

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 20, No. 1, 2000

멀티에어컨의 성능해석 프로그램 개발

정백영*, 고재윤*, 박병덕**, 임장순***

* 인하대학교 대학원

** 상주대학교 자동차공학과

*** 인하대학교 기계공학과

Development of Simulation Program for Multi-Air conditioner

B. Y. Jeong*, J. Y. Koh*, B. D. Park**, C. S. Yim***

* *Graduate School, In-ha University*

** *Department of Automotive Engineering, Sang-Ju University*

*** *Department of Mechanical Engineering, In-ha University*

ABSTRACT

In this study, theoretical simulation method for the steady state characteristics of a refrigeration cycle which consists of one condenser and multi-evaporator (Multi-air conditioner) is presented. The simulation was performed for a typical multi-air conditioning system consisted one outdoor unit with air-cooled condenser, compressor, linear electric expansion valve and bypass circuit and connected three-evaporators (three indoor units). The simulation results are good agreement with those of experiments within 5 ~ 10% at the given system operation conditions which are condensing pressure, evaporating pressure, sub-cooled degree of condenser, superheated degree, discharge temperature of compressor and pulse of linear electric expansion valve.

기 호 설 명

- A : 전열면적 [m^2]
- C : 전자팽창밸브에서의 유량계수
- C_s : 습포화 공기비 [$kJ/kg^\circ C$]
- C_p : 공기의 비열 [$kJ/kg^\circ C$]
- d : 관 직경[m]
- G_a : 공기의 질량유량 [kg/s]
- G_r : 냉매의 질량유량 [kg/s]
- h : 엔탈피 [kJ/kg]
- high : 실내기와 실외기간의 높이차[m]
- i : 실내기 운전대수
- K : 열관류율 [$kW/m^2^\circ C$]
- L : 관 길이[m]
- NTU : NTU 계수
- P : 압력[kPa]
- ΔP : 압력손실[kPa]
- Q : 열교환량 및 냉방능력[kW]
- TQ : 응축기 1패스 전체의 열교환량[kW]
- T : 온도 [$^\circ C$]
- U : 냉매의 유속[m/s]
- V : 공기의 풍량 [m^3/s]
- ν : 비체적 [m^3/kg]
- χ : 건도
- X_{tt} : Martinelli 계수

그리스 문자

- α : 열전달 계수 [W/m^2K]
- γ : 비중량 [N/m^3]
- μ : 점도 [$N \cdot s/m^2$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- λ : 압력손실계수

하 침 자

- a : 공기측
- comp : 압축기
- cond : 응축기
- eva : 증발기
- H : 고압측
- L : 저압측
- I : 관 내부
- g : 가스부
- l : 액부
- lev : 전자팽창밸브
- loss : 손실량
- o : 관 외부
- two : 이상영역부
- wet : 습면
- 1~ 7 : 물리에르 선도상의 각 지점

1. 서 론

주거환경에 대한 쾌적성의 지향이 높아짐에 따라 가정용에어컨은 필수화되어지고 있으며 여기에 더해 1가구 한 대에서 1실 한 대로되어 가는 경향이 있다. 하지만 한 가구에 복수대의 에어컨 설치의 경우 실외기 설치의 공간부족과 미관상 보기가 좋지 않은 경우가 많아진다. 또한 건축물의 공조에 있어서도 공조선진국의 경우 에너지절약, 설계시공의 편리성, 사무실의 자동화에 따라 공조방식이 중앙집중방식에서 개별분산방식으로 바뀌어 시스템에어컨의 채용율이 중소규모의 건물에 있어서 거의 50%를 넘어서고 있으며^{1,2,3)} 우리나라에서도 이러한 경향은 증가할 것으로 예상된다. 이러한 배경에 따라 설치공간의 절약, 미관성, 공사비의 절감, 동등 냉방능력에 대해 저가의 에어컨으로써 실외기 1대에 수대의 실내기 접속이 가능한 멀티에어컨 개발 필요성이 증가하고

있다.

멀티에어컨은 실내기와 실외기가 1 대 1의 경우와는 달리 실내기의 접속상황에 따라 냉매유량 제어, 열교환량 제어, 시스템의 안정화를 위한 각 변수들의 설정 등이 복잡화됨으로 개발시 방대한 양의 실험이 필요하다. 따라서 멀티에어컨의 구성 요소들의 설계개발을 지원함은 물론 각 구성요소의 제어변수를 설정함에 있어서 실험의 양을 줄이고 개발기간을 단축하기 위하여 멀티에어컨의 성능 시뮬레이션은 다른 어떤 형태의 에어컨에서 보다 중요하다. 이와 같은 공기조화기의 이론적인 시스템 성능해석에 관한 지금까지의 연구는 주로 실내기와 실외기가 1:1로 구성되는 Single Unit 에어컨에 관한 연구결과는 다수^{1,2,3)} 발표되었으나 멀티에어컨의 성능해석에 관한 지금까지의 연구는 거의 발표된 바 없으며 그 설계 자료 또한 거의 없는 것이 현실이다. 본 연구에서는 멀티에어컨의 실내기 구성에 따른 압축기 용량제어 이론과 각 요소 부품의 특성을 해석하여 각 요소 부품이 하나의 시스템으로 조합되었을 경우 시스템의 능력 변동 특성을 예측하여 최적 설계모델을 구성할 수 있는 단일 컨덴서에 다수의 증발기를 채용한 공조기(Multi-A/C)의 성능해석 프로그램을 구성 각 요소의 변동에 따른 시스템의 성능 변화특성을 검토하였다.

2. 구 성

2.1 회로도

그림 1에 성능해석에 사용된 멀티에어컨의 냉매회로도 일부를 나타낸다. 멀티에어컨의 회로는 압축기와 실외 열교환기, Oil separator, Receiver, Accumulator로 구성되는 실외기와 실내 열교환기 군으로 구성되어있다. 또한 실외기에는 용량제어의 보조수단으로 사용하는 Hot-gas bypass, Liquid bypass회로가 구성되어있다. 실내·외기

간에 분배기가 설치되어 고압액관, 저압가스관을 실내기로 분배한다. 본 시스템에서는 감압장치로 Linear electric expansion valve를 사용하였으며 분배기내에 설치하였다. 그림 1과 같이 성능해석은 한 개의 회로에 대하여 수행하였다. 1대의 압축기에 대하여 실내기는 3대까지 설치 할 수 있다. 표 1과 2에 실외기와 실내기의 간단한 사양을 나타냈다.

