

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.11.705>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5324(Online)

## 복수 실내기를 가지는 에어컨의 정상상태 성능해석

허 현<sup>\*†</sup> · 이진욱<sup>\*</sup> · 정의국<sup>\*</sup> · 김병순<sup>\*</sup>

\* LG전자 에어솔루션 연구소

### Steady-State Performance Analysis of Air Conditioner with Multi-Indoor Units

Hyun Hur<sup>\*†</sup>, Jin Wook Lee<sup>\*</sup>, Eui Guk Jung<sup>\*</sup> and Byung Soon Kim<sup>\*</sup>

\* Air Solution Laboratory, LG Electronics Inc.

(Received May 30, 2016 ; Revised August 24, 2016 ; Accepted September 1, 2016)

**Key Words:** Refrigerant Cycle Simulation (냉동사이클 모사), Condenser(응축기), Evaporator (증발기), Expansion Valve (팽창밸브), Tube-by-Tube Method (관순법)

**초록:** 본 연구의 목적은 에어컨 사이클 성능해석에 있다. 응축기, 증발기, 팽창밸브 및 압축기는 냉동사이클을 구성하는 핵심요소이다. 사이클의 개별적인 구성요소들에 대한 해석 기법들을 합리적으로 통합하여 다양한 운전조건에서 에어컨 시스템 성능예측이 가능하도록 하였다. 응축기 압력은 압축기 질량유량과 팽창밸브 유량이 일치하도록 반복계산에 의해 획득되며, 증발기 압력은 목표 흡입과열도가 획득되도록 압축기 흡입엔탈피를 반복계산에 의해 획득되었다. 더 나아가서 복수 실내기를 장착한 에어컨 시스템의 성능이 예측될 수 있도록 알고리즘들이 마련되었으며, 이들 모델들에 대한 해석결과를 제시하였다. 소프트웨어의 정확성은 실험결과에 의해 증명 되었다. 특히, 8.3 kW급 모델의 실험결과와 비교함으로써, 소프트웨어의 정확성이 다양하게 검증되었다. 해석결과로써, 정확성은 대체적으로 10% 이내에 있는 것으로 확인되어 우수한 신뢰성이 확보되었다.

**Abstract:** In this study, the cycle performance of an air conditioner with multi-indoor units is analyzed and simulated. The cycle performance could be predicted through the integration of mathematical formulation for these devices. The condenser pressure is obtained by an iteration process to match the mass flow rates of the compressor and the expansion valve and the evaporator pressure is determined by an iteration process, in which the suction super heat is tracing the targeted super heat. The required software was developed by system programming. the software algorithm is extended to predict the cycle performance of an air conditioner system with multi-indoor units, and then the numerical results are compared with experimental results. This mathematical model is validated from the result of experiments conducted on 8.3kW air conditioner. The errors in capacity, electronic power, and COP are found to be within 10% in general.

- 기호설명 -

$A$  : 면적(m<sup>2</sup>)

$c$  : 비열(J/kg·°C)

$d$  : 튜브 직경(m)

$EEV$  : 팽창밸브

$f$  : 마찰계수

$G$  : 질량유속(kg/s·m<sup>2</sup>)

$h$  : 엔탈피(J/kg) 또는 열전달계수(W/m<sup>2</sup>·°C)

$j$  : Colburn factor

$k$  : 열전도율(W/m·°C)

$L$  : 길이(m)

$M$  : 질량(kg)

$p$  : 압력(kPa)

$Pr$  : 프란틀 수

$Q$  : 열전달 량(J/s)

$Re$  : 레이놀즈 수

$RPM$  : 팬 분당 회전수(revolution/min)

$HEX$  : 열교환기

† Corresponding Author: [hyun1.hur@lge.com](mailto:hyun1.hur@lge.com)

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

$Hz$	: 압축기 주파수(1/s)
$s$	: 핀 간격 (m)
$St$	: Stanton 수
$T$	: 온도(°C)
$U$	: 총합열전달계수(W/m <sup>2</sup> ·°C)
$v$	: 비체적(m <sup>3</sup> /kg)
$W$	: 소비전력(J/s)
$x$	: 건도
$M$	: 질량
$\alpha$	: void fraction
$\eta$	: 압축기 효율
$\Phi$	: 핀효율

## 하첨자

$a$	: 공기
$b$	: base
$c$	: 응축기 또는 냉방
$dis$	: 토출
$e$	: 증발기
EEV	: 전자팽창밸브
$f$	: 핀
$h$	: 난방
$i$	: 내부
$in$	: 입구
$l$	: 액체
$m$	: 평균
$o$	: 외부
$out$	: 출구
$p$	: 압력
$r$	: 냉매
$v$	: 증기
$w$	: 벽

## 1. 서 론

에어컨은 지정된 면적이거나 공간을 차지한 공기 상태에 관심을 두고 있으며, 대표적으로 가정용, 상업용, 산업용 및 자동차 분야에 활용되고 있다. 가정이나 사무실의 온도제어에 활용되는 에어컨은 냉동공조 시스템 중 가장 큰 시장을 점유하고 있다. 최근 대형 빌딩이나 사무실 및 상점에 적용될 목적으로 개발된 시스템 에어컨이 아파트 주거공간에 확대 적용됨에 따라, 향후 시스템 에어컨 시장은 더욱 확대될 것으로 판단된다. 이들에 대하여 한층 강화된 기술요구조건과 시장경쟁은 공학분야에서 많은 연구활동을 진전시켜왔다. 최근의 연구동향들은 열교환기 및 압축기와 같은 에어컨

의 개별적인 요소설계에 관심을 넘어, 이들을 통합하여 사이클 해석으로 확대하려는 연구에 관심을 두고 있다.<sup>(1,2)</sup> 이는 에어컨이 시장에 출시되기 위해 여러 온도 조건과 다수의 시험을 거치는 과정에 소요되는 시간과 인력적인 수고의 절감에 기여해 왔다. 에어컨을 구성하는 개별구성요소의 설계기술을 알고리즘으로 상호 조합함으로써 장치의 사이클 성능예측이 가능해진다.

본 연구는 냉동사이클 해석용 소프트웨어(Performance Estimate Simulation, 이하 PES로 표기함)의 개발을 취급하였다. 냉동사이클의 주요 지점에서 온도와 압력이 예측될 수 있는 알고리즘(algorithm)을 구축하였다. 사이클의 주요지점의 온도와 압력에 의해 사이클의 성능, 소비전력 및 COP가 예측되었다. 응축기 압력은 압축기 질량유량과 전자팽창밸브를 통과한 질량유량이 같아지도록 반복계산에 의해 획득되며, 증발기 압력은 압축기 흡입과열도에 의해 정의되었다. 증발기 압력을 얻기 위해 계산된 압축기 흡입과열도가 목표로 지정한 흡입과열도와 같아지도록 반복계산에 의해 얻어진다. 더 나아가서 복수의 실내기를 가지는 구조로 확장하여 적용될 수 있도록 알고리즘이 개발되었다. 단일 실내기를 가지는 냉동사이클 해석에 반영된 이론들은 기본적으로 문헌<sup>(2)</sup>을 참조하였으며, 이들 이론들을 복수실내기로 확대 전개하였다.

