

멀티 인버터 히트펌프의 동특성 해석 프로그램의 개발

박 병 덕[†], 이 주 동^{*}, 小山 繁^{*}, 황 일 남^{**}, 장 세 동^{**}, 정 백 영^{**}

상주대학교 기계공학부, ^{*}큐슈대학 기능물질과학연구소, ^{**}LG전자 디지털어플라이언스연구소

Development of the Dynamic Simulation Program for the Multi-Inverter Heat Pump Air-Conditioner

Byung-Duck Park[†], Joo-Dong Lee^{*}, Shigeru Koyama^{*}, Il-Nahm Hwang^{**},
Se-Dong Chang^{**}, Baik-Young Chung^{**}

School of Mechanical Engineering, Sangju National University, Sangju 742-178, Korea

^{}Institute of Advanced Material Study, Kyushu University, Fukuoka 816-8580, Japan*

*^{**}LG Electronics Inc., Digital Appliance Research Laboratory, Seoul 153-023, Korea*

(Received May 27, 2001; revision received September 12, 2001)

ABSTRACT: A dynamic simulation model was developed to analyze the transient characteristics of a multi-inverter heat pump. The programs included a basic air conditioning system such as a evaporator, condenser, compressor, linear electronic expansion valve (LEV) and by-pass circuit. The theoretical model was derived from mass conservation and energy conservation equations to predict the performance of the multi-inverter heat pump at various operating conditions. Calculated results were compared with the values obtained from the experiments at different operation frequencies of compressor, area of the LEV and configuration of indoor units operation. The results of the simulation model showed a good agreement with the experimental ones, so that the model could be used as an efficient tool for thermodynamic design and control factor design of air-conditioners.

Key words: Multi-inverter heat pump(멀티 인버터 열펌프), Transient(비정상), Cycle simulation(사이클 해석), Linear electronic expansion valve(전자팽창밸브)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]

$Area$: LEV 개구부 면적 [m^2]

c_{pa} : 공기의 정압비열 [kJ/kgK]

d : 관 직경 [m]

Fr : Froude 수

f : 마찰계수

G_a : 공기의 질량유량 [kg/h]

G_r : 냉매의 질량유속 [kg/m^2s]

H : 전 엔탈피 [kJ]

h : 비 엔탈피 [kJ/kg]

L : 열교환기 1패스당 길이 [m]

L_H : 잠열 [kJ/kg]

m : 질량 [kg]

\dot{m} : 냉매 질량유량 [kg/h]

n : 리턴 밴드 수

P : 압력 [MPa]

Pr : Prandtl 수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-530-5335; fax: +82-54-530-5407

E-mail address: bdpark@sangju.ac.kr

- Q : 열량, 압축기 외부 침입열 [W]
- Re : Reynolds 수
- S : 생성항(source term)
- T : 온도 [°C]
- t : 시간 [sec]
- U : 총괄 열전달계수 [W/m^2K]
- U_f : 풍속 [m/s]
- V : 체적 [m^3]
- v : 비체적 [m^3/kg]
- x : 건도

- CV : 검사체적 내부
- ref : 냉매측
- sh : 과열도(°C)
- two : 이상유동
- W : 검사체적의 왼쪽 경계

그리스 문자

- Φ : Lockhart-Martinelli parameter⁽¹⁾
- α : 이상부(응축기측) 열전달계수 [W/m^2K]
- ϵ : 계산 오차범위값
- ζ : 무차원 저항계수
- θ : 크랭크축 회전각도
- ρ : 밀도 [m^3/kg]

상첨자

- 0 : 전 시간
- ' : 다음 시간

하첨자

- air* : 공기측
- E* : 검사체적의 오른쪽 경계
- H* : 고압측
- i* : *i*번째 검사체적, 내측(inner)
- i+1* : *i+1*번째 검사체적
- i-1* : *i-1*번째 검사체적
- in* : 입구의 값
- j* : 검사체적의 출구경계
- j-1* : 검사체적의 입구경계
- L* : 저압측
- m* : 평균 혼합(mean bulk)
- o* : 외측(outer), 초기값
- out* : 출구의 값

1. 서 론

생활환경의 향상에 따라 공조기(air-conditioner)의 사용은 증가되고 있다. 초기의 공조기는 실내 온도를 설정온도로 유지하기 위해서 온도조절 장치의 조작에 따라 압축기를 on/off하는 제어방식을 통해 시스템의 용량을 조절하였다. 그러나 기존의 압축기 on/off 조절방식은 기동시나 정지시 압축기에 큰 토크가 필요하게 되어 에너지의 효율적인 이용관점에서 바람직하지 않다. 인버터를 사용한 공조기는 압축기가 일정속도로 운전되는 기존의 공조기에 비하여 에너지효율 향상을 꾀할 수 있고 실내온도와 설정온도의 차이를 극소화하여 안정된 운전을 이룰 수 있으며 쾌적성의 향상을 꾀할 수 있어 널리 사용되고 있다.