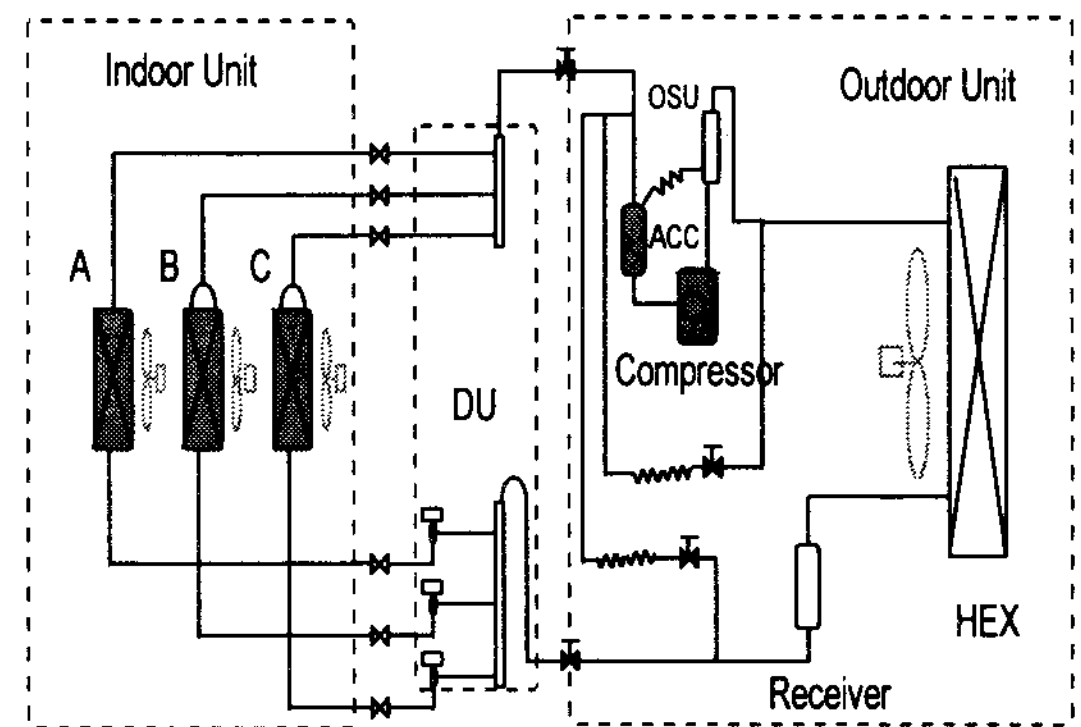


Fig. 1. Schematic diagram of air conditioning system.

Table 1. Specification of outdoor unit.

Compressor	Rotary type two comp.
Heat exchanger	Fin and tube type
Fan	Axial flow fan
Indoor connecting capacity	2 kW - 16 kW

Table 2. Indoor unit specification.

Type	Cooling capacity	Heat exchanger	Fan
A	2.1 kW	Fin and tube	Cross flow fan
B	3.3 kW		
C	5.9 kW		Sirocco fan

2.2 냉매제어

멀티시스템에서는 압축기의 용량제어, 열교환기의 용량제어, 냉매유량제어가 일반적으로 필요하다. 압축기의 용량제어로서는 인버터회로의 채용으로 냉방능력에 맞는 용량제어를 수행하는 것이 일반적인 방법이나 본 시스템에서는 가격문제를 고려, 인버터회로를 채용치 않고 여러 대의 압축기에 의한 on/off제어를 하였고 실내기 운전용량이 압축기 운전용량보다 극단적으로 작은 운전의 경우에는 Hot-gas bypass와 Liquid by pass회로를 이용하여 용량제어를 하였다. 또한 열교환기의 용량제어는 팬의 회전수를 제어하여 수행하였다. 냉매유량제어에 있어서는 전자팽창밸브의 펄스조정에 따라 냉매유량을 제어하여 증발기의 과열도와 응축기출구의 과냉도가 소정의 값을 유지하도록 하여 소정의 냉방능력을 얻을 수 있도록 하였다.

3. 각 부분의 해석

그림 2에 냉방시의 멀티에어컨의 몰리에르 선도를 나타낸다. 1은 압축기의 흡입, 2는 압축기의 토출, 3은 응축기입구, 7은 응축기의 출구, 7'는 전자팽창밸브입구, 7''는 전자팽창밸브출구, 8(i)는 증발기의 출구, 9는 Accumulator입구를 나타낸다. 여기서 2-3은 압축기 토출에서 응축기입구까지의 압력손실, 7-7'는 응축기출구에서 전자팽창밸브입구까지의 압력손실, 8(i)-1은 증발기출구에서 압축기입구까지의 압력손실을 나타낸다.

3.1 배관의 압력손실

응축기 및 증발기의 해석에 있어서 열교환기 관내의 압력손실을 고려하였다. 또한 멀티에어컨은 설치장소에 따라 실내기와 실외기간에 배관길이가 길어지는 경우가 많으므로 배관길이가 긴 경우에 대한 고찰이 필요하고 실내기와 실외기

