에 미치는 영향은 없다. 반면에 모세관과 같이 일정 단면적을 가진 팽창기구는 크기에 따라 통과하는 냉매 유량이 다르기 때문에 시스템 성능에 영향을 주며 모세관과 같은 팽창기구의 변경시의 조합 시스템과 혼합 시스템 사이의 성능차이는 모세관의 통과유량비, F_{ex} 에 의하여 측정되어진다.^(1,2)

$$F_{ex} = \frac{\dot{m}_x}{\dot{m}_m} \quad (4)$$

여기서 \dot{m}_x 와 \dot{m}_m 은 동일한 입구압력, 동일한 과냉각도 및 동일한 증발압력에서의 조합과 혼합 시스템에 적용된 모세관의 냉매유량을 각각 나타낸다. 모세관의 통과 유량비에 따른 조합 시스템

과 혼합 시스템의 냉방능력 및 압축기 소비전력의 상관관계를 다음과 같이 나타낼 수가 있다. 식(5), (6)의 지수 γ 및 δ 는 F_{ex} 가 냉방능력 및 소비전력에 미치는 영향도를 나타낸다.

$$\frac{Q_{x,g}(A)}{Q_{m,g}(A)} = F_{ex}^\gamma \quad (5)$$

$$\frac{P_{x,g}(A)}{P_{m,g}(A)} = F_{ex}^\delta \quad (6)$$

3. 혼합 시스템의 성능 평가 결과

실내 열교환기의 시스템에 대한 영향을 평가하기 위하여, 조합 시스템과 혼합 시스템에 적용된 실내 열교환기와 열교환기 능력비, F_c 값이 0.89, 1, 1.2, 1.11 인 3개의 혼합 시스템을 유도하였다. 이러한 4개의 시스템에 대하여 전술한 바와 같이 2종류의 팽창기구와 시스템의 냉매봉입량과 최적화 정도에 따른 8가지 경우에 대하여 성능예측을 수행하였으며, 데이터에 대한 회귀분석을 이용하여 얻은 식(2), 식(3)의 지수값을 Table 3에 제시하였다. 모세관을 사용한 시스템의 지수값이 팽창밸브를 사용한 시스템의 지수값보다 일정하지 않다. 이는 일정한 과열도를 유지시키는 감온 팽창밸브를 적용한 시스템에서는 증발기 출구과열도 변화가 없는 반면, 일정 단면적을 가진 모세관의 경우는 과열도가 작동조건에 따라 변화하며, 시스템 성능이 증발기 출구의 과

Table 3 Variation of α , β value for 8 cases

No.	Expansion device	Charging/Optimum	α	β	$\alpha - \beta$
1	Capillary	ARI A / A	0.36	0.17	0.19
2	Capillary	ARI A / B	0.37	0.15	0.22
3	Capillary	ARI B / A	0.36	0.18	0.18
4	Capillary	ARI B / B	0.37	0.16	0.21
5	TXV	ARI A / A	0.35	0.14	0.21
6	TXV	ARI A / B	0.36	0.14	0.22
7	TXV	ARI B / A	0.35	0.14	0.21
8	TXV	ARI B / B	0.36	0.14	0.22

열도에 좌우되기 때문이다.

Table 3의 α, β 값이 각 경우에 따라 다르므로 본 연구의 평가수식을 활용함에 있어 많은 불편이 따른다. 따라서 이러한 사용자의 불편을 최소화 하기 위하여 α, β 값의 단순화가 필요하다. Fig. 1은 모세관을 적용한 혼합시스템의 시험조건 A에서의 실내 열교환기 변화에 따른 EER의 평가결과를 나타낸다. 실선은 $\alpha - \beta$ 값이 0.22인 No.2 경우, 점선은 $\alpha - \beta$ 값이 최소인 0.18로 No.3 경우에 대한 회귀분석 결과를 나타낸다.

실선과 점선사이의 EER차이는 냉매봉입 및 최적화의 조건이 시스템 성능에 미치는 영향을 나타낸다. 일점쇄선은 모세관을 적용한 혼합 시스템의 EER에 대하여 평균 $\alpha - \beta = 2.0$ 에 대한 회귀분석 결과로서 실선과 점선의 중간을 오가며 모세관을 적용한 실내열교환기의 변경에 기인하는 EER변화의 불확실성은 실선과 점선사이의 차이의 1/2로서 α, β 값의 조정영향이 EER예측에 작은 영향을 미친다.