최근 공조기는 한 가구당 한 대에서 일실당 한 대로 가구당 복수대의 공조기설치로 변화되는 추세에 있다. 업무용에 있어서도 에너지절약의 관점에서 개별공조방식으로 바뀔에 따라 한 대의 실외기에 대해 복수대의 실내기가 설치 가능한 멀티형 공조기의 설치요구가 점점 더 높아지고 있다. 이러한 멀티형 공조기는 냉방전용만으로 사용되던 기존의 공조기와는 달리 에너지절약의 관점과 편리함의 관점에서 히트펌프로서 개발 판매되고 있다. 멀티형 히트펌프는 하나의 실외기에 다수의 실내기가 연결되므로 실내기와 실외기가 1 대 1의 경우와는 달리 실내기의 접속상황에 따라 냉매유량제어, 열교환량제어와 함께 시스템의 안정화를 위한 각 변수들의 설정 등이 필요하기 때문에 개발시에 방대한 양의 실험이 필요하다. 멀티사이클의 운전상태는 압축기용량의 증감, 실내·외기의 열교환량의 변화, 팽창밸브에서의 감압 정도에 따라 시스템의 고·저압 등을 포함한 여러 인자에 변화가 발생한다. 따라서 이들 멀티 히트펌프의 구성요소들의 설계개발을 지원함은 물론 각 구성요소의 제어변수를 설정함에 있어서 실험의 양을 줄이고 개발기간을 단축하기 위하여 멀티 히트펌프의 성능해석은 필수적이다.

냉동사이클의 동특성에 관한 연구로는 Tassou et al.⁽²⁾이 히트펌프의 용량제어기법의 하나로 압축기의 회전수 변화방법을 사용한 이후 Fukushima and Miyamoto,⁽³⁾ Okajima et al.,⁽⁴⁾ Umezaki et al.⁽⁵⁾ 등의 연구가 있지만 각 단품의 성능에 대한 연구와 실외기와 실내기가 1 대 1인 단일 시스템에 대한 것이다. 멀티사이클의 동특성 해석에 관련된 연구로는 Okajima et al.⁽⁶⁾이 있지만 이들도 제어 목적을 한 것으로 작성된 제어사양을 이용하여 실험치와 해석치를 비교한 것으로 멀티 시스템의 설계시 사용 가능한 동특성 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구는 실내기의 대수 변화에 따라 압축기 회전수 변화, 밸브개도 변화, 실외기 풍량 등이 변화됨에 따라 사이클의 불안정상태 분석을 통하여 인버터 멀티 히트펌프 사이클에 대한 체계적인 설계방법을 정립함과 동시에 기초설계가 가능한 설계 프로그램을 제작하여 인버터 멀티 히트펌프의 제어설계 지원 도구로서 부하변동에 따른 과도현상을 시뮬레이션 가능하게 하였다. 즉, 실제의 멀티사이클의 움직임을 시간의 변화에 따라 예측하여 다양한 부하변동에 대해서 변화추이를 예측할 수 있도록 하였다.

2. 사이클 시뮬레이션

본 연구에서는 압축기 회전수 변화, 전자팽창밸브 개도변화, 실내기의 운전대수 등이 변화됨

에 따른 멀티 히트펌프의 성능예측은 물론 용량 변화에 따른 순간적인 시스템의 변화를 예측하는 시뮬레이션 기법과 프로그램을 개발하여 멀티 히트펌프의 제어설계 지원 도구로서 부하변동에 따른 과도현상을 예측 가능하게 하였다. 또한 본 시뮬레이션에서는 기존의 냉·난방 표준조건에서 실험되어진 자료뿐만 아니라 난방 저온조건과 냉방 과부하조건에서 실험한 실험치와 시뮬레이션이 예측한 결과와도 비교하여 설계도구로써 활용할 수 있도록 하였다. 사이클의 각 단품에 대한 모델링 기법은 MacArthur and Grald⁽⁷⁾의 방법을 응용하였으며, 시뮬레이션 프로그램은 Visual Basic 6.0을 이용하여 개발하였고 윈도우 운영체제에서 작동 가능하다. 개발된 시뮬레이션 프로그램은 사용자의 편의를 위해서 입력창과 출력창을 갖추고 있으며 개개의 출력값들은 저장 가능하도록 하였다. 대상냉매는 널리 사용되고 있는 R22를 사용하였다.

Fig. 1에 성능해석에 사용된 멀티 히트펌프의 개략도를 나타내었다. 사이클의 기본구성은 실외기와 실내기로 구성되고 실외기에는 압축기(compressor), 열교환기(응축기 혹은 증발기), 팬(fan), 어큐뮬레이터(accumulator), 리시버(receiver), 오일분리기, 사망밸브(reversing valve)로 구성되고 실내기는 열교환기(응축기 혹은 증발기), 팬(fan), 팽창밸브(expansion valve)로 구성되어 있다. 압축기는 인버터형 스크롤 압축기, 열교환기는 핀-판 형태의 열교환기를 사용하였다. 특히 팽창장

