

# 자동차 CO<sub>2</sub> 냉방시스템의 동적모델과 지능제어알고리즘

한도영<sup>\*1)</sup> · 장경창<sup>2)</sup>

국민대학교 기계·자동차공학부<sup>1)</sup> · 국민대학교 기계공학과 대학원<sup>2)</sup>

## Dynamic Models and Intelligent Control Algorithms for a CO<sub>2</sub> Automotive Air Conditioning System

Doyoung Han<sup>\*1)</sup> · Kyungchang Jang<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

<sup>2)</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 14 October 2005 / Accepted 2 February 2006)

**Abstract** : In the respect of the environmental protection viewpoint, CO<sub>2</sub> may be one of the most attractive alternative refrigerants for an automotive air-conditioning system. For the development of control algorithm of a CO<sub>2</sub> automotive air-conditioning system, characteristics of a CO<sub>2</sub> refrigerant should be considered. The high-side pressure of a CO<sub>2</sub> system should be controlled in order to improve the system efficiency. In this study, dynamic physical models of a CO<sub>2</sub> system were developed and dynamic behaviors of the system were predicted by using these models. Control algorithms of a CO<sub>2</sub> system were also developed and the effectiveness of these algorithm was verified by using dynamic models.

**Key words** : CO<sub>2</sub> automotive air-conditioning system(자동차이산화탄소냉방시스템), Dynamic model(동적모델), High-side pressure control(고압측 압력제어), Indoor air temperature control(실내온도 제어), Neural network(신경망), Fuzzy logic(퍼지 로직)

### Nomenclature

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $C$  : 열용량, 비열 [ $kJ/K$ ]  
 $P$  : 압력 [ $bar$ ]  
 $Q$  : 열전달량 [ $kJ$ ]  
 $S$  : 제어신호 [ $step$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총열전달계수 [ $W/m^2 K$  ]  
 $h$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/h$  ]  
 $rpm$  : 압축기회전수 [ $rpm$ ]

$v$  : 속도 [ $m/h$  ]  
 $\Delta$  : 변화량  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\tau$  : 시정수 [ $sec$ ]

### Subscripts

$ac$  : 냉방기  
 $air$  : 공기  
 $comp$  : 압축기  
 $duct$  : 덕트  
 $e$  : 에러편차  
 $ev$  : 전자팽창밸브  
 $eva$  : 증발기

\*Corresponding author, E-mail: dyhan@kookmin.ac.kr

- fan* : 팬
- gc* : 가스쿨러
- h* : 고
- $\in$  : 실내
- l* : 저
- max* : 최대값
- min* : 최소값
- out* : 실외
- ref* : 냉매
- reset* : 재설정
- set* : 설정
- slhx* : 내부열교환기

## 1. 서론

20세기를 통해 인류는 과학기술을 비약적으로 발전시켜왔으나 이로 인해 화석연료의 고갈과 지구환경오염이 초래되어 이를 보완하기 위해 21세기에 들어 효율적인 자원이용과 환경보존을 위한 친환경적 기술에 초점을 맞추어 기술개발을 진행하여왔다. 친환경 고효율 자동차냉방기를 개발하기 위하여 다양한 대체냉매를 사용할 수 있으나 그중 CO<sub>2</sub>는 열역학적 물성치가 우수하고 특히 환경친화적인 대체냉매로 주목받고 있다.

CO<sub>2</sub>를 사용한 자동차에어컨시스템에 대한 연구는 주로 국외에서 활발히 진행되어 왔으며 그중 Lorentzen<sup>1)</sup>, Rieberer<sup>2)</sup>, Robinson<sup>3)</sup> 등에 의해 수행되어진 연구에서는 초임계 사이클로 구성된 CO<sub>2</sub>에어컨시스템의 효율이 기존 냉매 에어컨시스템에 비해 낮게 평가되었지만, Cutler<sup>4)</sup>를 비롯한 최근의 연구에서는 상대적으로 성능 좋은 구성요소를 사용함으로써 보다 높은 시스템 효율을 보여주었다. 그러나 CO<sub>2</sub>를 냉매로 사용할 경우 과열도를 제어하여 효율을 향상시키는 기존의 제어방법과 달리 시스템 특성상 고효율 운전이 가능한 최대 COP고압이 존재하므로<sup>5)</sup> 이러한 특성을 고려한 자동차 CO<sub>2</sub>냉방기 제어알고리즘에 관한 연구가 요구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 자동차 CO<sub>2</sub>냉방시스템의 동적 특성을 예측할 수 있는 모델과 시스템 성능을 향상시킬 수 있는 시스템고압 제어알고리즘과 실내 온도 제어알고리즘으로 구성된 지능제어알고리즘

을 개발한 후 자동차 CO<sub>2</sub>냉방시스템의 개발에 효과적으로 적용할 수 있도록 시뮬레이션을 통해 그 효용성을 확인하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 냉방시스템 동적모델

냉방기로부터 생산된 찬공기를 덕트를 통해 실내로 전달하여 전달된 찬공기에 의해 실내열부하를 제거하는 자동차냉방시스템의 제어알고리즘을 개발하기 위해 냉방기, 덕트, 실내로 구성된 자동차냉방시스템의 동적모델을 개발하였다.