복수실내기를 가지는 에어컨 성능해석에 대한 연구들이 소수로 진행되어 왔다. 이들 연구들은 주로 동특성 해석을 포함한 제어기법<sup>(3-7)</sup>을 취급하고 있다. 본 연구와 유사한 주제로써, Zhu 등<sup>(8)</sup>은 복수실내기를 갖는 에어컨에 대한 성능해석 방법을 두 가지 알고리즘을 제시하였다. 이들의 알고리즘에서 각 실내기 입구 및 출구의 압력차가 가정되었으며, 모든 실내기 출구압력이 같아지도록 압력차를 수정하는 방법을 적용하였다. 한편, 이들 연구에서 열교환기 해석은 열용량과 열저항을 활용하여 시간에 따른 온도변화를 표현하였지만, 핀/튜브 열교환기 같이 복잡한 유로를 가지는 제품에는 적용하는데 한계를 가진다. 또한, 혼합지점의 압력을 찾기 위해 실내기 별로 압력에 대한 반복계산이 필요하므로, 실내기의 수가 늘어날 경우에 계산시간이 상대적으로 길어지는 단점을 가지고 있다.

Wu 등<sup>(9)</sup>은 압축기와 복수의 실내기에서 탈출한 냉매유량의 균형을 고려하여 반복계산에 의해 압축기 흡입압력을 얻었다. 이들의 알고리즘은 사이

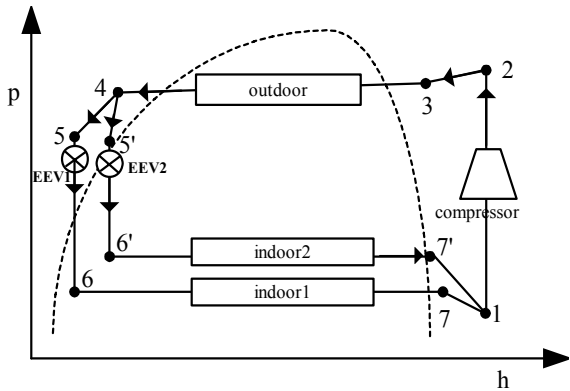


Fig. 1 Basic vapor compression cycle with multi indoor

클 제어목적에서 개발되었으며, 정상상태 해석용으로 부적합한 모델이다. 이와 같이, 복수실내기를 갖는 에어컨 성능해석에 관련한 이전 연구들이 소수로 존재하지만, 실용적인 사이클 설계에 적용하는데 한계를 가지고 있다.

본 연구의 목적은 응축/증발 열교환기의 크기 및 냉매유로 변경과 같은 사이클 구성요소의 사양 변경에 따른 정상상태 성능예측에 있다. 이를 위하여 사이클 성능해석용 알고리즘이 상용제품 개발을 통해 획득된 실무적인 경험에 의해 획득되었으며, 앞에서 언급한 선행연구들의 단점들이 보완될 수 있도록, 이전연구의 예측방법과 차별성을 두었다. 사이클 해석은 실제 해석에 편리하도록 두 개의 루프(Fig. 2 참조)에 의해 수행되며, 응축기의 압력과 온도는 압축기와 팽창밸브를 탈출하는 유량의 합 사이의 균형에 의해 획득되었다. 증발압력은 목표과열도를 정의하였으며, 이것이 얻어질 수 있도록 반복계산에 의해 획득되었다. 복수 실내기를 탈출한 냉매는 한 지점(Fig. 1의 1 지점)에서 혼합된다. 혼합지점의 엔탈피는 이전연구들과 다르게 에너지 보존(식 (21))에 의해 합리적으로 얻었으며, 이를 적용하여 증발기 압력과 온도가 얻어질 수 있다.

## 2. 냉동사이클 성능예측

### 2.1 열교환기 열전달 모델링

Fig. 1은 냉방모드에서 복수의 실내기를 가지는 냉동사이클의 개략도를 보인다. Fig. 1에 보인 바와 같이, 에어컨을 구성하는 주요 요소는 응축기, 증발기, 압축기 및 팽창밸브로 구성된다. 히트펌프 모델은 냉매의 흐름을 바꿀 수 있는 4방향 밸브가 별도로 부착되어 냉·난방운전을 병행할 수 있도록 되어 있다. Fig. 1에서 난방운전의 경우 화살표의

방향이 반대로 된다. 이들 구성요소들 중에, 응축기와 증발기는 실내/실외 공기와 냉매 사이에 열교환 역할을 수행하는 핵심적인 장치이다. 열교환기는 시스템의 크기를 결정하므로 제품의 용량에 맞게 합리적으로 설계되어야 한다. 이는 제품의 경량화/최적화를 도모할 수 있어 적절한 재료비 선정에 대한 합리적인 대안으로서 가치 있는 일이다. 가정/상업용 에어컨 응축기와 증발기에 사용되는 열교환기는 핀(fin)/튜브(tube) 구조물을 많은 튜브수를 가지도록 배치하여 좁은 공간에 배치한다. 또한, 가능한 많은 열에너지를 교환할 수 있도록 매우 큰 밀도를 가지는 핀이 튜브에 부착 된다. 이로 인해 우수한 설치성이 확보되며, 체적당 열전달 면적이 매우 크다는 점에서 다른 열교환기에 비해 많은 열에너지를 전달할 수 있는 장점을 가진다. 이전 연구자들에 의해 이 열교환기의 정상상태 및 천이조건하에서 열전달 성능 및 압력분포를 예측한 연구결과들이 알려져 왔다.<sup>(1,2)</sup> 이들의 연구들은 응축기나 증발기에 설치된 냉매분배 장치(distributor)에 대한 효과를 해석모델에 적용함으로써 입구와 출구가 여러 개인 핀/튜브 열교환기의 정상상태 해석모델을 제시하였다. 이들 연구들은 입/출구의 적절한 배치 방법에 따른 열교환기 전체에 대한 성능이 예측되었으며, 효과적인 유로 배치를 할 수 있는 방법들이 제시되었다.