따라서 본 연구에서는 평가식의 단순화를 위하여 모세관을 적용한 혼합 시스템의 $\alpha - \beta$ 값을 0.20으로 조정하였다. 그러나 팽창밸브를 적용한 혼합시스템의 $\alpha - \beta$ 값은 0.22와 0.21로 전술한 바와 같이 시험조건에 따라 감온식 팽창밸브를 적용한 시스템에서는 F_c 에 대한 α, β 값이 변화가 작으며 본 연구에서는 평가수식의 α, β 값의 단순화를 위하여 팽창밸브를 적용한 혼합시스템의 $\alpha - \beta$ 값을 0.22로 하였다. 이에 따라 F_c 가 냉방능력에 미치는 영향도를 나타내는 지수 α 값을

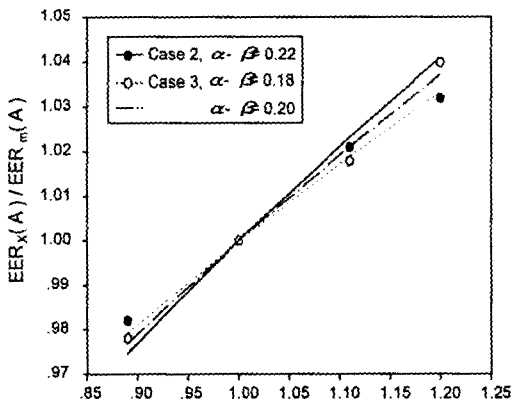


Fig. 1 EER(A) evaluation of mixed system according to variation of indoor coil.

모세관 및 팽창밸브 모두에 대하여 α 값을 0.37로 조정하였다. 따라서 모세관을 적용한 시스템에서는 F_c 가 EER(A)에 미치는 영향도를 나타내는 $\alpha - \beta$ 값이 0.20이 되도록 β 값을 0.17로 조정하였다.

팽창밸브를 적용한 시스템의 이러한 조정에 따른 오차를 보상하기 위하여 팽창밸브를 적용한 시스템에서는 β 값을 0.14에서 0.15로 조정하여 $\alpha - \beta$ 값이 0.22가 되도록 하였다.

팽창기구의 시스템에 대한 영향을 평가하기 위하여 4개의 시스템에 대하여 모세관 유량비, F_{ex} 값이 다른 9개의 모세관 종류에 따라 성능예측을 수행하였다. Fig. 2는 Table 1의 시스템 종류에 따라 최적 A, B의 냉매 봉입량 조건에 대한 F_{ex} 에 따른 시험조건 A에서의 조합시스템에 대한 혼합 시스템의 냉방능력비를 나타낸다. 냉매봉입량 조건 A에서 결정된 냉매봉입량인 경우의 냉방능력비를 나타내는 회귀분석 실선은 $0.9 < F_{ex} < 1$ 부근에서 최대값을 나타낸다. 냉매 봉입량 조건 B에서 결정된 냉매봉입량으로 봉입된 경우의 냉방능력비를 나타내는 회귀분석 점선은 $0.9 < F_{ex} < 1$ 에서 거의 일정하다. 모세관이 $F_{ex} > 1$ 인 경우와 $F_{ex} < 1$ 경우 시스템의 냉방능력 변화 정도가 냉매 봉입량 조건에 따라 다르기 때문에, 각각 개별적으로 고려해야 한다. $F_{ex} < 1$ 경우, 냉방능력이 증가하다가 감소하는 경향을 나타내지만 F_{ex} 이 0.95에서 1의 범위에서는 냉방능력의 변화는 작으므로 $0.95 < F_{ex} < 1$ 범위에서 식(5)의

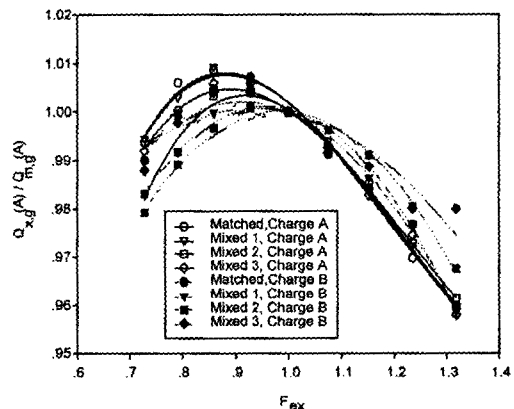


Fig. 2 Capacities at test A condition referenced to the capacity at $F_{ex}=1$.