### 2.1 냉방기

냉방기는 Fig. 1과 같이 가스쿨러, 증발기, 내부열교환기 등의 열교환기와 압축기, 전자팽창밸브 등으로 구성되어 있다. 제어알고리즘 개발을 위해 냉방기의 냉방용량, COP, 고압측 압력의 동적성능에 측이 요구되며 이를 위해 정적성능을 예측할 수 있는 정적모델과 정적성능을 동적성능으로 변환할 수 있는 동적모델을 개발하였다.<sup>6)</sup>

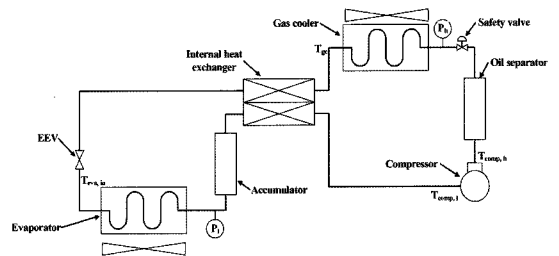


Fig. 1 CO<sub>2</sub> automotive air-conditioner

#### 2.1.1 정적모델

자동차 CO<sub>2</sub>냉방시스템의 냉방용량과 고압측 압력의 정적상태를 예측하기 위하여 정적시뮬레이션 프로그램이 사용되었으며 Fig. 2에 흐름도를 보여준다. 시뮬레이션에 필요한 각종 변수 값을 사용하여 압축기, 가스쿨러, 내부열교환기, 증발기 모델들을 통해 계산된 고압측 내부열교환기 출구냉매 엔탈피와 응축기 입구냉매 엔탈피를 비교하여 압축기 출구 압축기 출구온도를 계산한다. 계산된 압축기 출구온도를 사용하여 전자팽창밸브 모델로부터 전자팽창밸브 냉매유량을 계산한 후 압축기 모델로부터

계산된 압축기 냉매유량을 비교하여 오차값이 일정 범위 내에서 수렴되면 계산된 냉방용량, COP, 고압측 압력 등을 출력한다.

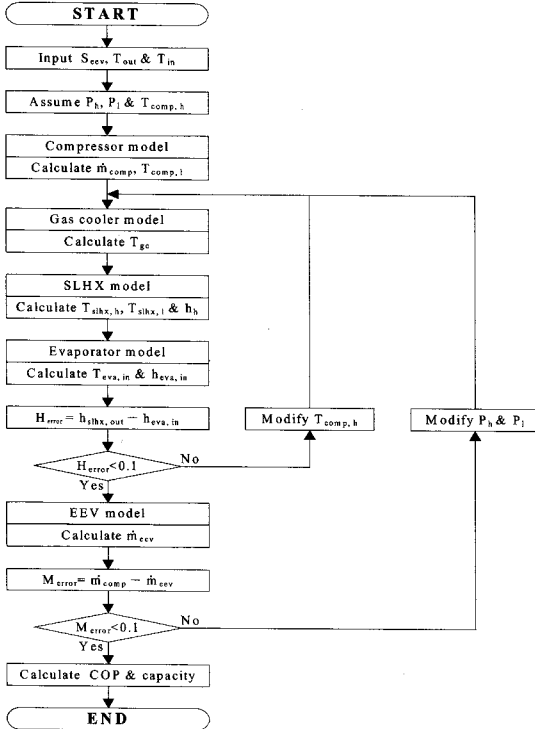


Fig. 2 Steady-state simulation for a CO<sub>2</sub> automotive air-conditioner

1) 압축기

실험데이터<sup>7)</sup>를 통해 얻을 수 있는  $\dot{m}_{comp}$  는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\dot{m}_p = -0.007P_h^2 - 0.15P_l^2 - 0.643P_h + 6.86P_l + 0.037P_h \cdot P_l + 70.51 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{comp} = 0.003\dot{m}_p^2 - 0.00005rpm^2 + 0.25\dot{m}_p + 0.16rpm - 0.00007\dot{m}_p \cdot rpm + 24.127 \quad (2)$$

2) 전자팽창밸브

전자팽창밸브를 통과하는  $\dot{m}_{eev}$  는 다음식에서 계산할 수 있으며<sup>8)</sup>

$$\dot{m}_{eev} = 2.35 \times 10^{-9} \rho_{eev} S_{eev} v_{eev} \quad (3)$$

전자팽창밸브의  $S_{eev}$  는 480스텝일 때 완전개방된다고 가정하였고 단위 스텝당 단면적변화량은  $2.35 \times 10^{-9} m^2$  으로 가정하였다.

3) 열교환기

마이크로 채널방식의 가스쿨러, 증발기, 내부열교환기를  $\epsilon$ -NTU법<sup>9)</sup>을 이용하여 모델링하기 위하여 ACRC에서 제시한 가스쿨러, 증발기, 내부열교환기 규격<sup>10)</sup>을 이용하여  $U$ 가  $120 W/m^2 \cdot K$ 인 직교류식 열교환기로 가정하였다.  $Q_{gc}$  와  $Q_{eva}$  는 다음식에서 계산할 수 있으며

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (4)$$

$$NTU = \frac{UA_{ref}}{C_{min}} \quad (5)$$

$$\epsilon = 1 - \exp \left[ \frac{NTU^{0.22}}{C_r} \exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \right] \quad (6)$$

$$Q_{gc} = \epsilon C_{min} (T_{ref} - T_{air}) \quad (7)$$

$$Q_{eva} = \epsilon C_{min} (T_{air} - T_{ref}) \quad (8)$$

$Q_{slhx}$  는 다음식에서 계산할 수 있다.