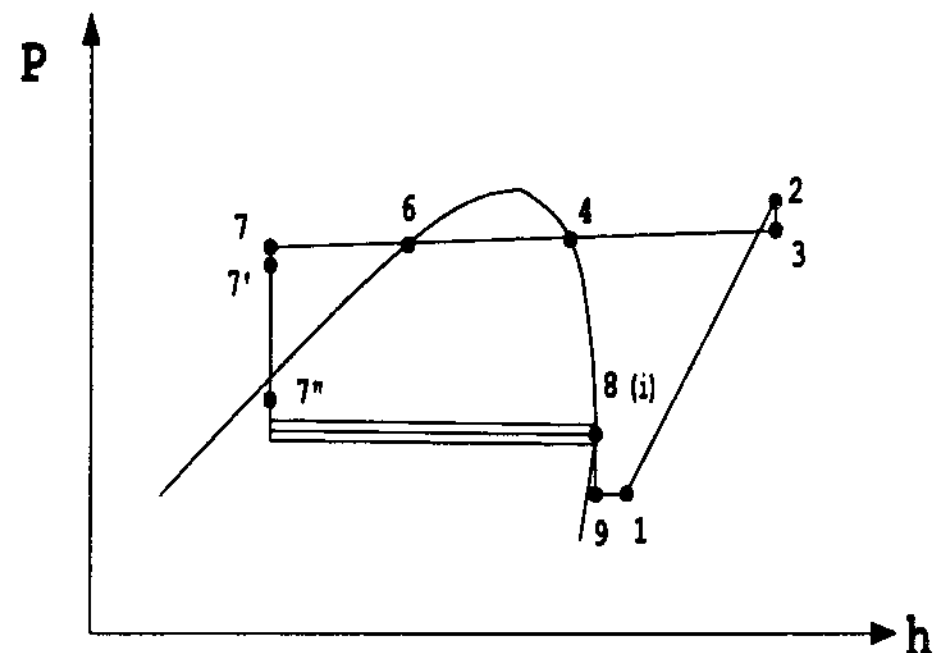


Fig. 2. Mollier diagram.

간의 설치 고저차에 의한 성능변화 및 전체시스템의 특성변화를 고려할 필요가 있다. 본 성능해석 프로그램에서는 이들 압력손실의 변화에 대한 성능변화를 가능토록 하였다. 계산식은 액관과 가스관과 같이 단상류의 경우에는 식 (1)을 사용하였다.

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho U^2}{2} \quad (1)$$

여기서 손실계수 λ 는 층류의 경우는 $64/Re$, 난류의 경우는 Blasius와 Nikuradse⁴⁾의 식을 사용하였다. 2상류의 경우에는 Lockhart-Martinelli법⁵⁾을 수정한 식(2)를 사용하였다.

$$\Delta P = 1.3 \Phi_g^2 \cdot \Delta P_g \quad (2)$$

여기서 $\Phi_g = 1 + x_{tt}^{0.5} + x_{tt}$ 고 건도 x 에서 Martinelli 계수 x_{tt} 는 식 (3)과 같고 가스부의 압력손실을 나타내는 ΔP_g 는 식 (1)와 같다.

$$x_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_l} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (3)$$

실내기와 실외기의 고저차에 따른 압력손실은 다음 식과 같이 계산하였다.

$$\Delta P = \gamma \cdot high \quad (4)$$

3.2 증발기

증발기에서의 열교환량은 ϵ -NTU방법에 의하여 구하였으며 증발기표면에서는 결로 현상이 발생하므로 대수평균엔탈피차를 이용하여 열교환량을 구하였다. 즉 증발기를 통과하는 입출구 공기의 엔탈피차와 풍량에 의해 구한 열교환량과 대수평균 엔탈피차와 전열면적에 의해 구한 열교환량을 동일하게 놓고 정리하면 식 (5)와 같다.

$$Q_{eva} = Ga(1 - \frac{1}{NTU})(h_a - h_r) \quad (5)$$

$$NTU = \exp(\frac{K_{wet} \cdot A_o}{Ga}) \quad (6)$$

여기서 Q_{eva} 는 증발기에서의 열교환량, h_a 는 공기 입구 엔탈피, h_r 는 냉매온도에 따른 냉매측의 엔탈피이고, K_{wet} 는 엔탈피차 기준습면 총합열전달계수로써 다음 식과 같다.

$$K_{wet} = \frac{1}{(\frac{1}{\alpha_{wet}} + C_s(\frac{A_o}{A_i})\frac{1}{\alpha})} \quad (7)$$

여기서 α_{wet} 습면의 관외 엔탈피차 기준열전달계수, α 는 관내 증발열전달계수이다. 따라서 식 (5)를 각각의 실내기(증발기)에 대해서 고려하면 식 (8)과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_{eva}(i) = Ga(i)(1 - \frac{1}{NTU(i)})(h_a(i) - h_r(i)) \quad (8)$$

식 (8)에서 각각의 증발기의 열교환량 $Q_{eva}(i)$ 가 결정되면 물리에르선도상의 엔탈피값과 비교하여 다음 식으로부터 각각의 증발기의 냉매유량

$G_{r\,eva}(i)$ 를 계산하였다.

$$G_{r\,eva}(i) = \frac{Q_{eva}(i)}{(h_8(i) - h_7)} \quad (9)$$

3.3 응축기

응축기에서는 공기와의 접촉부분에서 증발기와 같은 제습 현상이 일어나지 않으므로 공기측에서 절대습도의 변화는 없는 것으로 하였다. 열교환량의 계산은 ϵ -NTU방법으로 하였으며 열교환량은 응축기 입·출구 공기의 온도차와 풍량에 의해 구한 열교환량과 대수평균온도차와 전열면적에 의해 구한 열교환량을 동일하게 놓고 정리한 식 (10)으로 계산하였다.

$$Q_{cond} = C_p \rho V (1 - \frac{1}{NTU})(T_{cond} - T_a) \quad (10)$$

$$NTU = \exp(\frac{K \cdot A_o}{C_p \cdot \rho \cdot V}) \quad (11)$$

여기서 T_{cond} 는 응축압력의 포화온도, T_a 는 공기 입구온도를 나타내며, K 는 동관의 전도항을 무시한 열관류율로 다음 식과 같다.

$$K = \frac{1}{(\frac{1}{\alpha_a} + (\frac{A_o}{A_i})\frac{1}{\alpha})} \quad (12)$$

여기서 α_a 는 건면의 관외열전달계수, α 는 관내 응축열전달계수이다.