Waltrich 등<sup>(10)</sup>과 Lee 등<sup>(11)</sup>은 공기측과 냉매측에 에너지 보존과 NTU-유용도 접근을 활용하여 핀/튜브 구조물 열교환 해석에 대한 정상상태에 대한 열교환 해석을 수행하였으며, 이들은 열전달량, 온도분포 및 불균일한 냉매분포를 유발하는 조건들을 예측한 결과를 각각 제시하였다. 냉매분배장치는 여러 개의 입구들에 대하여 냉매 유량을 고르게 분배하는 하는 역할 이외에도 열교환기 전체에 대한 압력분포를 균일하게 하여 압력강하를 감소시키려는 목적으로 사용되고 있다. 튜브의 입·출구를 찾을 수 있는 알고리즘은 Domanski와 Didion<sup>(2)</sup>에 의해 소개되었으며, 이 알고리즘은 본 연구에도 동일하게 적용되었다. 한편, 핀/튜브 열교환기는 여러 개의 유로로 설계되며, 각 튜브의 길이는 설계에 따라 서로 다를 수 있다. 열교환기 전체해석은 개별적인 튜브단위로 해석하는 관순법(tube-by-tube)에 의해 열교환기 전체 시스템을 표현할 수 있다.

공기와 냉매기 교차흐름을 가지는 경우, 열전달 방정식은 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$Q = UA\Delta T \quad (1)$$

단상흐름에 대한 열전달량은 식 (2)로 정의하였다. 식 (2)에 보인 바와 같이 냉매와 공기의 입구 온도, 유량 및 기하학적 크기가 알려졌을 때, 열전달량이 구해질 수 있다.

$$Q = c_{p,r} \dot{m}_r (T_{r,in} - T_{a,in}) \times \left( 1 - \exp \left( - \frac{c_{p,a} \dot{m}_a \left( 1 - \exp \left( - \frac{UA_o}{c_{p,a} \dot{m}_a} \right) \right) \right) \right) \quad (2)$$

입·출구의 흐름이 모두 2상 상태의 열전달량에 대한 관계식은 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

$$Q = c_{p,a} \dot{m}_a \left( 1 - \exp \left( - \frac{UA_o}{c_{p,a} \dot{m}_a} \right) \right) (T_{r,v,in} - T_{a,in}) \quad (3)$$

입구가 과열증기이고, 출구가 2상 유동인 경우 열전달 관계식은 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}_r (h_{r,in} - h_{r,v,in}) + c_{p,a} \dot{m}_a (1 - Z_v) \left( 1 - \exp \left( - \frac{UA_o}{c_{p,a}} \right) \right) (T_{r,v,in} - T_{a,in}) \quad (4)$$

여기서,  $Z_v$ 에 대한 정의는 문헌<sup>(2)</sup>에 알려져 있다. 입구의 흐름이 2상흐름이고, 출구의 흐름이 과냉 상태인 경우 열전달 관계식은 식 (5)와 같다. 이와 같이, 냉매입구와 출구의 건도에 따라 열전달 방정식이 서로 다르게 유도 되며, 반복계산을 적용하여 계산할 수 있다.

$$Q = c_{p,r} \dot{m}_r (T_{r,v,in} - T_{a,in}) \left( 1 - \exp \left( - \frac{c_{p,a} \dot{m}_a (1 - Z_{tp})}{c_{p,r} \dot{m}_r} \right) \right) \left( 1 - \exp \left( - \frac{UA_o}{c_{p,a} \dot{m}_a} \right) \right) + \dot{m}_r (h_{r,in} - h_{r,l,in}) \quad (5)$$

여기서,  $Z_{tp}$ 는 문헌<sup>(2)</sup>에 알려져 있으며, 전체 튜브 길이에 대하여 2상 영역이 차지하는 비율을 의미한다. 식 (2)에서 식 (5)에서 알 수 있듯이, 열교환기 튜브의 입구조건에 의해 열전달량이 정의될 수 있으며, 식 (1)에 의해 출구온도가 정의되었다. 식 (2)에서 식 (5)까지는 공기측과 냉매측의 에너지 보존에 의해 유도될 수 있다. 이들 식들에 대한 총합열전달계수에 대한 표현을 식 (6)에 보였다.

$$U = \left[ \frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o}{A_{p,i} h_{d,i}} + \frac{A_o X_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_a (1 - A_f/A_o (1 - \phi))} \right]^{-1} \quad (6)$$

여기서,  $\phi = (T_f - T_a)/(T_w - T_a)$ 는 핀 효율을 나타내며,  $X_p$ 는 파이프 두께를 나타낸다. 식 (6)의 열전달 계수 ( $h_i$ )는 단상에 대하여 식 (7)로, 2상에 대한 열전달계수는 식 (8)로 각각 정의할 수 있다.

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_l} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{Re_L^{0.9} Pr_L F_1^\beta}{F_2} \quad (8)$$

식 (7)과 식 (8)에 보인 바와 같이 열전달 계수는 레이놀즈(Reynolds) 수,  $Re_i = [m_r''(1-x)d/\mu_L]$ 와 프란틀(Prandtl) 수,  $Pr_i = [\mu_i C_{p,i}/k_i]$ 의 조합이다.  $F_1$ ,  $F_2$  및  $\beta$ 에 대한 레이놀즈 수의 범위에 각각 별도로 표기될 수 있으며, 이들에 대한 식들은 문헌<sup>(2)</sup>에 상세히 소개되었으며, 본 논문에서 별도로 표기하지 않았다. 식 (6)에서 공기와 확장표면을 가지는 환형관군에 대한 대류열전달 계수는 식 (9)로 나타낸다.

$$h_a = St Gc_p \quad (9)$$

식 (9)에 보인 바와 같이, 공기측 대류열전달 계수는 Stanton 수,  $St = [j/Pr^{2/3}]$ , 질량유속  $G = [\dot{m}_a/A_{fr}]$  및 공기비열의 함수이다. 핀/튜브 구조물에서 Colburn factor,  $j$ 에 대한 여러 가지 경험적인 관계식들이 기하학적 크기와 레이놀즈수의 범위에 따라 다양한 형태로 문헌<sup>(2,12)</sup>에 알려져 있다. 본 연구에서 적용한 Colburn factor에 대한 기본 관계식을 식 (10)에 나타내었다.

$$j = 0.134 Re^{-0.139} \left( \frac{s}{L_f} \right)^{0.2} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{0.11} \quad (10)$$

식 (10)의 사용범위는 문헌<sup>(12)</sup>에 상세히 알려져 있다. 기하학적 형상이 식 (10)의 사용범위에 범위에 모두 포함되어야 신뢰성이 확보될 수 있다.

응축과정하에 튜브내부를 흐르는 유체에 대한 압력강하식을 식 (11)에 나타내었다.

$$\frac{dP}{dL} = -m''^2 \frac{d}{dL} \left( \frac{v_v x^2}{\alpha} + \frac{v_l (x-1)^2}{(1-\alpha)} \right) \quad (11)$$

여기서, void fraction,  $\alpha$  는 튜브내부의 증기 분율로 정의되며, 이들 식들에 대한 상세한 표현들이 문헌<sup>(2,13)</sup>에 소개되었다.