$$NTU = \frac{UA_{slhx,l}}{C_{min}} \quad (9)$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(NTU(1 - C_r))}{1 + C_r \exp[-(NTU(1 - C_r))]} \quad (10)$$

$$Q_{slhx} = \epsilon C_{min} (T_{ref,h} - T_{ref,l}) \quad (11)$$

2.1.2 동적모델

덕트로 유입되는 동적냉방용량변화량  $\Delta Q_{ac}$  는 정적 모델에서 계산된  $\Delta Q_{eva}$  를 사용하여 계산할 수 있으며 다음식과 같이 가정하였다.<sup>11)</sup>

$$\frac{\Delta Q_{ac}}{\Delta Q_{eva}} = \frac{e^{-5s}}{10s + 1} \quad (12)$$

압축기의 기동과 정지에 따른 고압측 압력변화  $\Delta P_h$  는 다음식에서 계산할 수 있으며

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta S_{comp}} = \frac{\Delta P_h e^{-5s}}{\tau s + 1} \quad (13)$$

여기서  $\tau$ 는 압축기 기동시와 정지시를 구분하여 30초, 180초로 각각 가정하였다. 전자팽창밸브의 위치변화  $\Delta S_{evv}$  에 따른 고압측 압력변화  $\Delta P_2$ 는 다음과 같이 가정할 수 있고

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta S_{evv}} = \frac{0.25e^{-3s}}{5s + 1} \quad (14)$$

실외팬의  $\Delta S_{out, fan}$ 과 실내팬의  $\Delta S_{in, fan}$ 에 대한 고압측 압력변화  $\Delta P_3$ ,  $\Delta P_4$ 는 다음과 같이 가정할 수 있으며

$$\frac{\Delta P_3}{\Delta S_{out, fan}} = \frac{0.5e^{-3s}}{4s + 1} \quad (15)$$

$$\frac{\Delta P_4}{\Delta S_{in, fan}} = \frac{1.2e^{-3s}}{5s + 1} \quad (16)$$

따라서 압축기, 전자팽창밸브, 실내팬, 실외팬의 위치변화에 따른 고압측 압력 총변화  $\Delta P_{total}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (17)$$

### 2.2 덕트

덕트내 공기의  $\Delta m_{duct}$ 와  $\Delta Q_{duct}$ 는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\frac{\Delta m_{duct}}{\Delta S_{in, fan}} = \frac{0.03e^{-5s}}{10s + 1} \quad (18)$$

$$\frac{\Delta Q_{duct}}{\Delta Q_{ac}} = \frac{e^{-5s}}{20s + 1} \quad (19)$$

### 2.3 실내

실내로 유입되는 유입열의 총합  $\Delta Q_{total}$ 은 냉방기에서 덕트를 통해 전달되는 냉방량  $\Delta Q_{duct}$ , 일사에 의해 침투되는 침입열  $\Delta Q_a$ , 실내외 온도차에 의해 전달되는 전달열  $\Delta Q_b$ , 실내에서 발생된 발생열  $\Delta Q_c$ , 환기에 의해 투입되는 환기열  $\Delta Q_d$  등으로 구성되어 있으며, 유입열에 의한 실내온도변화

$\Delta T_{in}$ 은 다음식에서 계산할 수 있다.<sup>6)</sup>

$$\Delta Q_{total} = \Delta Q_{duct} + \Delta Q_a + \Delta Q_b + \Delta Q_c + \Delta Q_d \quad (20)$$

$$\Delta T_{in} = \frac{\Delta Q_{total}}{m_{in, air} C_{air}} \quad (21)$$

## 3. 냉방기 특성

일반 냉매와 달리 고압측 냉매가 초임계상태에서 운전되는 자동차 CO<sub>2</sub>냉방기의 고압측 특성을 파악하기 위하여  $T_{out}$ 은 32, 35, 38°C,  $T_{in}$ 은 20, 25, 30°C, rpm은 1000, 1500, 2000, 2500rpm 중 각각 한 개씩을 선정한 후, 각 조건마다  $S_{evv}$ 를 340에서 200으로 10스텝씩 감소시켜 고압측 압력을 증가시키면서 COP가 최대가 되는 최대COP고압을 구하였으며<sup>12)</sup> 그 결과 중 일부를 Fig. 3과 Fig. 4에 보여주고 있다. Fig. 3은 rpm이 1000rpm일 경우  $T_{out}$ 변화에 따른  $T_{in}$  20, 25, 30°C의 최대COP고압 곡선을 보여주며 Fig. 4에는 rpm이 2500rpm인 경우에 대한 결과를 보여준다. 그림에서 보듯이 최대COP고압과 최대COP고압 변화량은  $T_{out}$ 의 증가에 따라 증가되고  $T_{in}$ 의 증가와 rpm의 증가에 따라 감소됨을 알 수 있었으며 최대COP고압 설정을 위한 변수로  $T_{out}$ 뿐만 아니라  $T_{in}$ , rpm도 주요한 변수임을 확인하였다.

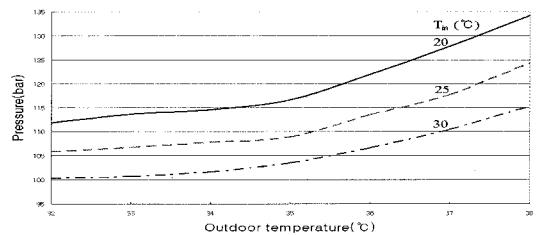


Fig. 3 Maximum COP high-side pressure (1000rpm)

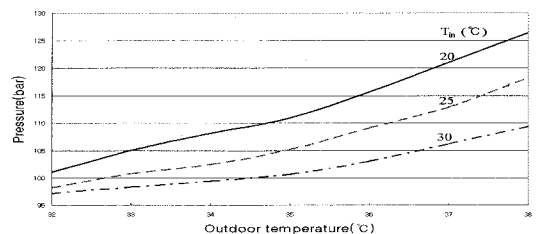


Fig. 4 Maximum COP high-side pressure (2500rpm)