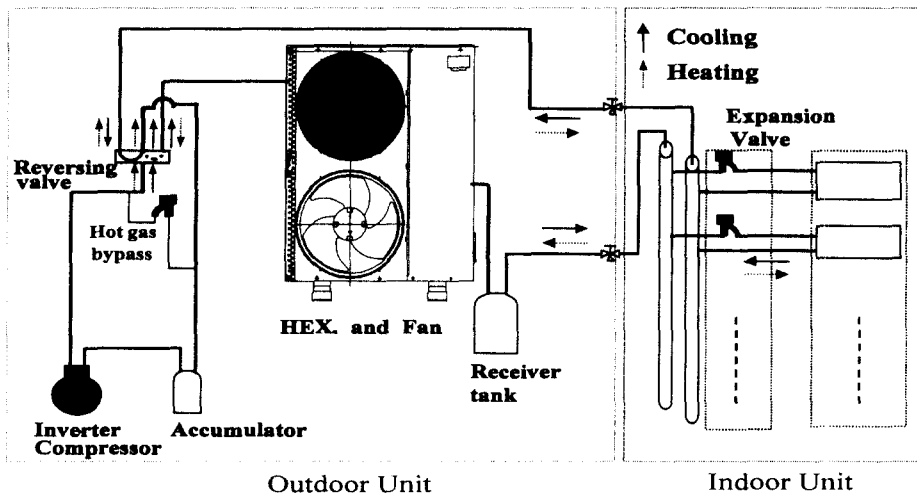


Fig. 1 Schematic diagram of a multi-heat pump system.

Table 1 Specifications of the multi inverter heat pump unit

Component		Specification
Outdoor unit	Compressor	Scroll type Frequency : 30~110 Hz
	Heat exchanger	Plate fin and tube type
Indoor unit	A Type	Capacity : 2.3 kW
	B Type	Capacity : 3.3 kW
	C Type	Capacity : 4.1 kW
	D Type	Capacity : 5.9 kW

치로는 전기적인 펄스 수에 따라 팽창밸브의 개도가 변화하는 전자팽창밸브(Linear electronic expansion valve, LEV)를 채택하였다. 본 시뮬레이션에서는 냉동기의 성능에 큰 영향을 미치는 기본적인 구성요소에 대해서만 각각 모델링하여 해석모델의 비정상상태를 파악하였다. 시스템을 구성하는 요소들의 사양은 Table 1에 나타내었다.

2.1 압축기

스크롤 압축기는 용적형(positive displacement)의 회전식 압축기로서 압축기 쉘에 유입된 냉매가스가 스크롤이 형성하는 최외곽 포켓을 따라 스크롤 쌍의 중앙부로 밀려가면서 압축과정이 수행되며, 압축된 가스는 고정 스크롤 중앙부에 위치한 토출구를 통해 토출된다. 이와 같은 스크롤 압축기의 작동과정은 크게 흡입과정, 압축과정, 그리고 토출과정으로 나누어지므로 이러한 과정을 수행하는 여러 개의 검사체적으로 구분하여 성능을 해석한다.

압축기 모델링을 위해서는 에너지방정식, 질량보존방정식으로부터 얻어지는 냉매측 온도변화식 및 실제 기체방정식으로부터 얻는 압력변화식과 모터 회전수에 따른 냉매의 질량유량식이 필요하다.

계산에서는 다음과 같은 가정을 하였다.

(1) 임의의 순간에 검사체적 내의 작동유체의 물성치는 일정하다.

(2) 작동유체의 중력 및 운동에너지는 무시한다.

(3) 스크롤 랩과 작동유체와의 열전달은 무시한다.

(4) 검사체적 내의 오일이 차지하고 있는 체적을 무시할 수 있고, 오일과 냉매의 열전달도 무시할 수 있다.

(5) 스크롤 랩간의 누설은 무시한다.

이상과 같은 몇 가지 가정을 전제로 하여 내부 에너지와 질량변화식을 미소온도 변화에 대해 정리한 후 시간에 대해서 미분하고 dv/dt 에 대한 표현을 질량과 체적변화율로 바꾸어 다시 정리하면, 시간변화에 따른 온도의 변화의 함수로 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \frac{\partial P}{\partial T} \right]_v \cdot v} + \frac{\sum (h_i - h) \frac{dm_i}{dt} - \left(\frac{dv}{dt} - v \frac{dv}{dt} \right)}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \frac{\partial P}{\partial T} \right]_v \cdot v} \quad (1)$$

$$\times \frac{\frac{\partial h}{\partial v_T} - \frac{\partial P}{\partial v_T} \cdot v}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \frac{\partial P}{\partial T} \right]_v \cdot v}$$

식(1)은 비정상 1차 상미분 방정식인데 온도와 비체적에 대한 압력 및 엔탈피의 변화를 나타내는 식은 Martine,⁽⁸⁾ Downing⁽⁹⁾의 실제 가스에 대한 상태방정식을 이용하였다.

시간변화에 따른 스크롤 체적 내의 유입유량은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_o}{dt} + \frac{dm}{dt} \quad (2)$$

압력의 시간변화에 따른 압력의 변화는 이상상태방정식을 시간에 대하여 미분하여 식(3)과 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = P \left\{ \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right\} \quad (3)$$

식(1)~(3)의 온도, 압력, 질량의 변화를 압축기의 기하학적인 형상으로부터 얻은 체적 커브의 회전각도를 따라 계산하여 일정시간각에 대한 결과로 가정한다. 이때 회전각도에 따른 온도, 압력은 선회각도(θ)를 순차적으로 증가시키면서 상미분 방정식을 풀었다. 이때 전 단계에서의 온도와 압력과 현 단계에서의 온도와 압력의 차이가 일정 값 이하일 때를 수렴조건으로 하였다. 그리고 최

내 압축도출 선회각에서의 온도, 압력을 각각 토출온도와 토출압력으로 하였다.