증발과정하에 냉매가 튜브내부를 유동하는 냉매의 압력강하에 대한 표현은 식 (12)에 보였다.

$$dP = \left( f \frac{L}{d_i} + \frac{\Delta x}{x_m} \right) m^2 v_m \quad (12)$$

식 (12)에 보인 바와 같이, 압력강하는 마찰계수,  $f = 0.0185 \left( \text{Re}(L/h_{fg} \Delta x) \right)^{0.25}$ , 건도변화량, 비체적의 함수이다.

실외와 실내기를 연결하는 증기배관의 열전달 계수는 아래로 나타낼 수 있다.<sup>(2)</sup>

$$h = 0.27 \left( \frac{\Delta T}{d_o} \right)^{0.25} \quad (13)$$

연결배관의 압력강하량은, 식 (12)와 식 (13)을 적용하였다. 특히 액체배관은 단열로 취급하여 열손실을 무시하였다.

## 2.2 압축기 모델링

압축기는 히트펌프모델에서 매우 복잡한 구성요소이다. 통상적으로 압축기 냉매질량유량은 이론<sup>(8)</sup>적으로 표기하지만, 본 연구에서는 압축기 단품에서 시험한 성능 및 소비전력 자료를 활용하였다. 주파수에 따른 압축기 단일 품목에 대한 질량유량 ( $\dot{m}_{comp}$ )을 고려하였으며, 압축기를 시스템에 장착하였을 때, 시스템을 흐르는 냉매질량유량에 대한 표현은 식 (14)로 정리할 수 있다.

$$\dot{m}_{sys} = \dot{m}_{comp} \left[ 1 + 0.75 \times \left( \frac{v_{1,comp}}{v_{1,sys}} - 1 \right) \right] \quad (14)$$

여기서,  $v_{1,comp}$  은 압축기 단품의 흡입영역의 비체적을 나타낸다. 식 (14)에 보인 바와 같이, 압축기 단일 품목을 시스템에 장착하였을 때, 흡입영역의 비체적이 서로 다르다. 압축기 단품에 대한 압축일은 식 (15)로 표기할 수 있다.

$$W_{comp} = \dot{m}_{comp} (h_2 - h_1) \quad (15)$$

에어컨 시스템에서 소비전력은 식 (16)으로 표기할 수 있다.

$$W_{sys} = \left( \frac{\dot{m}_{sys}}{\dot{m}_{comp}} \right) \left[ \frac{(h_{sys,2} - h_{sys,1})}{(h_{comp,2} - h_{comp,1})} \right] W_{comp} + W_{fan} \quad (16)$$

식 (16)에 보인 바와 같이, 사이클의 총 소비전력은 압축기 단품 시험자료와 계산된 시스템의 소전의 비를 반영하였으며, 실내·실외에 장착된 팬에 소요된 소비전력을 적용하였다.

## 2.3 팽창밸브

응축기와 증발기 사이에 고압의 냉매를 저압으로 팽창시키기 위해 팽창밸브나 모세관 튜브가 부착된다. 실내기 1을 기준으로 팽창밸브를 통과하는 질량유량은 식 (17)로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{eev} = C_v A_{EEV} \sqrt{\rho_6 (P_5 - P_6)} \quad (17)$$

여기서,  $C_v$  는 오리피스 유량계수로서 여러 가지 시험 상관식들이 문헌들에 소개되었다. 또한,  $A_{EEV}$  는 개도에 따른 팽창밸브 오리피스 단면적이며, 개도 변화에 따른 면적에 관련된 식이 문헌<sup>(14)</sup>에 소개되었다. 본 연구에서는 문헌<sup>(14)</sup>의 모델을 사용하였으며, 모델특성에 맞게 보정하여 사용할 수 있다.

## 2.4 냉동사이클 성능

에어컨 성능은 실내기 1을 기준으로 잠열과 현열의 합으로 식 (18)에 표기하였으며, 복수의 실내기 2도 Fig. 1에 지시된 사이클 지점을 활용하여 동일하게 표현할 수 있다. 시스템 성능은 실내기 1과 실내기 2 성능의 합으로 식 (19)과 같다.

$$Q_{indoor,1} = \dot{m}_{sys} (h_7 - h_6) + \dot{m}_{sys} c_p (T_7 - T_6) \quad (18)$$

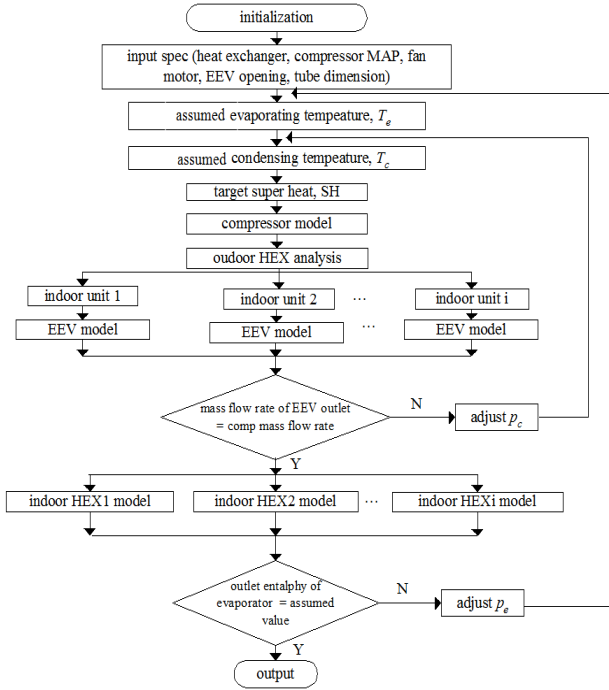
$$Q_{sys} = Q_{indoor,1} + \dots + Q_{indoor,i} \quad (19)$$

시스템 효율을 식 (20)로 나타내었다.