시스템 고압측 압력변화에 따른 냉방용량과 COP 변화를 확인하기 위해  $T_{in}$  20°C,  $T_{out}$  32°C, rpm 1500rpm의 시뮬레이션 결과를 Fig. 5에 도시하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 시스템 COP가 최대가 되는 최대COP고압과 냉방용량이 최대가 되는 최대냉방용량고압이 서로 다르게 존재함을 알 수 있으며 운전조건을 달리하여 시뮬레이션 한 결과 최대냉방용량고압이 최대COP고압에 비해 약 20±5% 정도 높게 형성됨을 알 수 있었다. 따라서 시스템 운전 시 보다 큰 냉방용량이 요구될 경우 고압설정압력을 최대 COP고압보다 높게 설정하여 COP는 다소 낮아지지만 냉방용량은 상대적으로 크게 제공되어 실내부하를 보다 빨리 제거할 필요가 있을 때 사용할 수 있음을 알 수 있었다.

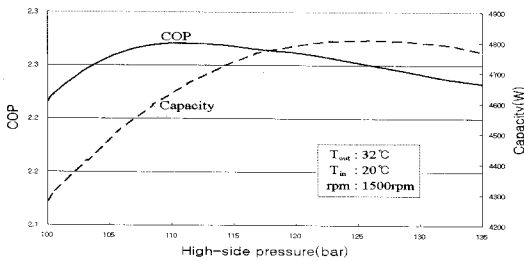


Fig. 5 COP and cooling capacity

### 4. 지능제어알고리즘

자동차 CO<sub>2</sub>냉방기의 효과적인 운전을 위해 시스템고압을 제어하는 시스템고압 제어알고리즘과 자동차 실내온도를 제어하는 실내온도 제어알고리즘을 개발하였다.

#### 4.1 시스템고압 제어알고리즘

시스템고압을 제어하기 위하여 Fig. 6과 같이 고압설정알고리즘, 고압재설정알고리즘, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 구성된 시스템고압 제어알고

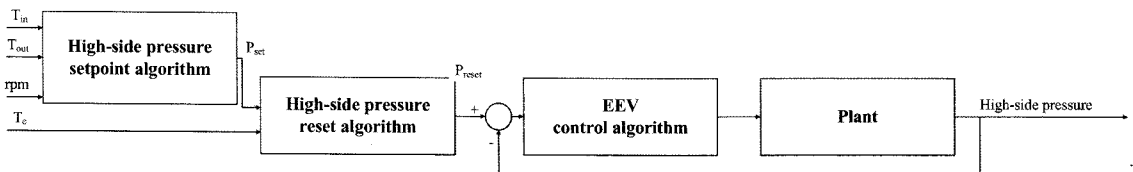


Fig. 6 System high-side pressure control algorithm

리즘을 개발하였다. 그림에서 보듯이 고압설정알고리즘으로 최대COP고압인  $P_{set}$ 을 산출한 후 고압재설정알고리즘을 사용하여 시스템고압을 재설정고압  $P_{reset}$ 으로 재설정하였으며 시스템고압이  $P_{reset}$ 으로 유지되도록 전자팽창밸브 제어알고리즘을 사용하여 전자팽창밸브를 제어하였다.

최대COP고압을 산출할 수 있는 고압설정알고리즘은 Fig. 7과 같이  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ , rpm을 정규화하여<sup>13)</sup> 입력변수로 사용한 3×8×1 구조의 다층신경망으로 구성되어 있다. 입력층, 은닉층, 출력층의 활성화함수로 탄젠트 시그모이드함수, 로그 시그모이드함수, 선형함수를 사용하였고 학습알고리즘으로 역전파알고리즘을 사용하였다. 신경망을 학습시키기 위해 20, 22.5, 25, 27.5, 30°C의  $T_{in}$ , 32, 33.5, 35, 36.5, 38°C의  $T_{out}$ , 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2250, 2500rpm의 rpm 중 각각 하나씩 선정하여 시뮬레이션을 수행한 후 그 결과를 정규화 시켜 보정한 후 입력데이터로 사용하였으며 평균허용오차를 0.5 bar로 하였

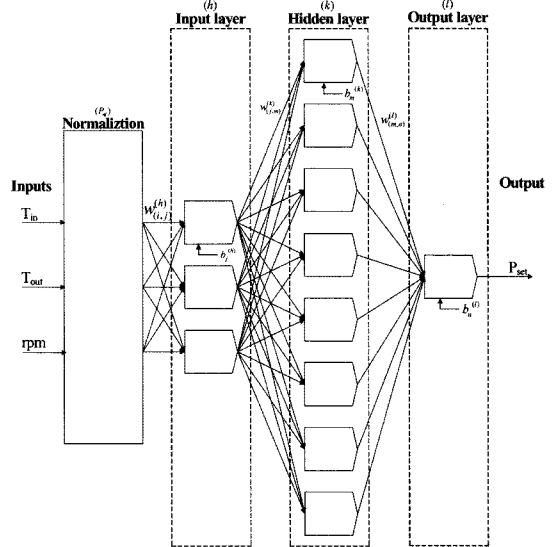


Fig. 7 Neural network architecture

Table 1 Weights and biases for input layer

$j$	$w_{(1,j)}^{(h)}$	$w_{(2,j)}^{(h)}$	$w_{(3,j)}^{(h)}$	$b_j^{(h)}$
1	-0.3138	0.4711	-0.1010	0.1923
2	0.5171	-1.9865	0.0143	-2.2315
3	0.6126	-14.0761	0.4860	23.2250