2.2 열교환기

모델링에 사용된 열교환기는 핀-튜브형으로, 대부분의 시뮬레이션에서 많이 채택되고 있는 MacArthur and Grald⁽⁷⁾가 제안한 균질격자모델(lumped parameter model)을 이용하여 개발하였다. 이 모델은 동일한 열교환기가 운전방법에 따라 응축기와 증발기의 기능을 동시에 수행하도록 되어 있으므로 시뮬레이션 프로그램을 개발할 때 편리한 장점이 있다.

본 모델에 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

- (1) 냉매는 축방향으로 1차원 유동이다.
- (2) 균질모델을 적용하고 압력강하와 열전달 계수에 대하여서는 비균질모델(non-homogeneous model)을 적용한다.
- (3) 기상 및 액상 냉매는 같은 온도, 압력에서 존재한다는 열역학적 평형이 유지된다.

이와 같은 몇 가지 가정을 전제로 1차원 비정상 유동에 대한 연속방정식과 운동에너지 항이 무시된 에너지방정식을 전개한 후 *i*번째 출구면의 엔탈피 H_i 를 곱한 후 정리하면 엔탈피 차이의 항으로 표현된 새로운 비정상 차분방정식을 얻을 수 있다.

식(4)를 풀기 위해 *i*점을 계산할 때 *j*-1의 값을 사용하는 완전 음해법(fully implicit scheme)

을 사용하였다.

$$(H_i - H_i^o) \frac{\rho_i^o V_i}{\Delta t} = \dot{m}_j (H_i - H_j) + \dot{m}_{j-1} (H_{j-1} - H_i) + (UA)_i (T_{air,i} - T_{ref,i}) \quad (4)$$

수치해석기법 중 풍상차분법(upwind scheme)을 적용시켜 에너지방정식의 차분화를 수행하면 식(5)와 같이 쓸 수 있다.

$$a_{CV} \phi_{CV} = \frac{a_E \phi_E + a_W \phi_W}{2} + S \quad (5)$$

여기서, $\phi_{CV} = H_i$

$$\phi_E = H_{i+1}$$

$$\phi_W = H_{i-1}$$

$$a_E = [[-\dot{m}_{j-1}, 0]]$$

$$a_W = [[\dot{m}_j, 0]]$$

$$a_{CV} = a_E + a_W = [[-\dot{m}_{j-1}, 0]] + [[\dot{m}_j, 0]] + \frac{\rho_i^o V_i}{\Delta t}$$

$$S = (UA)_i (T_{air,i} - T_{ref,i}) + \frac{\rho_i^o V_i}{\Delta t} H_i^o$$

여기서, 아래첨자 *P*, *W*, *E*는 검사체적의 위치와 방향을 나타내며 식(5)의 *S*는 검사체적 내의 에

Table 2 Lists of correlations for the heat transfer coefficient and pressure drop

Heat transfer coefficient correlation	
Single phase	$Nu = (0.1189 - 1.541 \times 10^{-3} T_{sh}) Re^{0.8} Pr^{0.4}$
Refrigerant side	Two phase (condenser) $Nu = 0.0824 Re^{0.68} \cdot Pr^{0.4} \cdot Fr^{-0.15}$
	Two phase (evaporator) $Nu = 2.867 (Re^2 \cdot K_f)^{0.2}, K_f = \frac{426.9 \cdot \Delta x \cdot L_H}{L}$
Air side	$\alpha_a = 52.7 \times U_f^{0.2955}$
Pressure drop correlation	
Single phase flow	$\Delta P = \left[\frac{2f \cdot G_r^2 \cdot L}{d_i \cdot \rho} \right], f = 0.046 Re^{-0.2}$
Two phase flow (condenser)	$\Delta P = 2f \cdot G_r^2 (1 - x^2) L \cdot \frac{\Phi}{d_i \rho_l}^{(1)}$
Two phase flow (evaporator)	$\Delta P = \left\{ f \frac{L}{d_i} + \left(\frac{\Delta x}{x_m} + \frac{n}{2} \zeta \right) \right\} G_r^2 \cdot v_m$

너지생성항(source term)을 의미한다.

동일한 방법으로 공기의 에너지방정식을 다음 시간단계에서의 공기온도에 대하여 정리하면 식 (6)와 같다.

$$T'_{air,i} = \frac{(G_a c_{pa}) T'_{air,i+1}}{\frac{(G_a c_{pa})_i}{\Delta t} + (G_a c_{pa}) + (UA)_i} + \frac{(UA)_i T'_{ref,i}}{\frac{(G_a c_{pa})_i}{\Delta t} + (G_a c_{pa}) + (UA)_i} + \frac{(G_a c_{pa})_i T'_{air,i}}{\frac{(G_a c_{pa})_i}{\Delta t} + (G_a c_{pa}) + (UA)_i} \quad (6)$$

식(4)~(6)까지의 식을 풀려면 냉매 및 공기측의 열전달계수와 배관 내의 압력강하에 대한 추가의 상관식이 필요하게 된다. 열교환기의 냉매는 냉·난방운전 및 운전주파수에 따라 액상과 기상이 단상과 이상(two phase)상태로 존재하고 각 상마다 각각 다른 열전달계수와 압력강하식을 적용하였으며 구체적인 식은 Table 2에 주어져 있다.