계산은 과열부분, 2상류부분, 과냉부분으로 나누어 하였다. 가스부의 열교환량은 물리에르선도상에서 엔탈피의 차와 냉매질량유량과의 곱으로 식 (13)과 같이 나타낼 수 있으며, 식 (14)를 이용하여 응축관 전체가 가스관만으로 구성된 경우로 가정하여 구한 열량과 응축기 1패스당의 전체

길이(L_{cond})와의 비를 이용하여 가스부의 길이 L_g 를 계산하였다.

$$Q_g = G_r(h_3 - h_4) \quad (13)$$

$$L_g = L_{cond} \left(\frac{Q_g}{TQ_g} \right) \quad (14)$$

2상류부의 열교환량은 물리에르선도상의 엔탈피차로 식(15)와 같이 나타낼 수 있으며 냉매측의 열전달계수와 공기측의 열전달계수를 이용하여 응축관 전체가 2상류만으로 구성되어있는 경우로 가정하여 구한 열량(TQ_{two})와 응축기 1패스당의 전체길이와의 비를 이용하여 2상류부의 길이 L_{two} 를 계산하였다.

$$Q_{two} = G_r(h_4 - h_6) \quad (15)$$

$$L_{two} = L_{cond} \left(\frac{Q_{two}}{TQ_{two}} \right) \quad (16)$$

이상과 같이 과열가스부, 2상류부의 길이가 구해지면 식 (17)에서 액부의 길이를 계산하고, 1패스전체의 길이를 액부로 가정한 경우의 열교환량 (TQ_ℓ)과의 비교에 의해서 식 (18)에서 액부의 열교환량(Q_ℓ)을 구할 수 있다. 이 Q_ℓ 값을 이용하여 식 (19)에서 7점의 엔탈피 값을 계산한다.

$$L_\ell = L_{cond} - L_g - L_{two} \quad (17)$$

$$Q_\ell = L_\ell \left(\frac{TQ_\ell}{L_{cond}} \right) \quad (18)$$

$$Q_\ell = G_r(h_6 - h_7) \quad (19)$$

이상과 같은 계산에 의해 응축기의 전열교환량

Q_{cond} 는 Q_g , Q_{two} , Q_ℓ 의 합으로써 구할 수 있고 냉매순환량 $G_{r\ cond}$ 를 다음 식에서 구할 수 있다.

$$G_{r\ cond} = \frac{Q_{cond}}{(h_3 - h_7)} \quad (20)$$

3.4 압축기

압축기의 성능은 칼로리미터의 성능측정데이터를 기준으로 하여 이들의 상관식을 응축온도와 증발온도의 상관식으로 만들어 사용하였다. 압축기를 흐르는 냉매질량유량은 압축기의 냉방능력 (Q_{comp})과 엔탈피 차로부터 식 (21)에서 구할 수 있으나 압축기의 냉방능력 및 입력은 압축기의 성능시험시에 일정한 과냉도와 과열도에 의한 값이므로, 임의의 과냉도와 과열도의 경우에는 흡입가스 비체적을 보정하여 식 (22)와 같이 구하였다.

$$G_r = \frac{Q_{comp}}{(h_1 - h_7)} \quad (21)$$

$$G_r' = G_r \left(\frac{v}{v'} \right) \quad (22)$$

여기서 v 는 일정한 과열도에서의 가스의 비체적 v' 는 임의의 과열도에서의 가스의 비체적이다.

압축기 토출가스의 엔탈피와 온도는 압축기의 열수지를 고려한 식 (23)에서 구하였다.

$$G_r \cdot h_1 + P_{comp} = G_r \cdot h_2 + Q_{loss} \quad (23)$$

여기서 P_{comp} 는 압축기압력, Q_{loss} 는 압축기 열손실량과 바이패스에 의한 증발잠열 손실량의 합이다.

3.5 팽창장치

팽창장치로써 사용한 전자팽창밸브는 스텝모터

의 구동에 의해 스텝모터의 펄스 수에 따라 니들과 실린더사이의 오리피스의 개폐의 정도가 달라지며 이에 따라 냉매유량을 조절할 수 있다. 전자팽창밸브에서 냉매유량은 식 (24)에 따라 계산 가능하였다⁶⁾. 따라서 펄스 수와 니들의 이동높이와 이에 따른 오리피스의 개구면적을 계산하여 식 (24)와의 상관관계에 따라 전자팽창밸브의 펄스 수와 냉매질량유량과의 관계를 구하였다.

$$Gr = 5.47 \times C \times A_{lev} \times \sqrt{P_H - P_L} \quad (24)$$

여기서 A_{lev} 는 전자팽창밸브 오리피스의 개구면적, P_H 와 P_L 은 밸브입구와 출구의 냉매압력이다.

3.6 bypass 유량

용량제어를 위해서 Hot-gas bypass와 Liquid bypass를 이용하고 있다. Hot-gas bypass의 경우는 Solenoid valve를 사용하기 때문에 밸브 구경에 따른 오리피스에서의 유량계산으로 가능하다.

Liquid bypass의 경우는 모세관을 사용하고 있기 때문에 모세관의 유량계산이 필요하다. 본 계산에서 모세관에서의 유량계산은 액부와 2상류로 나누어 계산하였으며 액부의 경우는 식 (1)와 같은 압력손실 식을 이용하여 계산하였고 2상류부의 계산은 Whites-el⁷⁾의 계산방법에 의하여 모세관 내를 흐르는 냉매유량을 계산하였다.

3.7 시뮬레이션 방법

그림 3, 4에 계산순서를 나타내었다. 계산은 2스텝으로 구분하여 계산하였다. 스텝 1에서는 압력손실의 고려 없이 개략적인 계산을 하였고 스텝 2에서는 압력손실 등을 고려하여 물리에르 선도상에서 나타날 수 있는 제반 값에 대하여 계산하였다. 계산에서 수렴의 판단은 각 증발기를 흐르는 냉매량과 bypass를 흐르는 냉매량의 합이 압축기를 흐르는 냉매량과 일치할 때, 응축기를

흐르는 냉매량이 압축기를 흐르는 냉매량과 일치할 때로 하였다.