Table 2 Weights and biases for hidden layer

$m$	$w_{(1,m)}^{(k)}$	$w_{(2,m)}^{(k)}$	$w_{(3,m)}^{(k)}$	$b_m^{(k)}$
1	-9.7	291.9	-68.0	365.6585
2	-2.9	-72.3	-47.9	-20.4108
3	-16.0	-82.4	-3.3	-11.6685
4	-2.6	-1.5	-11.6	16.0957
5	423.7	99.0	-143.7	-131.1068
6	3.0	71.4	50.5	16.9938
7	-24.5	7.4	1.1	-1.7769
8	10.1	-1448.1	-776.9	-676.3994

Table 3 Weights and bias for output layer

$n$	$w_{(1,n)}^{(l)}$	$w_{(2,n)}^{(l)}$	$w_{(3,n)}^{(l)}$	$w_{(4,n)}^{(l)}$	
1	2.3329	-28.4363	1.1873	-227.8370	
$n$	$w_{(5,n)}^{(l)}$	$w_{(6,n)}^{(l)}$	$w_{(7,n)}^{(l)}$	$w_{(8,n)}^{(l)}$	$b_n^{(l)}$
1	0.4534	-28.7635	-0.2309	1.1957	251.7701

고 학습결과로부터 얻은 연결강도와 바이어스를 Table 1, 2, 3에 수록하였다.

고압설정알고리즘으로부터 산출된  $P_{set}$ 은 효율만을 고려하였으나 효율과 동시에 냉방능력을 고려한 운전이 요구되는 경우 냉방능력도 고려하여 시스템고압을 재설정하는 것이 요구되며 이를 위해 고압재설정알고리즘을 개발하였다. 시스템고압을 재설정하는 고압설정알고리즘은  $P_{set}$ 과, 실내온도와 설정온도차  $T_e$ 를 입력으로 하고  $P_{reset}$ 을 출력하는 퍼지 알고리즘으로<sup>10)</sup> 구성되어 있다. 퍼지 알고리즘의 추론 방법으로 최소최대법을 사용하였으며 역퍼지화 방법으로 무게중심법을 사용하였다. Fig. 8, 9, 10에는 입력과 출력에 사용된 멤버십을 보여주며 Table 4에는 사용된 룰베이스를 보여준다.

재설정된  $P_{reset}$ 으로 시스템고압을 제어하기 위하여 전자팽창밸브 제어알고리즘을 개발하였으며 설정압력과 측정압력의 차인  $P_e$ 를 입력으로 한 비례이득이 3인 비례 제어알고리즘을 사용하였다.

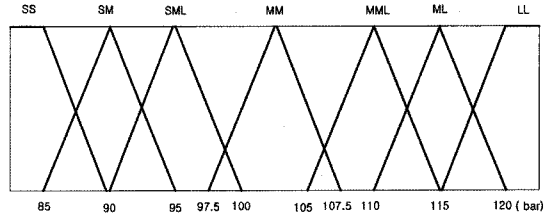


Fig. 8 Membership for  $P_{set}$

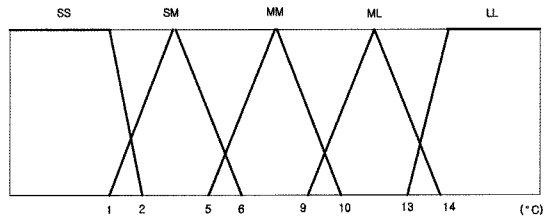


Fig. 9 Membership for  $T_e$

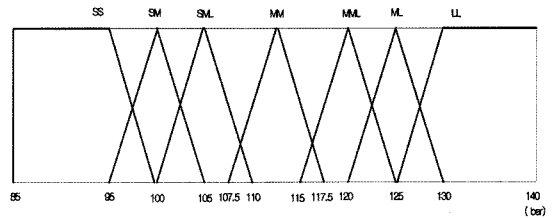


Fig. 10 Membership for  $P_{reset}$

Table 4 Rule base for  $P_{reset}$

$P_{reset}$	$P_{set}$							
	SS	SM	SML	MM	MML	ML	LL	
$T_e$	SS	SS	SM	SM	SML	MM	MM	MML
	SM	SM	SM	SML	SML	MM	MML	MML
	MM	SM	SML	SML	MM	MML	MML	ML
	ML	SML	SML	MM	MM	MML	ML	LL
	LL	MM	MM	MML	ML	MML	ML	LL

### 4.2 실내온도 제어알고리즘

자동차 실내온도 제어를 위해 압축기 제어알고리즘과 실내팬 제어알고리즘으로 구성된 실내온도 제어알고리즘을 개발하였다. 압축기의 단속제어를 위한 압축기 제어알고리즘은  $T_e$ 를 입력으로 한 비례적분 제어알고리즘으로 구성되어 있으며 비례이득과 적분이득으로 2와 0.0001, 데드밴드로  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ , 제어주기로 10초를 사용하였다.

실내팬의 단수 제어를 위한 실내팬 제어알고리즘은  $T_e$  와  $T_e$  의 변화율  $\Delta T_e$  를 입력으로 하고 실내팬 단수  $S_{fan}$  을 출력으로 하는 퍼지 알고리즘으로 구성되어 있으며 추론 방법으로 최소최대법을 사용하였고 역퍼지화 방법으로 무게중심법을 사용하였다. Fig. 11, 12, 13에는 입력과 출력으로 사용된 멤버쉽을 보여주고 Table 5에는 사용된 룰 베이스를 보여준다.