2.3 팽창장치

기존의 팽창장치에 대해서는 모세관의 모델링 방법이 대부분이었으나 멀티 에어컨은 유량변동 폭이 크기 때문에 길이와 직경이 고정된 모세관 보다 유량의 변화를 선형적으로 조절할 수 있는 전자팽창밸브의 사용하는 것이 일반적이다. 일반적으로 전자팽창밸브에서의 냉매유량은 다음 식으로 나타낼 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$Gr = 5470 \times Cd \times Area \times \sqrt{P_H - P_L} \quad (7)$$

여기서, Gr 는 냉매유량, Cd 는 계수, P_H 는 고압(응축압력), P_L 은 저압(증발압력)을 나타낸다. 전자팽창밸브의 유로면적은 전자팽창밸브의 오리피스 구경과 펄스 수에 따른 개폐 높이 및 니들의 기하학적인 형상에 의해서 결정이 된다. 따라서 펄스 수가 결정이 되면 전자팽창밸브의 유로면적을 알 수 있다. 또한 팽창과정은 교축과정으로 엔탈피가 일정하게 유지되며 이로부터 증발기 입구의 건도를 구할 수 있다.

2.4 계산방법

가변속 멀티 사이클의 비정상 특성은 시스템 기동 및 정지뿐 아니라 운전 주파수 변화에 의해 발생하며 이외에도 실내기의 운전대수 변화, 전자팽창밸브 개도의 변화 등을 통해서도 발생하는데 이런 변화시에 시스템 전체의 비정상 특성을 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

앞 절에서 나타낸 바와 같이 각 중요 부품에 대해 비정상항이 포함된 지배방정식을 이용하여 미소시간에서 시스템의 변화를 나타낼 수 있도록 부프로그램을 작성하였으며 이들 요소에 수학적 해법을 적용하여 해를 얻는다.

본 시뮬레이션에서는 각 요소부품에서 얻은 비정상 지배방정식을 요소부품 별로 미소시간에 대해 풀고 각 요소의 결과를 모아 밸런스를 맞춘 후 다음 시간 단계로 넘어가면서 순차적으로 계산하는 방법을 사용하였다.

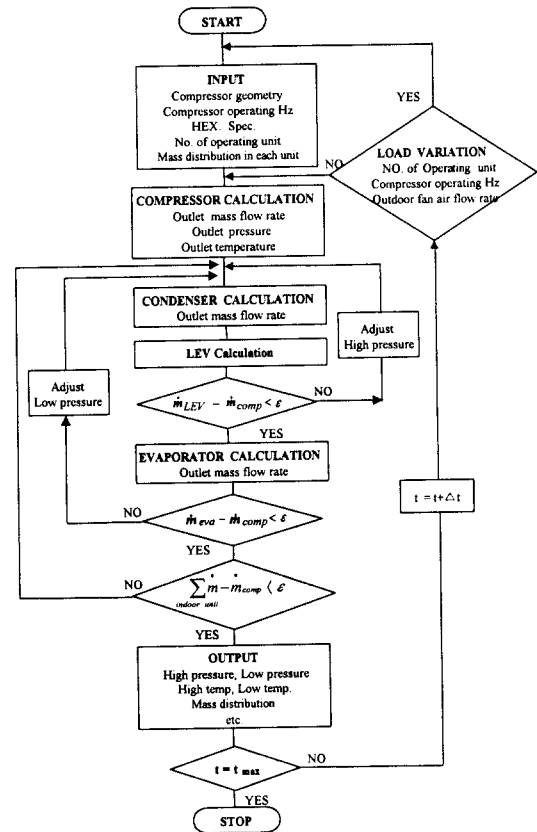


Fig. 2 Flowchart of the present simulation.

계산순서의 개략도는 Fig. 2에 나타내었고, 계산방법은 다음과 같다.

- (1) 목표주파수를 입력한다.
- (2) 입력한 고압, 저압과 냉매질량을 초기값으로 압축기를 계산한다.
- (3) 현 시간단계에서 압축기 회전각도에 따라 체적이 변하지 않으면 그때 출구의 온도, 압력, 유량을 계산한다.
- (4) 응축기 입구압력을 열교환기 내부압력으로 가정한 후 냉매흐름의 방향으로 진행하면서 유량과 엔탈피 및 압력강하에 따른 새로운 압력을 구한다. 이때 기상, 액상 및 이상에서의 질량을 계산하여 다음 시간단계의 초기분포 및 경계조건으로 사용한다.
- (5) 열교환기 출구조건인 온도와 압력 및 유량을 이용하여 입력된 LEV의 펄스 수에 따라 팽창밸브를 통과한 저압을 계산한다. 이때 증발기 입구의 건도도 함께 계산한다.
- (6) 팽창밸브 출구의 유량 및 엔탈피가 계산되면 열교환기 입구조건으로 대치하여 증발기에서 냉매흐름방향으로 순차적으로 계산한다. 이때 열교환기 압력은 압축기 입구조건인 압력으로 가정한 후 입구유량과 일치하도록 열교환기 질량분포를 계산한다.
- (7) 유량값이 일치하지 않으면 저압측을 조정하여 압축기 출구 유량부터 다시 구하여 (2)~(6)을 반복한다.
- (8) 위의 모든 과정들을 만족하였을 때, 각 실내기의 유량의 합이 압축기 입구의 경계조건과 비교하여 일정한 수렴조건 이내이면, 다음 (9)의 계산과정으로 이동한다.
- (9) 만약 임의의 순간에 계산이 종료되었을 때 다음 시간에 부하변동이 발생하면 위의 과정을 반복한다.
- (10) 계산이 완료되면 지금 시간단계의 온도, 압력, 유량을 저장하고 정해진 시간까지 진행한 후 완료한다.