4. 계산결과

멀티에어컨의 경우 실내기의 조합은 상황에 따라 여러 형태가 있겠으나 여기서는 표 2의 실내기에서 A, A+B+A, A+C 3종류의 조합에 대해서만 그 결과를 비교하였다. 그림 5~그림 9에 계산결과와 실험결과를 나타낸다. 실선, 파선, 점선은 각각 실내·외기의 온도조건의 변화에 따른 계산결과를 나타내고 ○, △ 및 □는 각각 실선, 파선 및 점선과 같은 조건의 실험결과이다. 실험 결과는 필드상의 실제운전과 동일한 제어에서의

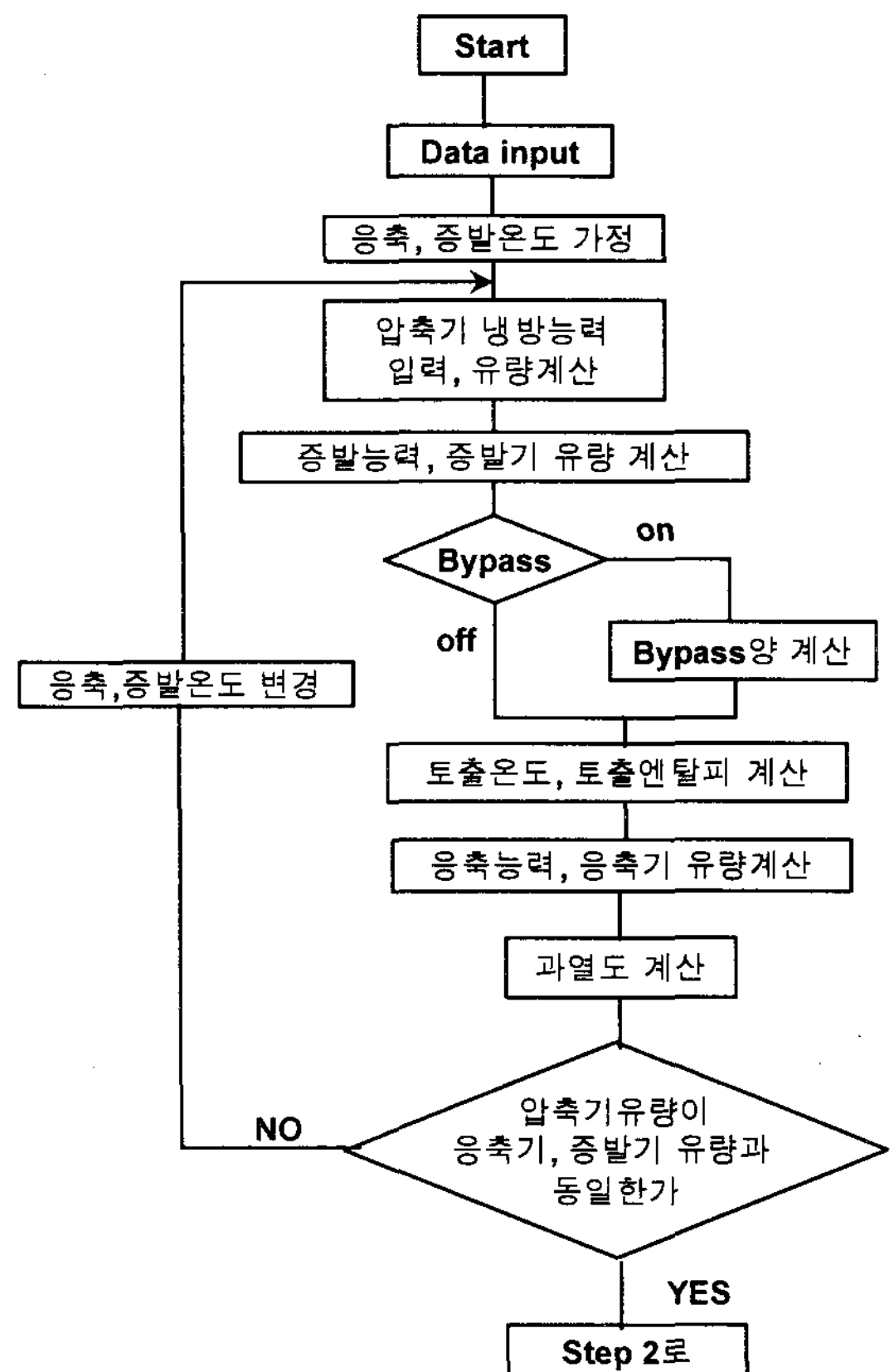


Fig. 3. Flowchart for step 1.