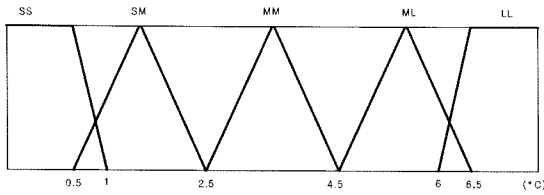


Fig. 11 Membership for  $T_e$

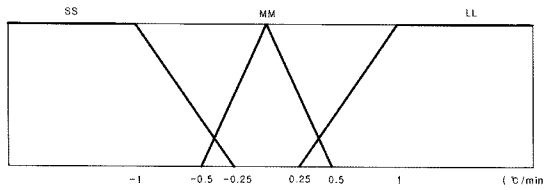


Fig. 12 Membership for  $\Delta T_e$

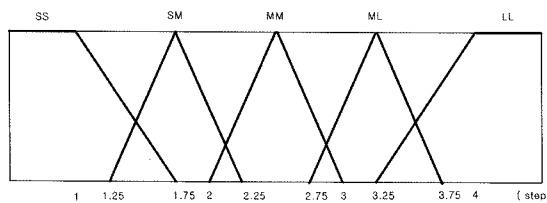


Fig. 13 Membership for  $S_{fan}$

Table 5 Rule base for  $S_{fan}$

$S_{fan}$		$T_e$				
		SS	SM	MM	ML	LL
$\Delta T_e$	SS	SS	SM	MM	ML	LL
	MM	SS	SM	MM	ML	LL
	LL	SS	SS	SM	MM	LL

### 5. 제어알고리즘의 성능평가

고압설정알고리즘에서 산출된 최대COP고압의 정확도를 확인하기 위하여  $T_{out}$ 이 32~38°C,  $T_{in}$ 이

20, 25, 30°C,  $rpm$ 이 1500rpm의 경우에 대하여 시뮬레이션을 실시한 후 그 결과를 입력데이터와 비교하여 Fig. 14에 나타내었다. 그림에서 보듯이 고압설정알고리즘에서 계산된 최대COP고압은 입력데이터와 비교하여  $T_{in}$ 이 20, 25, 30°C에서 평균 0.34, 0.43, 0.38bar의 오차가 있어 평균허용오차 이내에 있으므로 개발된 고압설정알고리즘을 최대COP고압 계산에 적용할 수 있음을 확인하였다.

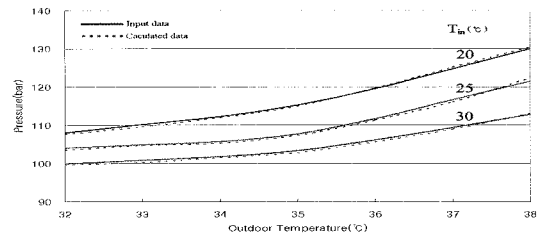


Fig. 14 Maximum COP high-side pressure(1500rpm)

제어알고리즘의 성능을 확인하기 위해 표준조건, 저온조건, 고온조건을 사용하여 자동차냉방시스템의 제어성능을 평가하였다.

Test 1과 Test 2에서는 표준조건인 실외온도 35°C, 실내설정온도 27°C와 압축기회전수 2000rpm을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시스템 제어를 위해 Test 1에서는 개발된 제어알고리즘 중 고압제설정알고리즘을 제외한 모든 알고리즘을 사용하였고, Test 2에서는 개발된 제어알고리즘 모두를 사용하였다. Fig. 15와 Fig. 16에는 Test 1의 결과를 Fig. 17과 Fig. 18에는 Test 2의 결과를 보여준다. 그림에서 보듯이 Test 1과 Test 2의 경우 모두 시스템고압 제어알고리즘에 의해 시스템고압이 전자팽창밸브에 의해 설정된 고압값으로 적절히 제어되었고, 실내온도 제어알고리즘에 의해 실내온도가 실내팬과 압축기에 의해 설정된 실내온도로 적절히 제어되었으며 그때의 전자팽창밸브, 압축기, 실내팬도 과도한 움직임이 없이 안정되게 제어되었다. 그러나 Test 2의 경우 고압제설정알고리즘을 사용함으로써 Test 1에 비해 정상상태 COP가 2.510에서 2.502로 다소 감소되었으나 냉방능력의 증가로 압축기 가동률이 59.77%에서 58.85%로 다소 감소되었고 실내설정온도 도달시간이 418초에서 385초로 34초 감소되었으며 실내팬 1단 사용 시작시간이 304초에서 287초로

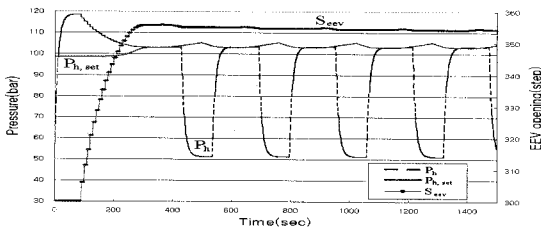


Fig. 15 High-side pressure and EEV opening (Test 1)

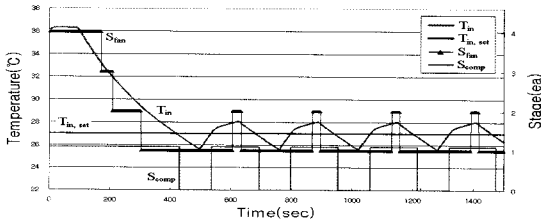


Fig. 16 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 1)