3. 실험

실험장치 개략도를 나타낸 Fig. 1과 같이 인버터 멀티 에어컨은 냉·난방능력이 각기 다른 여러대의 실내기가 하나의 실외기에 연결되어 실내기 전체가 동시에 혹은 일부가 운전되는 복잡한 구

성과 운전 특성을 갖고 있다. 이러한 멀티 에어컨의 개발시, 성능 및 운전특성을 시험하기 위한 설비나 온·습도, 연결배관의 길이 등에 관한 규격이나 규정, 시험방법은 지금까지 독립적으로 제정되어 있지는 못하고 있다. 표준성능을 측정하는 온·습도조건이나, 운전온도범위의 상한 및 하한에서의 신뢰성 실험 등은 일반 에어컨 시험규격 KS9306, JIS9604, ANSI/ASHRAE Standard 37-1988의 터널형 공기 엔탈피법 등의 규격을 따르고 있다. 표준성능시험은 하나의 실외기 항온항습실과 각 실별 풍량 및 열량측정을 할 수 있는 여러 개의 실내측 항온항습실이 결합된 멀티형 싸이크로메트릭 칼로리미터(psychrometric calorimeter)를 이용하여 측정하여야 한다. 본 연구에서도 여러 개의 실내기실을 갖는 멀티형 싸이크로메트릭 챔버(psychrometric chamber)를 설치하고, KSC9306⁽¹¹⁾의 시험규격의 온·습도조건에서 정상상태 및 과도응답 특성의 실험을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

사이클을 기동시부터 운전하여 압축기의 주파수, 각 실내기 전자팽창밸브의 개도, 그리고 실내기의 운전대수를 변경하였을 때의 시스템의 비정상 특성을 앞 절의 이론 모델을 사용하여 시뮬레이션하였으며, 실험치와 비교하여 시스템 설계에서 활용시 본 시뮬레이션 프로그램의 유용성을 평가하였다.

4.1 기동 및 정지

Fig. 3은 A형의 실내기를 6대 접속하였을 때의 냉방표준조건에서 기동시부터 안정시까지 사이클의 고·저압을 나타낸 그림이다. 이때 전자팽창밸브의 개도를 102펄스로 고정하고 압축기의 주파수만을 기동시 30 Hz에서 1분 후 60 Hz로 변경하였다. 또한 Fig. 4는 A형의 실내기를 6대 접속하여 60 Hz로 운전하다가 5분 후 압축기의 주파수를 30 Hz로 변화시키고, 1분 후 압축기 운전을 정지시켰을 때의 사이클의 고·저압을 나타낸 그림이다. 기동시 압축기 주파수인 30 Hz에서 목표 압축기 주파수인 60 Hz로 운전하여 사이클의 안정시까지 약 4분 정도의 시간이 소요되었다. 주

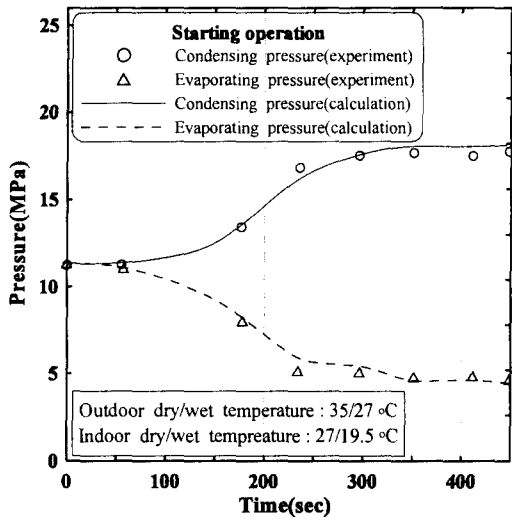


Fig. 3 Starting characteristic of the pressure for the present simulation (cooling).

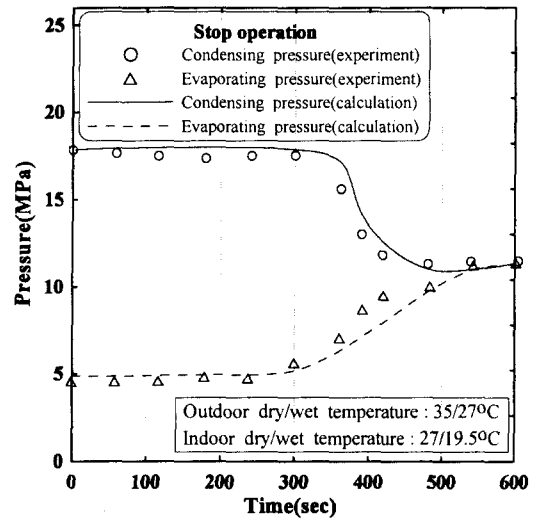


Fig. 4 Stop characteristic of the pressure for the present simulation (cooling).