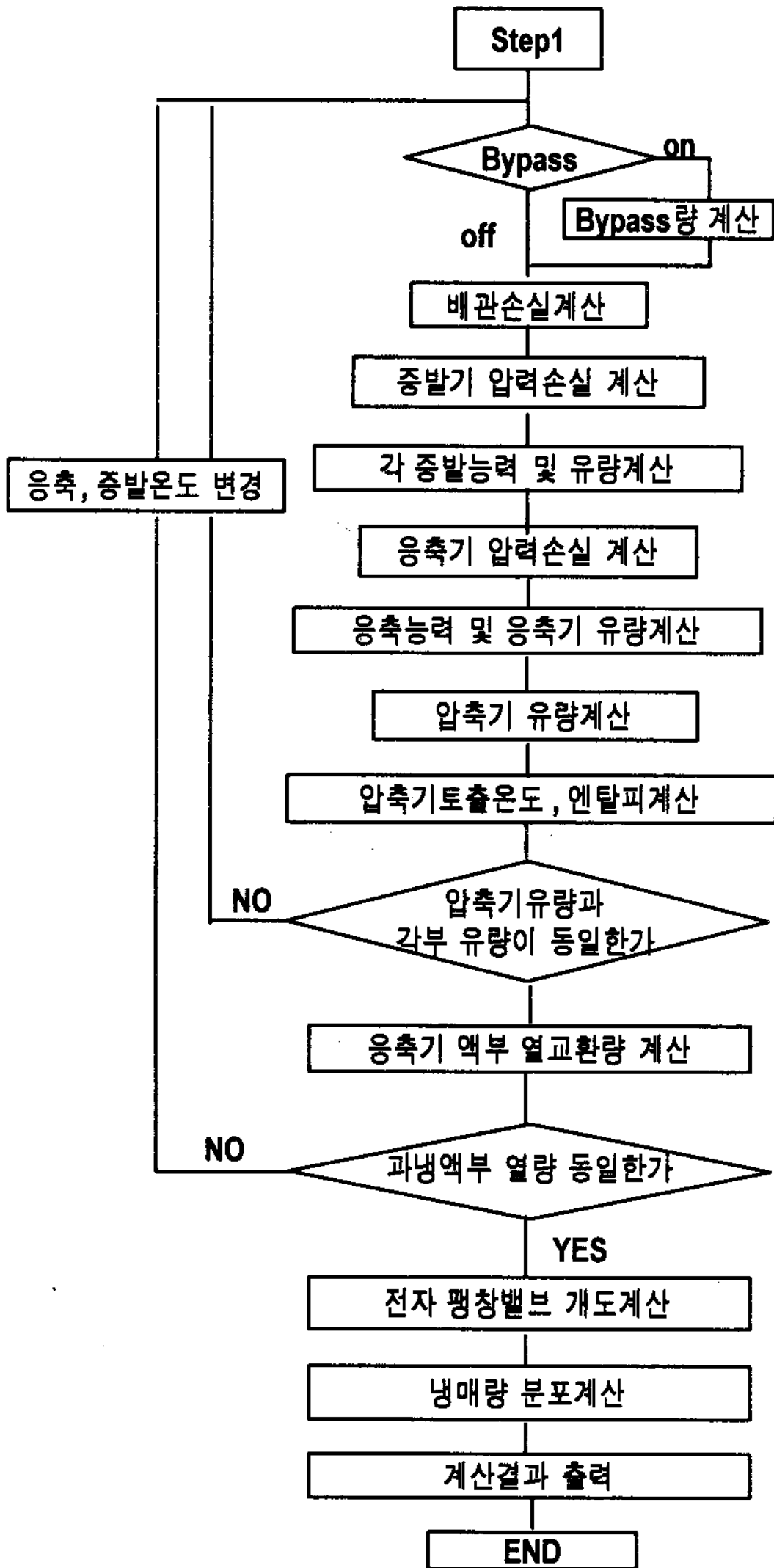


Fig. 4. Flowchart for step 2.

결과이고 실내기와 실외기간의 배관길이는 10m이다.

그림 5는 압축기의 토출압력(고압)을 나타내고 그림 6은 압축기의 흡입압력(저압)을 나타내었다. 그림 5, 6에서 계산치와 실험치는 거의 일치하였다. 그림 7에 냉방능력의 실험치와 계산치의 값을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 실내기 대수의 변화와 관계없이 계산치와 실험치는 거의 일치하였다. 그림 5~그림 7에서 실험치와 계산

Table 3. Pulse of electric expansion valve

Temp.	Outdoor(35°C/24°C), Indoor(27°C/19.5°C)					
	A		A+C		A+B+A	
type	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.	Cal.
A	130	116	90	77	70	81
B	-	-	-	-	112	100
C	-	-	95	108	-	-
A	-	-	-	-	70	81

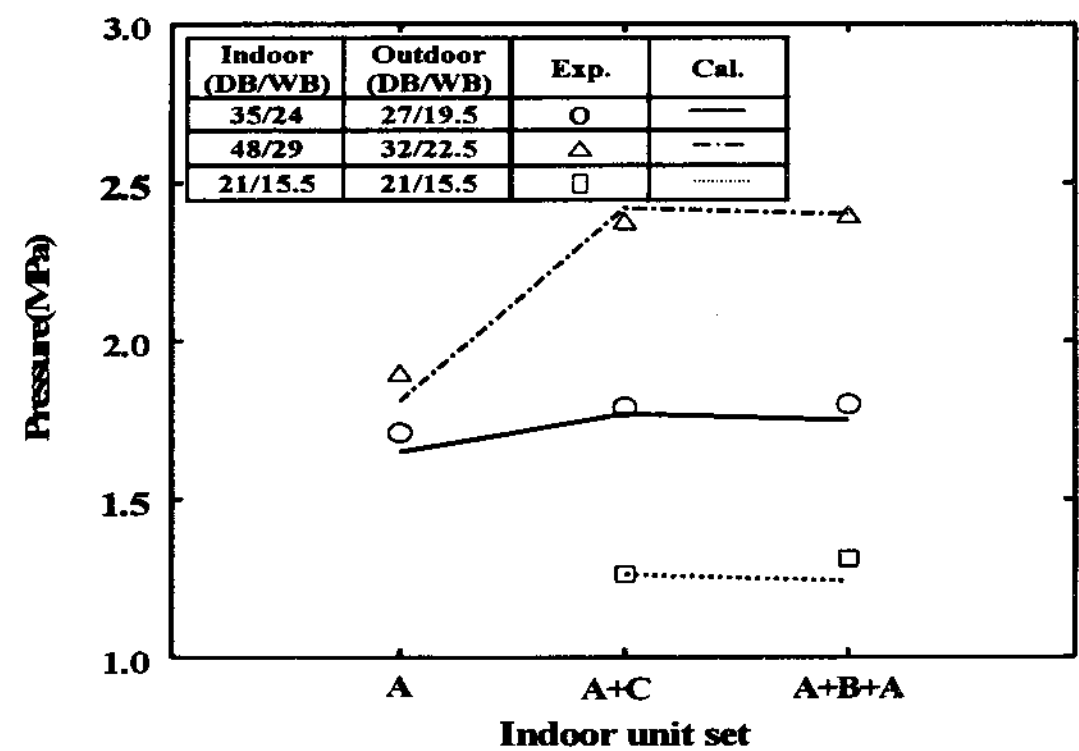


Fig. 5. Outlet pressure of compressor.

치의 최대오차는 6% 이내로 나타났다. 그림으로 표시하지 않으나 압축기 압력과 직접적인 관계가 있는 고압과 저압 및 냉방능력이 실험치와 계산치가 거의 일정하므로 압축기입력도 거의 동일한 값을 나타낸다. 그림 8에 압축기 토출온도, 그림 9에 응축기출구의 과냉도를 나타낸다. 계산치와 실험치가 거의 일치한다. 표 3에 전자팽창밸브의 펄스수의 계산치와 실험치를 나타낸다. 전자팽창밸브의 펄스 수는 실험치와 계산치가 최대 ± 15%의 정도의 오차를 가진다. 이는 계산의 경우 실내기의 형태에 따라 균일하게 냉매의 분포를 계산하였기 때문에 전자팽창밸브의 펄스수가 실내기의 능력에 따라 균일하게 나타나나, 실험의 경우는 실내기의 온도제어에 따라 전자팽창밸브