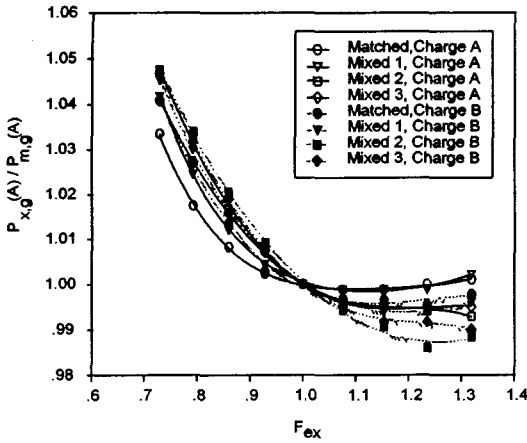


Fig. 3 Comp. power at test A condition referenced to comp. power at $F_{ex} = 1$.

지수값 $\gamma = 0.0$ 으로 가정하였으며, $F_{ex} < 0.95$ 인 모세관을 사용하는 시스템에서는 모세관의 영향 평가가 불가능하다. $F_{ex} > 1$ 범위에서는, 각 시스템, 냉매 봉입량, 시험조건별에 따른 성능 예측 결과로부터 회귀분석을 하여 식(5)의 지수값 $\gamma = -0.15$ 의 결과를 얻었으며 성능예측 값과의 최대 오차는 1.3% 수준이었다.

Fig. 3은 시스템에 따라 조건 A,B 에서 최적으로 결정된 냉매 봉입량에서 F_{ex} 에 따른 시험조건 A에서의 조합시스템과 혼합 시스템과의 소비전력비를 나타낸다. 실선은 조건A에서 결정된 냉매 봉입량으로 봉입된 경우를 나타내며 점선은 조건 B에서 결정된 냉매봉입량으로 봉입된 경우의 소비전력비를 나타낸다. 냉매봉입 조건에 관계없이 $F_{ex} < 1$ 인 경우에는 거의 유사한 경향을 나타내며 상관관계식에 의하여 식(6)에 대한 $\delta = -0.15$ 를 구하였으며 성능예측 값과의 최대오차는 1.8% 수준이었다. 그러나 $F_{ex} > 1$ 에서 $\delta = 0$ 인 경우, 최대오차는 3%까지의 오차를 나타낸다. 이러한 오차는 실내열교환기의 F_c , 시스템에 냉매가 봉입된 조건, 최적화 조건과 같은 인자에 의해 좌우된다. 그러나 이러한 인자를 정확하게 알 수가 없기 때문에 $F_{ex} > 1$ 경우 소비전력 감소가 없다고 가정하였다. $F_{ex} > 1$ 경우 시험조건 A에서의 냉방능력 감소를 고려하였기 때문에 $EER(A)$ 예측에는 큰 영향이 없다고 생각한다.

실내팬은 열역학적 사이클에 속하는 직접적인 부품이 아니므로 시스템에 대한 영향을 쉽게 추

측할 수 있다. 즉, 실내팬은 압축기 소비전력에 영향이 없으므로 단순히 시스템 소비전력의 일부분으로 고려된다. 시스템의 능력은 실내팬 소비전력이 100% 변환된 열량을 포함한다고 가정한다. 따라서 능력 상관관계식에서 열교환기능력에 포함되어지는 항으로 표시된다. 혼합 시스템의 구성부품이 상호영향이 없다고 가정하면 관계식은 다음과 같다.^(1,2)

$$Q_x(A) = Q_m(A) F_c^\alpha F_{ex}^\gamma \quad (7)$$

실내 및 실외팬에 의하여 더하여진 열량을 고려함으로써, 식(7)은 다음과 같이 수정된다.

$$Q_x(A) = (Q_m(A) + P_{f,m}) F_c^\alpha \quad (8)$$

$$\frac{Q_x(A)}{Q_m(A)} = \left(1 + \frac{P_{f,m}}{Q_m(A)}\right) F_c^\alpha F_{ex}^\gamma - \frac{P_{f,x}}{Q_m(A)} \quad (9)$$

$P_x(A)/P_m(A)$ 의 비는 시스템의 팬 소비전력을 고려하여

$$\frac{P_x(A)}{P_m(A)} = \left(1 - \frac{P_{f,m}}{P_m(A)}\right) F_c^\beta F_{ex}^\delta - \frac{P_{f,x}}{P_m(A)} \quad (10)$$