과수 상승에 따라 고압측은 상승하고 저압측은 하강하는 특성이 잘 나타나 있고, 압축기 운전을 정지하였을 때는 고압측은 하강하고 저압측은 증가하는 특성이 잘 나타나 있다. Figs. 3~4에서 나타낸 바와 같이 사이클의 기동시와 정지시의 시뮬레이션 결과와 실험치가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 기동시에는 실험치와 비교하여 주파수 상승시 고압측은 과대 예측하였고, 저압측은 과소 예측하였다. 정지시에는 실험치와 비교하여 주파수 하강시 고압측은 과소 예측하였고 저압측은 과대 예측하였는데, 이는 실험시의 열량값은 실험장치의 시간지연이나, 열용량 지연 특성 때문에 다소 완만한 곡선으로 정상값에 도달하지만, 계산값은 냉매측에서 냉매의 질량이동에 따른 변화를 계산하였으므로 다소 급격히 정상치에 도달한다고 볼 수 있다.

4.2 LEV 개도변화

멀티형 공기기에서는 다양한 부하변동에 대한 시스템의 용량조절을 압축기뿐만 아니라 전자팽창밸브에서도 상당량 담당하고 있는바, 전자팽창밸브의 개도변화에 따른 시스템의 변화를 예측하는 것이 대단히 중요하다. Fig. 5에 전자팽창밸브의 개도변화에 따른 시스템의 압력특성을 나타내었다. 난방저온조건에서 A형의 실내기를 6대 운전하였다. 이때 실내기의 LEV 개도는 70펄스로

유지하였고, 압축기 주파수는 기동시에 30 Hz로 운전하고 1분 후 105 Hz로 운전하였다. 기동 후 15분 후에 실내기의 LEV 개도를 70펄스에서 50펄스로 변화시켜 시스템의 특성을 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션 결과 실내기의 LEV 개도를 70펄스에서 50펄스로 변화되면서 고압측은 증가하고 저압측은 감소하는데, 이는 LEV 개도가 감소함에 따라, 고압측에 냉매가 집중하기 때문이다.

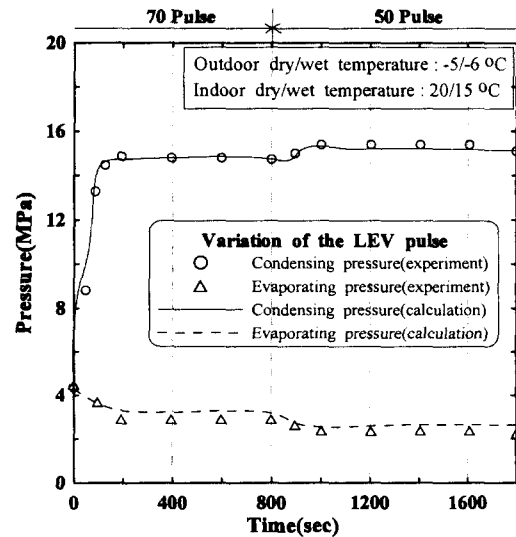


Fig. 5 The pressure characteristic for the variation of the LEV pulse (heating).

실험치 역시 이 결과를 잘 반영하고 있다. 이 시뮬레이션 결과를 이용하면 설계현장에서 전자팽창밸브의 감압 정도를 판단하여 시스템 전체의 용량조절을 용이하게 할 수 있는 장점이 있다.

4.3 실내기 운전대수 변화

멀티형 공조기는 단일유닛에서 고려되지 않는 각각의 실내기의 다양한 운전조건을 고려하여 설계하여야 한다. 즉, 각각의 실내기의 운전방법이 다양하게 변화함에 따라 용량이 변화하기 때문에, 압축기 주파수, 풍량, 전자팽창밸브의 개도 등을 변화시키면서 시스템이 최적의 능력을 발휘하도록 설계하게 된다. 이에 따라 본 시뮬레이션에서는 실내기의 운전대수가 바뀌었을 때 시스템이 어떻게 변화하는지 예측 가능하게 하였다. Fig. 6은 냉방과부하 조건에서 실내기의 운전대수가 변하였을 때, 시스템의 고·저압의 안정 및 불안정

상태를 예측한 결과이다. 기동시 실내기 2대(A형 1대+B형 1대)로 운전을 시작하여 기동운전으로부터 2분 후 실내기 5대(A형 3대+B형 2대)로 운전하고 다시 기동운전으로부터 5분 후 실내기 3대(A형 1대+B형 2대)로 운전하였다. 이때 압축기 주파수는 각각 37, 67, 45 Hz로 운전하였고 전자팽창밸브의 개도는 A형 180펄스, B형 300펄스로 운전하였다. 실내기의 운전대수가 바뀔 때마다 불안정 영역이 나타나며 다시 안정되어 정상상태에 도달하기까지는 약 1~2분이 소요되었다. 기동 후 2분까지의 시스템의 저압특성을 보면, A형보다 B형이 정상상태에 도달하기까지 약간의 시간이 더 소요되는 것을 알 수 있는데, 이는 B형의 열용량이 크기 때문인 것으로 판단된다. 기동 후 2분이 지난 시점에서는 A형 2대와 B형 1대가 추가 운전되어 총 5대의 실내기(A형 3대+B형 2대)가 운전되고 있는데, 실내기 운전대수가 갑자기 추가 운전되지만, 동시에 시스템의 부하변동에 신속히 대응하여 압축기 주파수도 증가되어 운전되므로 전체 시스템의 안정성에 미치는 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있다. 또한, 기동 후 5분이 지나서는 실내기 운전대수를 3대(A형 1대+B형 2대)로 운전하고 압축기 주파수는 45 Hz로 운전된 결과를 나타낸 그림이다. 압축기 운전 주파수가 감소하면서 전체 저압이 미소 감소하고 기존에 운전되고 있던 A형의 실내기 2대는 다시 정지 안정화되는 것을 잘 보여주고 있는데, 동일한 실험조건에서 실험한 실험치와 비교하여 비교적 잘 예측한 것으로 볼 수 있다. 그러나, 열교환기 단품 모델링시 열전달계수와 압력강하식은 기본적으로 실험식에 의존하였고 계산상의 허용오차로 인해 실험치와 약간의 차이가 발생하였지만, 시스템의 경향과 안정성을 파악하는 데는 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