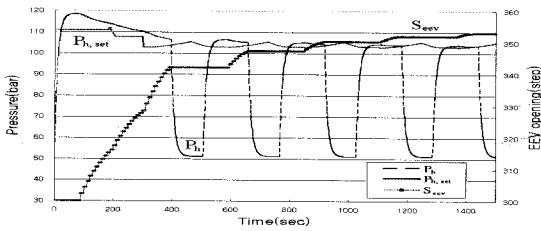


Fig. 17 High-side pressure and EEV opening (Test 2)

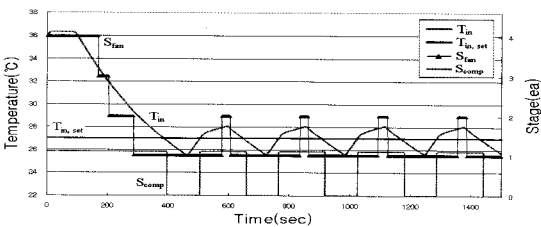


Fig. 18 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 2)

18초 감소되었음을 알 수 있었다.

Test 3과 Test 4에서는 저온조건인 실외온도 29°C, 실내설정온도 27°C와 압축기회전수 2000rpm을 사용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 시스템 제어를 위해 Test 3에서는 Test 1과 같은 제어알고리즘을 사용하였고, Test 4에서는 Test 2와 같은 제어알고리즘을 사용하였으며 Fig. 19와 Fig. 20에는 Test 3의 결과를 Fig. 21과 Fig. 22에는 Test 4의 결과를 보여준다.

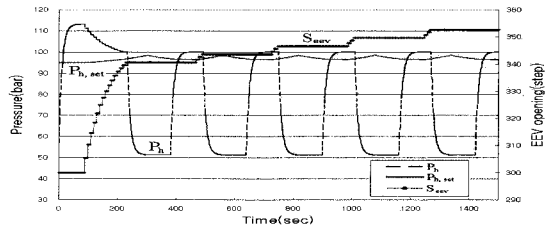


Fig. 19 High-side pressure and EEV opening (Test 3)

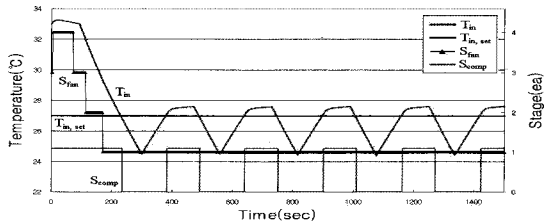


Fig. 20 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 3)

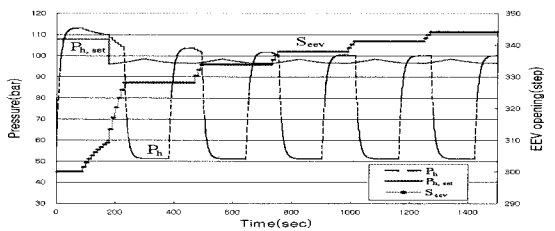


Fig. 21 High-side pressure and EEV opening (Test 4)

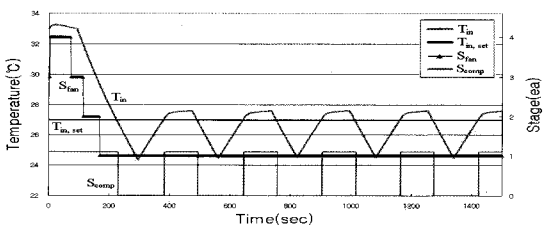


Fig. 22 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 4)

그림에서 보듯이 Test 3과 Test 4의 경우 모두 시스템고압과 실내온도가 전자팽창밸브, 압축기, 실내팬의 과도한 움직임이 없이 설정값으로 안정되게 제어되었다. 그러나 Test 4의 경우 사용된 고압채설정알고리즘으로 인해 Test 3에 비해 COP가 2.592에서 2.556으로, 압축기 가동률이 43.08%에서 42.15%로, 실내설정온도 도달시간이 229초에서 224초로, 실내팬 1단 사용 시작시간이 170초에서 168초로 감



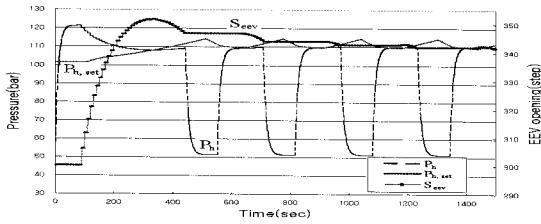


Fig. 23 High-side pressure and EEV opening (Test 5)

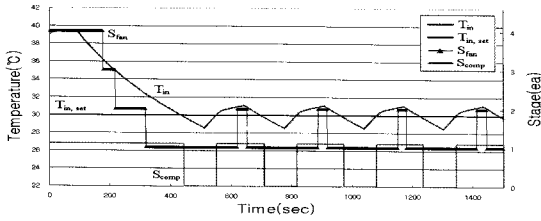


Fig. 24 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 5)

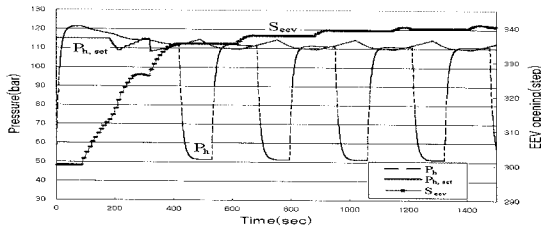


Fig. 25 High-side pressure and EEV opening (Test 6)

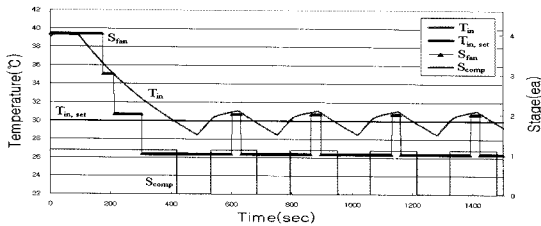


Fig. 26 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 6)