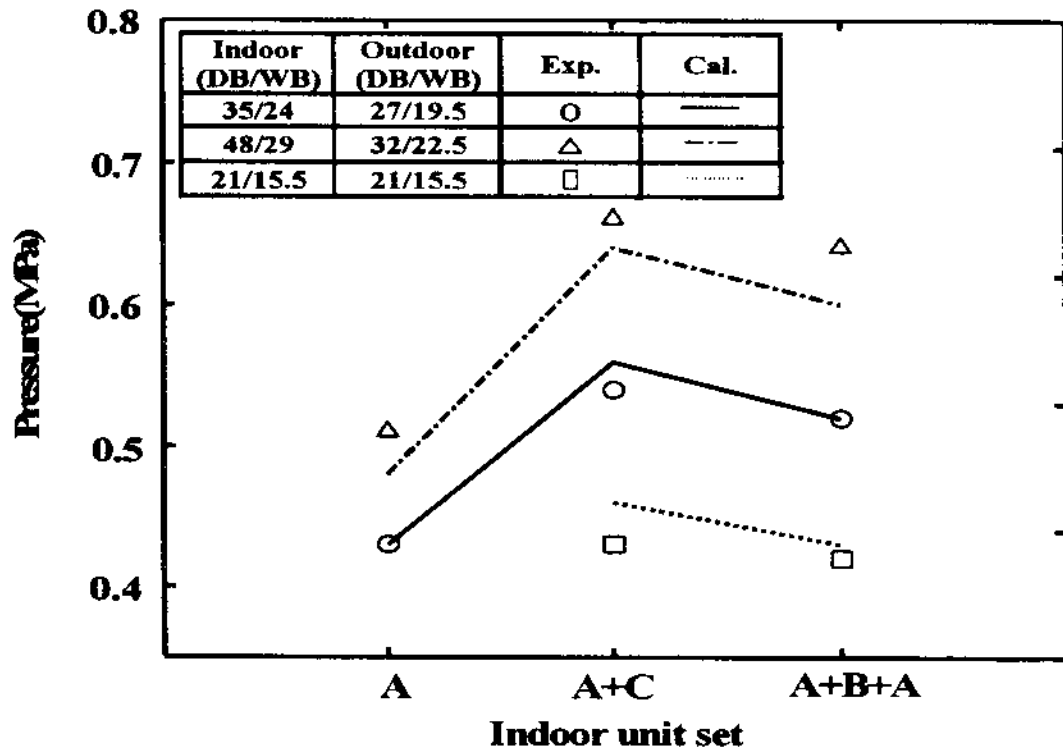


Fig. 6. Inlet pressure of compressor.

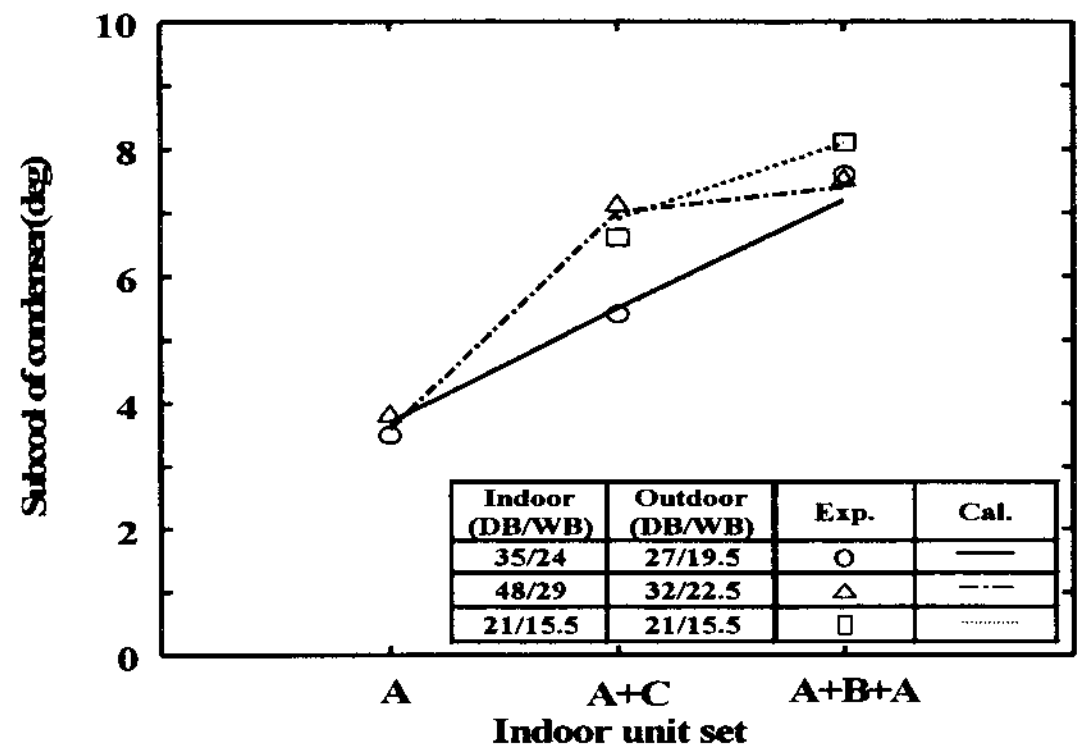


Fig. 9. Subcool of condenser.