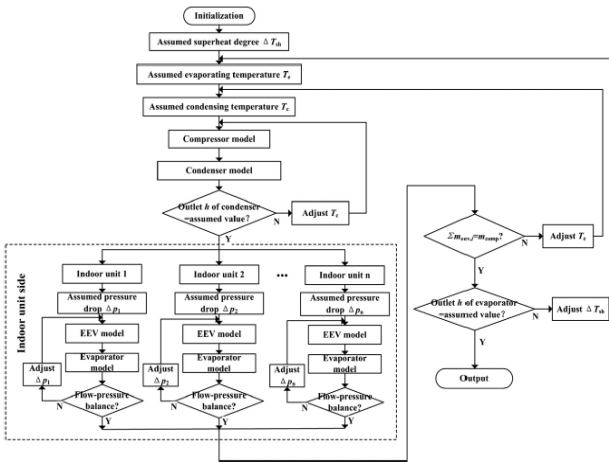
$$COP = \frac{Q_{sys}}{W_{sys}} \quad (20)$$

## 2.5 계산흐름도

Fig. 2는 본 연구에서 개발된 복수의 실내기를 장착한 냉동시스템에 대한 계산흐름도와 문헌<sup>(8)</sup>의 계산 알고리즘을 비교한 결과를 보인다. Fig. 2에 보인 바와 같이, 초기화 후 열교환기, 압축기 성능자료, 실내·외 팬 사양, 팽창밸브 개도 및 실내외 연결배관에 대한 기하학적 크기를 결정한 후 응축기 온도와 증발기 온도를 가정한다. 압축기 토출 온도를 계산 후 응축기 온도는 시스템 질량유량과 각 실내기의 전자팽창밸브를 탈출한 질량유량의 합이 일치하도록 반복계산에 의해 얻어지며, 응축



(a) Present study



(b) Zhu et al. (8)

Fig. 2 Simulation process

기 열교환 해석이 수행된다. 질량유량이 수렴되었을 때, 각 증발기에 밸브 개도에 맞게 냉매유량이 분배된다. 증발기 열교환을 해석한 후 실내기 출구에서 평균엔탈피를 계산하며, 이에 대한 식을 식 (21)에 정의하였다.

$$h_{mix,indoor} = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dots + \dot{m}_i h_i}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dots + \dot{m}_i} \quad (21)$$

식 (21)과 증발기의 가정된 엔탈피가 같도록 증발기 압력이 반복계산에 획득된다. 반복계산은 Newton-Rapson 알고리즘에 의해 수행되었다. 반면

Table 1 Europe standard test condition

operation condition	outdoor		indoor		
	dry bulb temp(°C)	Wet bulb temp(°C)	dry bulb temp(°C)	Wet bulb temp(°C)	
cooling mode	A	35	24	27	19
	B	30	20	27	19
	C	25	16	27	19
	D	20	12	27	19
heating mode	a	-7	-	20	15
	b	2	1	20	15
	c	7	6	20	15
	d	12	11	20	15
	e	-10	-	20	15

에, Zhu(8)의 알고리즘[Fig. 2(b) 참조]의 경우에, 각 실내기를 탈출한 냉매가 합해지는 지점의 출구압력이 같아지도록 각 실내기에 대한 추가적인 루프가 구성되어 있다. 실내기가 증가하는 경우에, 계산시간이 지나치게 길어지는 단점이 있다.

### 3. 소프트웨어 정확성 검증 및 해석

본 연구에서 개발된 소프트웨어는 상용제품으로 개발 완료되어 유럽지역에 출시중인 용량 8.3 kW 모델을 대상으로 하였다. 시험자료는 유럽규격 인증용으로 획득되었다. Table 1 유럽규격 인증시험 온도조건을 보인다. 총 7개 조건은 정격 부하와 부분부하 조건을 만족하여야 한다. 압축기, 팽창밸브, 팬 모터에 대한 모델정보를 Table 2에 수록하였다. Table 2에 보인 바와 같이, 실외기 1대에 벽걸이 실내기 2대가 장착되었다. 실외기 정격용량은 8.3 kW이며, 두 대의 실내기 용량은 각각 5 kW와 3.3 kW이다. 제품시험은 항온 / 항습 조건을 유지할 수 있는 칼로리메타 챔버에서 수행되었다. 실내·외 공기는 실내·외 열교환기 전면에 설치된 에어샘플러(air sampler)를 통하여 획득되었다. 온도를 측정하기 위해 실외기 열교환기 입구와 출구, 압축기 흡입 및 토출관에 열전대가 부착되었다. 또한, 실내기 열교환기 입구와 출구에 열전대가 부착되었으며, 열전대는 T-type으로서 측정 가능한 온도범위는 -200°C~200°C이다. 실내 외 냉매 압력은 NSK사의 전자압 압력계(모델명: NSK-BCO508-146)에 의해 압축기 토출부와 실내 열교환기 입구에서 각각 측정되었다. 가능한 범위는 0~5,000 kPa이며, 오차는 full scale의 ±0.13%이다. 시험결과는 정상상태 도달한 후 7분씩 10회 평균하였으며, 총

70분 동안 평균한 자료를 사용하였다. 실내기 두 대를 동일한 풍동에 설치하여, 풍동에 설치된 입·출구 온도차이를 측정하여 성능이 얻어졌다. 소비 전력은 전력적산계에 의해 적산되었으며, 성능과 소비전력은 7분씩 10회 적산하였으며, 총 70분 동

안 평균한 자료를 사용하였다. 난방 조건 챔버 온도는  $\pm 1^\circ\text{C}$  이내로 제어되었으며, 모든 온도 측정용 열전대는  $-50\sim 100^\circ\text{C}$ 에서 보정되었다. 실외기와 실내기를 연결한 배관은 단열재에 의해 잘 단열되었다. 모든 유럽시험규격에 준하여 수행되었으며, 실내외 풍량 그리고 EEV 개도를 찾았다. 구동부에 대하여 이들 조건들이 고정된 상태에서 시험이 수행되었으며, 충분히 정상상태에 도달한 후, 적산이 수행되었다.

**Table 2** Component specification for the test device

Items		Description
Compressor		type: inverter rotary (R410A) frequency range: ~120 Hz
EEV		model number: 1.63 mm range: ~500 pulse
HEX	Outdoor	type: fin-and-tube tube outer diameter: 7 mm unit tube length: 950 mm fin density: 14/in row number: 2 stage number: 38 tube material: copper fin material: aluminum
	Indoor 1	type: fin-and-tube tube outer diameter: 5 mm unit tube length: 775 mm fin density: 22/in row number: 3 stage number: 18 tube material: copper fin material: aluminum
	Indoor 2	type: fin-and-tube tube outer diameter: 5 mm unit tube length: 665.5 mm fin density: 23/in row number: 2 stage number: 16 tube material: copper fin material: aluminum
Fan	Outdoor	type: axial fan fan speed: ~900 RPM
	Indoor 1	type: cross flow fan speed: ~1600 RPM
	Indoor 2	type: cross flow fan speed: ~1600 RPM

#### 4. 결과 및 토론

Table 3은 제품의 시험평가에 적용된 실외기 및 실내기에 장착된 압축기, 팬, 팽창밸브 운전사양을 보인다. 시험자료를 도출하기 위해 압축기, 팬 및 팽창밸브가 Table 3과 같이 고정되었다. 압축기 주파수, 실외기 팬 속도와 팽창밸브 개도를 무차원화하여 표기하였다.