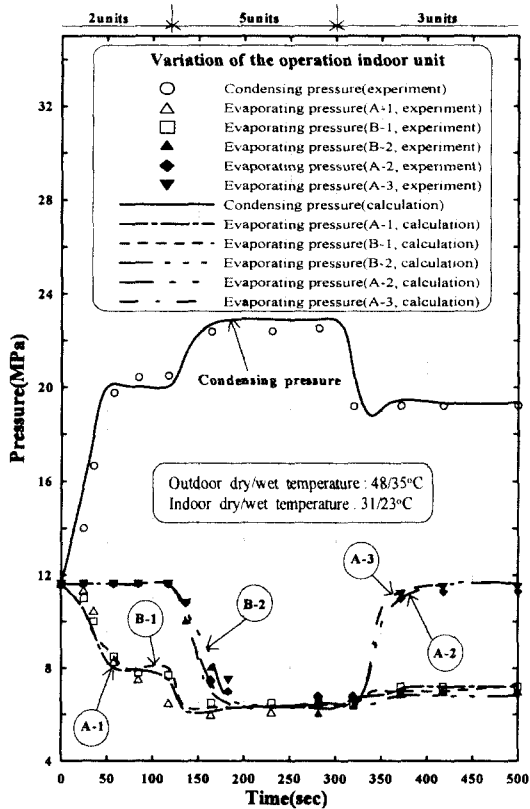


Fig. 6 The pressure characteristic for the variation operating indoor unit (cooling).

5. 결 론

멀티 인버터 히트펌프의 설계를 위하여 동특성 해석 프로그램을 개발하였고, 압축기의 회전수 변화에 따른 비정상 특성뿐만 아니라 실내기의 운전대수 및 운전조건변화, 전자팽창밸브의 개도변화에 따른 비정상 특성을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램을 이용하여 계산한 기동 및 정지시의 특성, 실내기 용량변화에 따른 특성, 압축기의 용량에 따른 특

성, 그리고 전자팽창밸브의 유량변화에 따른 특성을 실험치와 비교에 의해 멀티형 히트펌프의 시스템설계 및 제어설계를 위하여 효과적으로 사용될 수 있음을 입증하였다. 특히 개발된 시뮬레이션 프로그램은 입·출력 창을 사용자 입장에서 갖추고 있으므로 더욱더 향상된 기능을 발휘할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 (주)LG전자 디지털어플라이언스 연구소의 산학관계를 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

1. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, Chem. Eng. Prog., 45-1, pp. 39-48.
2. Tassou, S. A., Marquand, C. J. and Wilson, D. R., 1983, Comparison of the Performance of Capacity Controlled and Conventional on/off Controlled Heat Pumps, Apply Energy, Vol. 14, pp. 241-256.
3. Fukushima, T. and Miyamoto, S., 1985, Analysis of Transient Behavior of a Vapor Compression Refrigeration Cycle (in Japanese), Trans. of the JAR, Vol. 2, No. 2, pp. 41-53.
4. Okajima, J., Matsuoka, F. and Yamaguchi, T., 1990, System Dynamic Simulation of Condensing Unit (in Japanese), Proceedings, 24th Conference Air-Conditioning and Refrigeration, Tokyo, pp. 1-4.
5. Umezaki, S., Kasai, T., Ijima, T., Tanimura, K. and Matsuoka, F., 1996, Analysis of the Dynamic Simulation of the Refrigeration Cycle for R407C (in Japanese), Proceedings, JAR annular Conference, Fukuoka, pp. 65-68.
6. Okajima, J., Matsuoka, F., Okuma, K., Shibuya, Y. and Kitauchi, H., 1990, Autonomic Distributed Coordinative Control "F-VPM" for Multiple Air Conditioners with Concurrent Cooling and Heating Operation (in Conference), Tokyo, pp. 153-156.
7. MacArthur, J. W. and Grald, E. W., 1987, Prediction of Cycle Heat Pump Performance with a Fully Distributed Model and a Comparison with Experimental Data, ASHRAE Transactions, No. 2, pp. 1159-1178.
8. Martine, J. J., 1959, Correlation and Equations Used in Calculating Thermodynamic Properties of 'Freon' Refrigerants, Thermodynamic and Transport Properties of Gases, Liquids, and Solids, ASME, New York, p. 110.
9. Downing R. C., 1974, Refrigerant Equations, ASHRAE Transactions, Vol. 80, Part 2 pp. 158-169.
10. JAR, 1981, Refrigerator Application Device (in Japanese), Handbook of Refrigerator and Air-Conditioning, Vol. 4, No. 2, Application, pp. 611-613.
11. KSI, 1999, "KSC9306, air conditioner", p. 44.