여기서 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ 값은 아래와 같다.

$$\alpha = 0.37$$

$$\beta = 0.17 : \text{모세관을 채택하는 시스템}$$

$$\beta = 0.15 : \text{감은 팽창밸브를 채택하는 시스템}$$

$$\gamma = 0.0 \text{ and } \delta = -0.15 \text{ for } F_{ex} < 1.0$$

$$\gamma = -0.15 \text{ and } \delta = 0.0 \text{ for } F_{ex} > 1.0$$

시스템의 냉방능력 대비 소비전력의 비를 나타내는 $EER(A)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$EER(A) = \frac{Q(A)}{P(A)} \quad (11)$$

결국, 혼합 시스템의 $EER_x(A)$ 은 식(9)를 식(10)으로 나누어서 아래의 식 형태로 구할 수 있다.

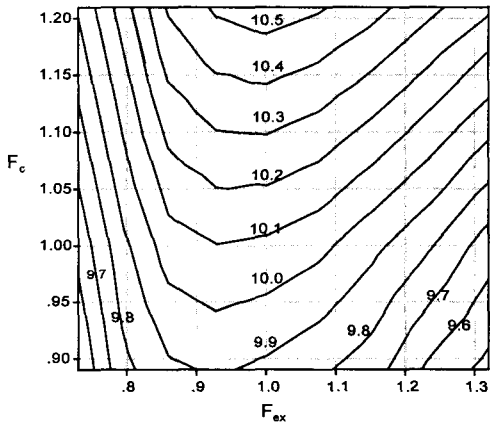


Fig. 4 EER(A) map for a matched system charged at test A condition and optimized for EER(B).

$$EER_x(A) = EER_m(A) \frac{Q_x(A)}{Q_m(A)} \left[\frac{P_x(A)}{P_m(A)} \right]^{-1} \quad (12)$$

Fig. 4는 시험조건 B에서 최적화 된 시스템을 조건 A에서 최적으로 결정된 냉매부입량으로 냉매가 부입된 시스템의 F_c 와 F_{ex} 에 대한 EER(A)을 나타낸다. 조합시스템의 모세관의 외기온도가 27.8℃인 시험조건 B에서 최적으로 선정되었기 때문에 외기온도가 35℃인 시험조건 A에서의 EER(A)은 $F_{ex} < 1$ 에서 최대가 된다. 실내 열교환기의 크기가 증가 할수록 최대 EER(A)을 만족

하는 모세관의 크기가 증가함을 알 수있다.

반대로 실내 열교환기의 크기가 감소 할수록 최대 EER(A)을 만족하는 모세관의 크기가 감소함을 알 수있다. 동일한 모세관을 가진 시스템의 실내 열교환기의 능력이 20% 증가시, 이 열교환기를 적용한 혼합 시스템의 시험조건 A에서의 EER(A)는 4% 증가하였다.

Table 4는 본 연구의 타당성을 검증하기 위하여 동일한 제조회사에서 시험측정된 12개의 조합 시스템과 혼합시스템의 실내기 사양을 나타낸다. Table 5는 12개의 시스템에 대한 시험결과와 식 (12)에 의한 평가값의 결과를 나타낸다.

여기에 사용된 시스템의 평가에서는 감온 팽창기구(TXV)를 사용하였기 때문에 팽창기구의 영향에 대한 평가가 되지 않았다. 열교환기에 대한 정확한 성능 데이터를 얻는 것이 본 연구에 있어서 가장 어려운 과제였으므로 이러한 측정값에 대한 불확실성으로 인하여 평가값과 약간의 상대적인 오차가 발생되었다. Fig. 5는 혼합시스템의 EER(A)에 대한 측정값과 식(12)를 사용하여 구한 평가값의 오차를 나타내었으며 여기서 최대 오차는 5%미만이다. 이러한 오차는 측정장비의 문제 및 측정시의 불균일한 data 수집과 평가식 자체의 불확실성에 기인한다.