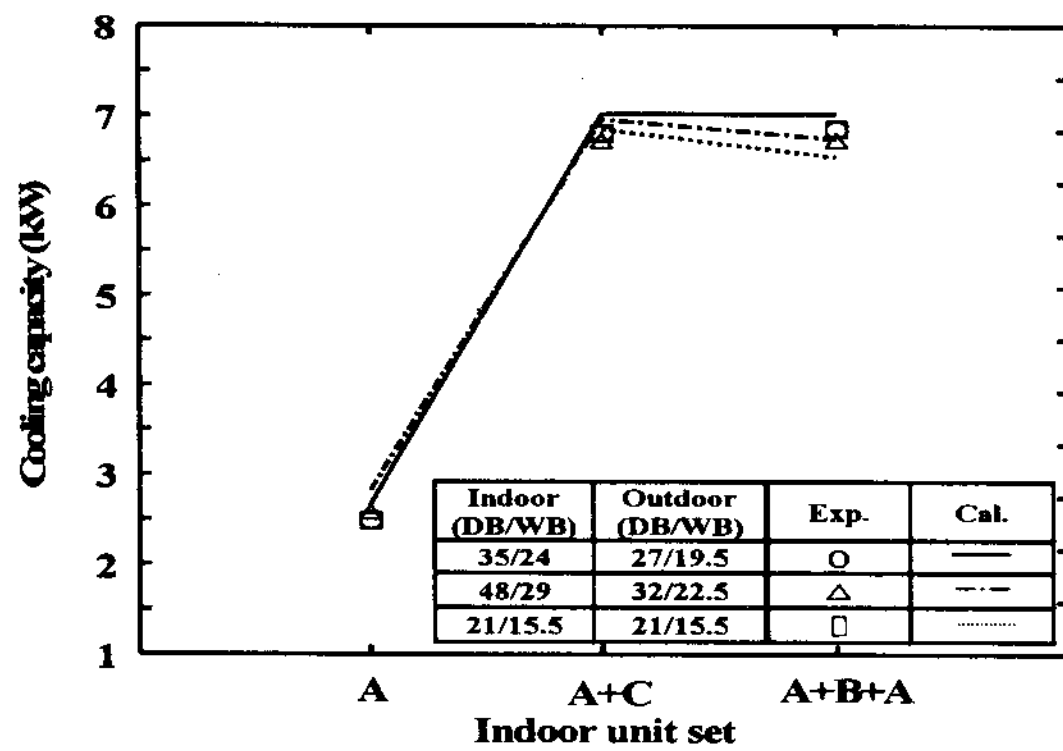


Fig. 7. Cooling capacity.

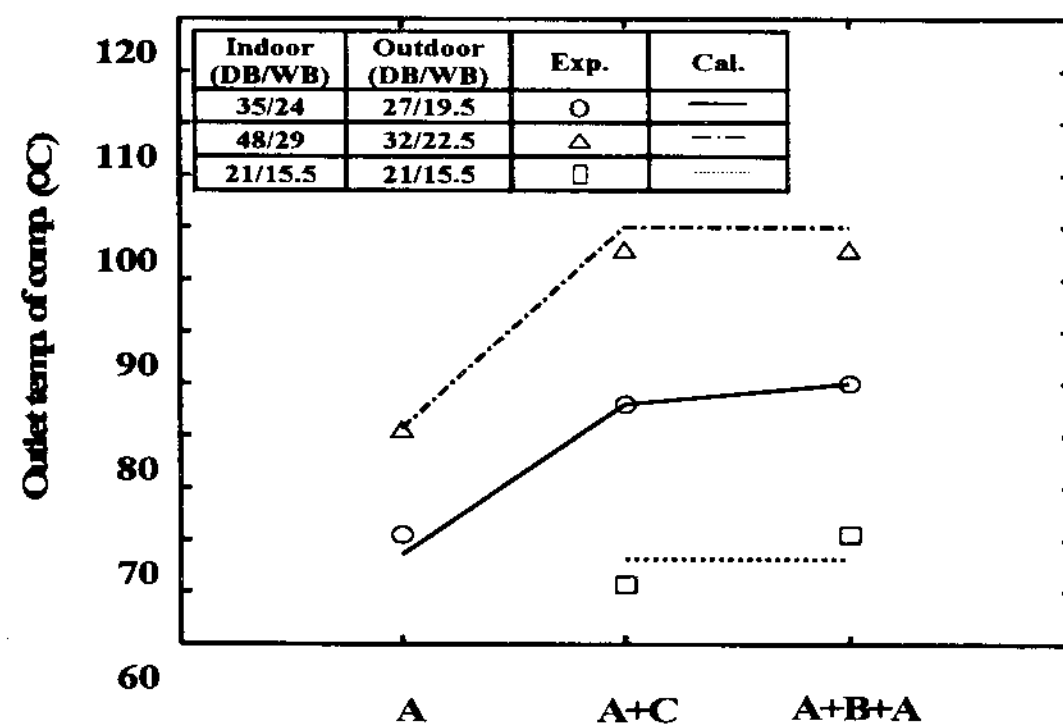


Fig. 8. Outlet temperature of compressor.

의 오차는 나타날 수 있고 실제 유니트의 제어에서 다양한 상황을 고려할 때 계산결과는 비교적 정확하게 나타내었다고 사료되어지고 제어사양을 결정하는데 있어서 계산치를 기준으로 하여도 무방하다고 판단되어진다.

5. 결론

실외기 1대에 다수의 실내기 접속이 가능 한 멀티에어컨의 성능해석을 위하여 해석 프로그램을 개발하였으며 성능 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡입압력, 토출압력, 냉방능력 및 과냉도의 시뮬레이션 결과는 실험치와 거의 일치하였다.
- 2) 전자팽창밸브의 유량에 따른 펄스 수는 계산치와 실험치간의 최대 ±15%의 오차를 보였으나, 제어사양을 결정하는데는 만족스런 결과를 얻을 수 있었다.
- 3) 본 시뮬레이션 결과는 멀티에어컨의 개발시 개발기간의 단축 및 열교환량의 설계, 유량제어를 위한 전자팽창밸브를 비롯한 각 bypass 회로부품의 설계 및 제어정수를 결정하는데 있어 매우 유용하게 사용되어 질 수 있다.

의 펄스수가 달라지기 때문에 이와 같은 현상이 발생한다고 사료되어진다. 하지만 전자팽창밸브의 펄스 수와 유량특성은 단품시험에서도 어느 정도

참 고 문 헌

1. T. Toyonaka, Scope for Multi System Air Conditioners(in Japanese), Refrigeration, Vol. 61, No. 708, 1986, pp.1~11.
2. Y. Okuzawa, One-system family air conditioning-Multi system air conditioner for 4-6 rooms(in Japanese), Refrigeration, Vol. 67, No. 772, 1992, pp.23~30.
3. T; Yokokawa, Development of the Residential VAV Air Conditioning System (in Japanese), Refrigeration Vol. 67, No. 772, 1992, pp.31~36.
4. 강창수, 하재현, 유체역학, 공학사, 1978, pp. 180~187.
5. Lockhart, R. W. and Martinelli, R, C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, Chem. Eng. Prog., 45-1, 1945, pp.39~48.
6. 日本冷凍協會, “冷凍應用裝置” 冷凍空調便覽 第4版 第2券 應用偏, 1981, pp.611~613.
7. Whitesel, H .A., Capillary Two-Phase flow, Part II, Refrigerating Engineering, Vol. 65, No. 9, 1957, pp.35~40.