소되어 표준조건에서 얻은 결과와 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

Test 5와 Test 6에서는 고온조건인 실외온도 38°C, 실내설정온도 30°C와 압축기회전수 2000rpm을 사용하여 시뮬레이션을 실시하였다. 시스템 제어를 위해 Test 5에서는 Test 1과 같은 제어알고리즘을 사용하였고 Test 6에서는 Test 2와 같은 제어알고리즘을 사용하였다. Fig. 23과 Fig. 24에는 Test 5의 결과

를 Fig. 25와 Fig. 26에는 Test 6의 결과를 보여준다. 그림에서 보듯이 Test 5와 Test 6의 경우 모두 시스템고압과 실내온도가 전자팽창밸브, 압축기, 실내팬의 과도한 움직임이 없이 설정값으로 안정되게 제어 되었다. 그러나 Test 6의 경우 Test 5에 비해 COP가 2.560에서 2.555로, 압축기 가동률이 41.29%에서 39.86%로, 실내설정온도 도달시간이 432초에서 408초로, 실내팬 1단 사용 시작시간이 318초에서 304초로 감소되어 표준조건에서 얻은 결과와 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

## 6. 결론

냉방기, 덕트, 실내로 구성된 자동차냉방시스템의 동적모델을 개발하였으며 시스템고압 제어알고리즘, 실내온도 제어알고리즘으로 구성된 자동차냉방시스템의 제어알고리즘을 개발하였다.

시스템고압 제어알고리즘은 고압설정알고리즘, 고압재설정알고리즘, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 구성되어 있다. 고압설정알고리즘으로  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ , rpm을 입력으로 하고 최대COP고압을 출력으로 하는 3×8×1 구조의 다층신경망을 사용하였고, 고압재설정알고리즘으로 최대COP고압과  $T_e$ 를 입력으로하고  $P_{reset}$ 을 출력으로 하는 퍼지 알고리즘을 사용하였으며, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 시스템고압 에러를 입력으로 한 비례 제어알고리즘을 사용하여 전자팽창밸브를 제어하였다. 실내온도 제어알고리즘은 압축기 제어알고리즘과 실내팬 제어알고리즘으로 구성되어 있다. 압축기 제어알고리즘으로 데드밴드를 이용한 비례적분 제어알고리즘을 사용하였고, 실내팬 제어알고리즘으로  $T_e$ 와  $\Delta T_e$ 를 입력으로 하고  $S_{fan}$ 를 출력으로 하는 퍼지 제어알고리즘을 사용하였다.

개발된 동적모델과 제어알고리즘을 사용하여 프로그램을 개발한 후 표준조건, 저온조건, 고온조건에 대한 각종 알고리즘의 제어성능을 시뮬레이션하여 분석한 결과 개발된 동적모델을 제어알고리즘 개발에 효과적으로 사용할 수 있으며 또한 개발된 제어알고리즘도 자동차 CO<sub>2</sub>냉방시스템 제어에 효과적으로 적용할 수 있음을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 자동차기반기술개발사업의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## References

- 1) G. Lorentzen and J. Pettersen, "A New Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-conditioning," *Int. J. of Refrigeration*, Vol.16, No.1, pp.4-12, 1993.
- 2) R. Rieberer, M. Gassler and H. Halozan, "Control of CO<sub>2</sub> Heat Pumps," Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, 2000.
- 3) D. Robinson and E. Groll, "Heat Transfer Analysis of Air-to-carbon Dioxide Two-phase Heat Absorption and Supercritical Heat Rejection," *Int. J. of HVAC & R Reserach*, Vol.4, No.4, 1998.
- 4) B. Cutler and Y. H. Hwang "Comparison of Automotive Air-conditioning with CO<sub>2</sub> and R134a," Center of Environmental Energy Engineering, Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, 2000.
- 5) T. Hirao, H. Mizukami, M. Takeuchi and M. Taniguchi "Development of Air-conditioning System using CO<sub>2</sub> for Automobile," Mitsubishi Heavy Industries, Nagoya R&D Center, 2000.
- 6) D. Han and J. Jung, "Effective Dynamic Models of a CO<sub>2</sub> Automotive Air-conditioning System for the Control Algorithm Development," *Proceedings of SAREK*, pp.813-818, 2004.
- 7) D. Han and J. Won, "Development of Carbon Dioxide Mobile A/C System," Report of Ministry of Commerce, Industry and Energy, 2003.
- 8) B. Munson and D. Young, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons, New York, pp.827-836, 1997.
- 9) F. Incropera and D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, New York, pp.656-676, 1999.
- 10) M. Ginnaola and J. Yin, "Contribution of Heat Exchangers in Improved Performance of New Generation Automotive Air-conditioning System with R-744," *ASHRAE Transactions*, Vol.109, Pt. 1, 2003.
- 11) C. Park, D. R. Clark and G. E. Kelly, *HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program : Building Loads Calculation*, NBSIR 86-3331, pp.14-24, 1986.
- 12) D. Han and J. Jung, "High-side Pressure Set-point Algorithm of a CO<sub>2</sub> Automotive Air-conditioning System by using Fuzzy Logics," *Proceedings of SAREK*, pp.481-486, 2004.
- 13) D. Han and J. Hwang, "The Partial Fault Detection of an Air-conditioning System by the Neural Network Algorithm Using Normalized Input Data," *Korean Journal of the SAREK*, Vol.15, No.3, pp.159-165, 2003.