4. 결론

본 연구에서는 공조 시스템에 있어서 실내 열

Table 4 Specifications of matched and mixed indoor coils

Case	Matched		Mixed		F_c	F_{ex}
	No. of slabs × Rows × Columns	$Q_{m,coil}$	No. of slabs × Rows × Columns	$Q_{x,coil}$		
System 1	2×2×38	19,604	2×3×27	20,860	1.064	1
System 2	3×1×20	7,577	1×3×32	12,492	1.649	1
System 3	2×3×22	17,028	2×2×32	16,334	0.959	1
System 4	2×3×19	14,524	1×4×24	12,486	0.860	1
System 5	2×3×21	16,321	1×4×30	15,134	0.927	1
System 6	2×3×21	16,114	2×3×21	16,368	1.016	1
System 7	2×3×15	11,579	2×2×20	10,065	0.869	1
System 8	1×3×29	10,912	2×3×18	13,914	1.275	1
System 9	1×3×33	12,635	1×4×46	11,692	0.925	1
System 10	2×3×15	11,689	2×2×22	11,170	0.956	1
System 11	2×3×18	14,115	2×2×25	19,571	1.387	1
System 12	1×3×30	11,620	2×2×22	16,683	1.436	1

Table 5 Comparison of test EER(A) and calculated EER(A)

Case	Tested EER(A)		Calculated EER(A)
	Matched	Mixed	Mixed
System 1	10.73	11.10	10.91
System 2	9.82	9.95	10.38
System 3	9.96	10.08	9.84
System 4	12.32	11.85	12.06
System 5	11.56	11.36	11.33
System 6	10.31	10.39	10.50
System 7	10.42	10.34	10.06
System 8	9.61	9.86	10.13
System 9	10.99	10.99	10.97
System 10	19.58	9.30	9.55
System 11	11.06	11.17	11.60
System 12	8.95	9.09	9.43

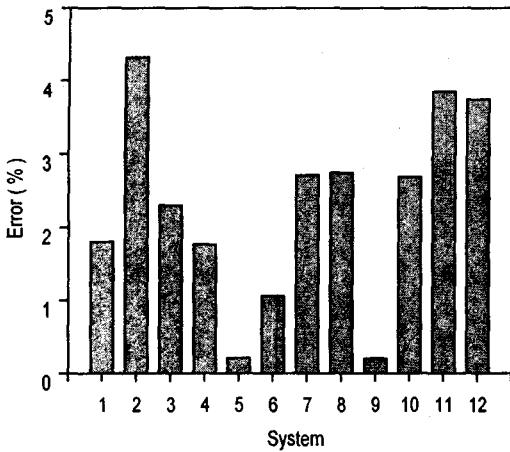


Fig. 5 Relative difference between the predicted EER(A) and tested EER(A).

교환기, 실내팬 또는 팽창 기구와 같은 구성부품이 변경된 혼합 시스템(mixed system)에 대하여 ARI 시험조건 A에서의 EER(A)를 평가하기 위한 평가식을 제시하였다.

실제 측정값 자체도 측정설비의 정밀도 등에 따라 오차가 있을 수 있지만, 평가식에 의한 예측값은 실제 측정값과 최대 6%의 오차가 있다. 이러한 오차는 실제 실내 열교환기에서 발생하는 불균일한 속도분포, 팽창기구(밸브)와 실내 열교환기의 종속적인 상호 영향등에 기인한다. 따라서 본 연구는 혼합 시스템의 능력 및 EER(A)를 예측하며, 혼합시스템의 설치업자 또는 구입업자들이 EER(A) 자료를 쉽게 찾을 수 있는 평가식을 제시하였다.

참고문헌

1. Domanski, P. A., 1989, Rating procedure for

mixed air-source unitary air conditioners and heat pump operating in the cooling mode, NISTIR 89-4071, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA

2. Kim, B. S. and Domanski, P. A., 1997, Method for estimating the energy efficiency ratio of mixed system air conditioners and heat pumps, NISTIR 97-6045, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA
3. Code of Federal Regulations, 1995, Title 10, Part 430, Appendix M to Subpart B, Washington, DC
4. Domanski, P. A. and Didion, D. , 1983, Computer modelling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion tube restrictions, National Bureau of Standards, Building science Series 155, Washington, DC, USA
5. Farzad, M., and O'Neal, D. L., 1993, Influence of the expansion device on air conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions, ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1
6. Robinson, J. H., and O'Neal, D. L., 1994, The impact of charge on the cooling performance of an air to air heat pump for R-22 and three binary blends of R-32 and R-134a, ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 2
7. Katipamula. S, and O'Neal, D. L., 1991, Performance degradation during on-off cycling of single-speed heat pumps operating in the cooling mode: experimental results, ASHRAE Trans., Vol. 97, Part 2