Fig. 3은 온도조건에 따른 에어컨 능력과 소비 전력을 보인다. Fig. 3(a)에 보인 바와 같이, 에어컨 성능은 실내기 1과 실내기 2에서 각각 계산된 능력을 합하여 나타내었다. 시험결과와 계산결과를 비교하였을 때, 대체적으로 시험결과와 상대오차는 10% 이내의 오차를 보였다. Table 3에 보인 바와 같이, 난방 A 조건은 정격조건이며, 실외온도가 가장 높다. B, C 그리고 D 조건으로 갈수록 실외온도가 낮아지고 압축기 주파수가 낮게 설정되었다. 이로 인하여 에어컨 용량은 선형적으로 감소하며, 소비전력은 지수적으로 감소하는 결과를 얻었다. 난방운전모드에서 e 조건의 실외온도가 가장 낮으며, d 조건의 실외온도가 가장 높게 설정된다. 실외온도가 낮을수록 압축기 주파수를 높게 설정하므로 e 조건에서 에어컨 용량과 소비전력이 가장 높으며, d 조건에서 가장 낮게 계산되었다. 모든 운전

**Table 3** Main actuator control specification for the cooling and heating modes

operation condition	outdoor		indoor				
	Operating Hz/max Hz	Operating fan RPM/max RPM	indoor 1		indoor 2		
			air volume flow (CCM)	EEV opening pulse/max pulse	air volume flow (CCM)	EEV opening pulse/max pulse	
cooling mode	A	0.5	0.83	17.7	0.21	11.8	0.16
	B	0.3	0.83	18.3	0.25	12.2	0.19
	C	0.2	0.72	18.3	0.23	12.2	0.18
	D	0.1	0.44	11.5	0.18	7.7	0.14
heating mode	a	0.7	0.83	17.9	0.18	12	0.14
	b	0.4	0.83	18.1	0.26	12.1	0.20
	c	0.2	0.56	18.5	0.21	12.3	0.16
	d	0.1	0.30	12	0.18	8	0.14
	e	0.9	0.83	18.1	0.18	12.1	0.14

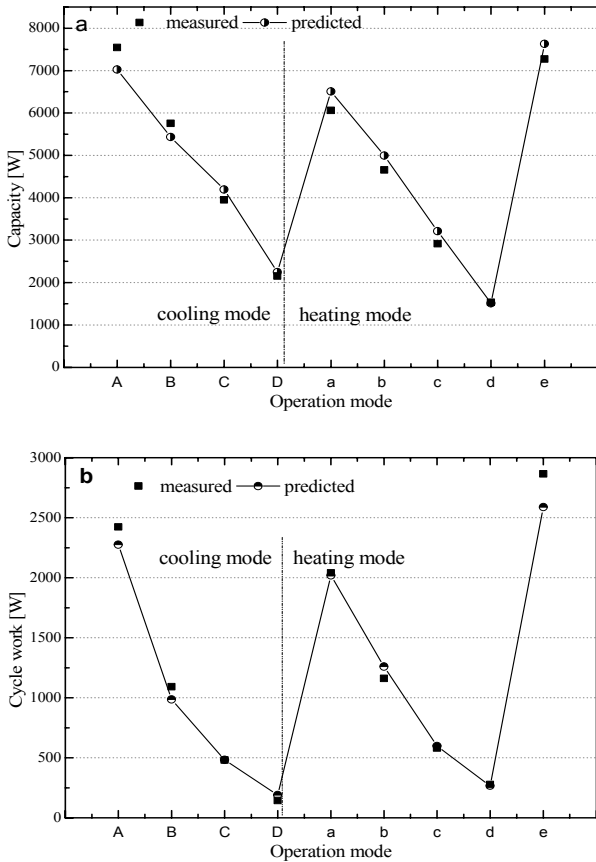


Fig. 3 Comparisons of experimental and predicted results according to operation mode; (a) Capacity, (b) cycle work

조건에서 용량과 소비전력에 대한 오차는 10% 이내로 계산되었으나, 다른 조건에 비해 냉방 D 조건의 오차가 크게 계산되었다. 이는 Table 3에 보인 바와 같이, 냉방 D 조건에서 압축기 주파수는 최소 주파수로 설정되었으며, 낮은 주파수에서 압축기의 체적효율 감소로 오차가 다소 크게 발생한 것으로 추정되었다.

Fig. 4는 운전모드에 따른 응축기와 증발기 압력과 온도에 대한 시험결과와 계산결과를 비교하였다. Fig. 4(a)에 보인 바와 같이, 냉방모드에서 실외온도와 압축기 주파수가 높을수록 응축기 압력은 높아지며, 증발기 압력은 낮아진다. 냉방 A와 D 조건의 실외온도는 각각 35°C와 20°C이며, 이들의 주파수는 각각 Table 3에 제시되었다. 응축기 압력은 A 조건에서 D 조건까지 지속적으로 감소하며, 반대로 증발기 압력은 증가하였다. 이는 A 조건에서 D 조건으로 진행됨에 따라, 실외온도가 낮아지고 압축기 주파수가 감소하므로, 응축기 압력이 감소하면서, 상대적으로 증발기 압력이 증가하는 결과가 얻어지며, 이로 인해서 소비전력이 감

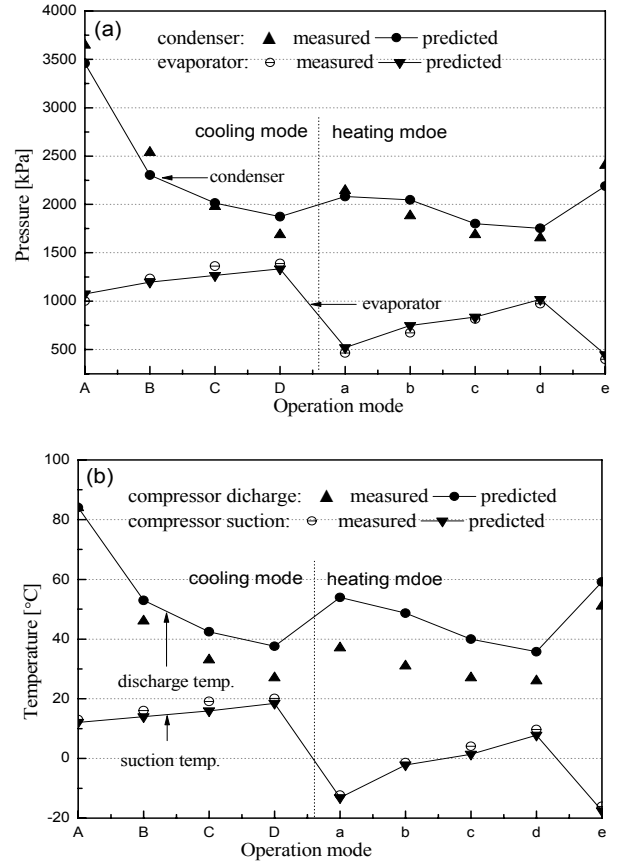
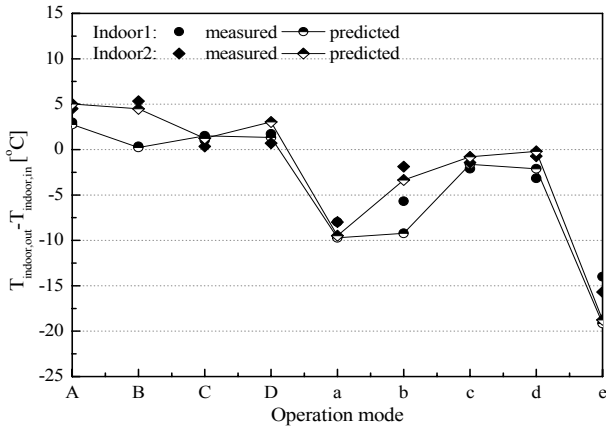


Fig. 4 Comparisons of pressure and temperature according to operation mode; (a) pressure, (b) temperature

소한다[Fig. 3(b) 참조]. 난방모드의 경우에, e조건에서 실외온도가 가장 낮고 압축기 주파수가 다른 조건에 비해 높게 설정되므로 응축기 압력은 가장 높아지며, 증발기가 실외에 위치하므로 증발기 압력은 가장 낮아진다. a에서 d조건의 시험결과와 계산결과를 분석하였을 때, 전반적으로 실외온도가 높아질수록 증발기 압력이 높아지며, 응축기 압력은 상대적으로 감소하였다. 이는 Table 3에 보인 바와 같이, 실외온도가 높을수록 압축기 주파수를 낮게 제어한 결과에서 기인되었다. Fig. 4(b)에 보이듯이, 압축기 토출온도와 흡입온도는 Fig. 4(a)의 압력 경향과 유사하며, 이는 응축기 압력은 토출온도에 영향을 받으며, 증발기 압력은 흡입온도에 영향을 받기 때문이다.

시험결과와 계산결과와의 오차를 분석하였을 때, 냉방모드의 경우, D조건의 경우에 약 11.1%(응축기 압력)로 가장 높게 계산되었으며, 난방모드의 경우에, e조건에서 약 12%(증발기 압력)로 가장 높은 오차가 얻어졌다. Fig. 4(b)에 보인 바와 같이, 시험결과와 계산결과와의 오차들로서, 냉방모드에서



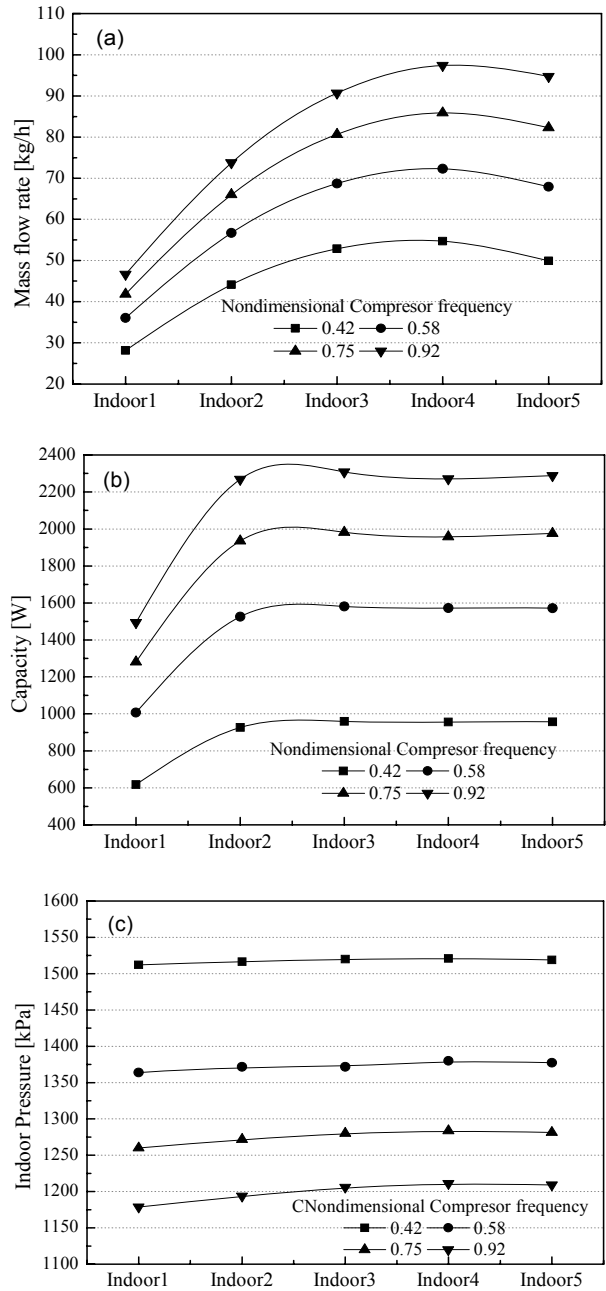


**Fig. 5** Comparisons of temperature difference of outlet and inlet for individual indoor units according to operation mode

A, B, C 그리고 D의 토출온도 차이는 대체적으로 20°C 미만으로 계산되었으며, 흡입온도의 경우에 실험과 계산에 대한 차이는 최대 2.7°C로 평가되었다. Fig. 3과 4를 통하여 본 논문에서 전개된 수학적 모델과 계산방법에 대한 신뢰성이 확인되었다.

Fig. 5는 개별실내기 열교환기 출구와 입구의 온도차이에 대한 실험결과와 계산결과를 비교한 결과를 보인다. Fig. 5에 보인 바와 같이, 냉방의 경우에 냉매가 실내열교환기를 통과하면서 주위의 열을 흡수하여 온도차이가 양의 부호를 갖지만, 난방의 경우에 실내에 열을 배출함으로써 음의 부호를 가진다. Table 2에 나타난 바와 같이, 실내기 1의 열교환기 크기가 실내기 2에 비해 크므로 온도차이가 상대적으로 크게 나타난다. 실험결과와 계산결과를 비교하였을 때, 냉방의 경우에 최대 모든 실내기에 대하여 3°C 미만으로 계산되었으나, 난방의 경우에 최대 17°C(난방 b 조건)까지 오차가 발생하였다. 난방 e 조건의 경우, 실외온도와 냉매온도의 차이가 가장 높게 설정되어 배관이나 주위의 열손실에 의한 오차로 추정되었다.

Fig. 6은 5개의 실내기를 가지는 에어컨의 개별 실내기에 대한 성능을 계산한 결과를 보인다. 계산조건은 냉방모드 A조건으로 설정하였다. Table 2에 제시된 실내기 1을 5대 배치하였으며, 다만, 전자 팽창밸브 개도는 실내기 별로 다르게 설정되었다. Fig. 6의 횡축에 표기된 5대의 실내기에 장착된 전자팽창밸브 개방비율은 실내기 1에서 5에 대하여 순서대로 각각 0.08, 0.14, 0.2, 0.26 및 0.32로 고정되었다. 시스템 질량유량은 식 (14)와 식 (17)이 같도록 수립되는 조건이다. 실내기 질량유량은



**Fig. 6** Performance analysis for individual indoor unit of air conditioner with five indoors versus non-dimensional compressor frequency; (a) mass flow rate, (b) capacity, (c) indoor pressure

수립된 조건에서 각 실내기를 통과하는 질량유량을 의미한다. Fig. 6(a)에 보이듯이, 전자팽창밸브 개도가 증가할수록 질량유량이 증가하지만, 전체 압축기 주파수에 대해 전자팽창밸브 개방비율 0.32로 제어한 실내기 5의 경우에 팽창밸브 입구와 출구압력 차이가 감소하여 실내기 질량유량이 오히려 감소하는 경향을 얻었다. 통상적으로 밸브 개도가 증가할수록 질량유량 증가에 의해 실내기

압력이 증가하지만[Fig. 6(c) 참조], 밸브 개방비율이 0.32의 경우에, 냉매팽창 효과가 감소하며, 이로 인해 냉매의 증발이 어려워지므로 증발압력이 오히려 감소하여 질량유량 감소를 초래하였다. Fig. 6(b)에 보이듯이, 밸브 개방비율이 증가함에 따라 에어컨 성능이 증가한 후 특정 개방비율에서 최대가 된 후 일정해지는 경향을 얻었다. 이것은 실내기 용량이 최대가 되는 최적 전자팽창밸브 개방비율이 존재한다는 것을 의미한다. 5대의 실내기가 모두 동일한 사양이며, 전자팽창밸브에 대한 개방비율이 서로 다르게 설정되어 있으므로, 팽창밸브 최적개도 개방비율은 0.14에서 0.2 사이에 존재하고 있으며, Fig. 6(b)로부터 약 0.17을 보인다. 5개의 압축기 주파수에서 동일한 경향이 얻어졌으며, 성능모사를 통하여 전자팽창밸브의 최적개도가 얻어질 수 있다. 한편, 압축기 주파수가 증가할수록 질량유량, 용량 및 실내기 압력이 증가한다. 목표용량을 얻기 위해서 압축기 주파수나 전자팽창밸브의 개도 선정이 사이클제어에 필수적으로 요구되었다.

## 5. 결론

복수의 실내기를 가지는 에어컨 시스템 성능예측용 소프트웨어가 개발되었다. 개발된 소프트웨어를 통하여 사이클 각부 압력, 온도가 획득되었으며, 성능, 소비전력 예측을 통하여 시스템 효율이 정량적으로 예측되었다. 시험자료를 사용하여 소프트웨어의 정확도를 검증하였다. 능력, 소비전력, 시스템 효율에 대한 정확도는 냉방 D조건을 제외한다면 전반적으로 10% 이내에서 정확도가 확보되어, 성능예측용 도구로 활용할 수 있을 것으로 판단되었다. 응축기 압력과 증발기 압력에 대한 오차는 대체적으로 11% 이내 (난방 a 및 e 조건)로 계산되었다. 또한, 압축기 흡입온도와 토출온도에 대한 실험결과와 계산결과의 차이는 대체적으로 20°C 이내인 것으로 검증되었다. 동일한 열교환기 사양을 가지는 실내기 5대를 적용한 해석을 통하여, 모든 압축기 주파수에서 실내기 용량이 최대가 되는 개도를 확인할 수 있었다. 본 연구에서 개발된 성능예측용 소프트웨어를 통하여, 에어컨 구성요소의 설계변경이나, 압축기, 실내·실외팬 속도, 전자팽창밸브 개도 변경에 따른 사이클 성능을 어느 정도 예측할 수 있는 것으로 파악되었다. 특히, 해석도구에 의해 에어컨 사이클 성능을 예측할 수 있으므로, 에어컨 구성요소의 설계 변경시 시험에 소요되는 시간절약에 기여할 수

있을 것으로 사료되었다.

## 참고문헌 (References)

- (1) Koury, R. N. N., Machado, L. and Ismail, K. A. R., 2001, "Numerical Simulation of a Variable Speed Refrigeration System," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 192~200.
- (2) Domanski, P. and Didion, D., 1983, "Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device," *National Bureau of Standards Building Science Series 155, Project Report*, pp. 1~162.
- (3) Elliott, M. S. and Rasmussen, B. P., 2013, "Decentralized Model Predictive Control of a Multi-Evaporator Air Conditioning System," *Control Engineering Practice*, Vol. 21, pp. 1665~1677.
- (4) Lin, J. L. and Yeh, T. J., 2007, "Identification and Control of Multi-Evaporator Air-Conditioning Systems," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 30, pp. 1374~1385.
- (5) Shao, S., Xu, H. and Tian, C., 2012, "Dynamic Simulation of Multi-unit Air Conditioners Based on Two-phase Fluid Network Model," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 40, pp. 378~388.
- (6) Yan, H., Deng, S. and Chan, M., 2016, "Developing and Validating a Dynamic Mathematical Model of a Three-evaporator Air Conditioning (TEAC) System," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 100, pp. 880~892.
- (7) Zhang, W. J. and Zhang, C. J., 2011, "Transient Modeling of an Air Conditioner with a Rapid Cycling Compressor and Multi-indoor Units," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 1~7.
- (8) Zhu, Y., Jin, X., Du, Z., Fan, B. and Fu, S., 2013, "Generic Simulation Model of Multi-evaporator Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System for Control Analysis," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 36, pp. 1602~1615.
- (9) Wu, C., Xingxi, Z. and Shiming, D., 2005, "Development of Control Method and Dynamic Model for Multi-evaporator Air Conditioners (MEAC)," *Energy Conversion & Management*, Vol. 46, pp. 451~465.
- (10) Waltrich, M. and Hermes, C. J. L., Goncalves, J. M. and Melo, C., 2010, "A First-Principles Simulation Model for the Thermo-Hydraulic Performance of Fan Supplied Tube-Fin Heat Exchangers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, 2011~2018.
- (11) Lee, J. H., Kwon, Y. C. and Kim, M. H., 2003, "An Improved Method for Analyzing a Fin and Tube Evaporator Containing a Zeotropic Mixture Refrigerant with Air Mal-Distribution," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 26, 2003, pp. 707~720.
- (12) Shah, K. and Sekuli, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, First edition, New Jersey; John Wiley & Sons, pp. 110~400.

- (13) Cary, V. P., 1992, Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment, Taylor and Francis, pp. 85~252.
- (14) Liang, C., Jinghui, L., Jiangping, C. and Zhijiu, C., 2009, "A New Model of Mass Flow Characteristics in Electronic Expansion Valves Considering Metastability," *Int. J. of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 1235~1242.