

## 탄화수소계(R290/R600a) 혼합냉매를 적용한 왕복동형 압축기 성능 해석

Performance analysis of the reciprocating compressor  
with hydrocarbon refrigerant mixtures, R290/R600a

김 증 현\*, 정 연 구\*, 박 경 우\*\*, 박 희 용\*\*\*  
J. H. Kim, Y. G. Chung, K. W. Park, H. Y. Pak

**Key words** : Hermetic reciprocating compressor(밀폐형 왕복동 압축기), Performance analysis(성능해석), Hydrocarbon refrigerant(탄화수소계 냉매), Control volume(검사체적)

### ABSTRACT

A performance analysis simulation program that can be applied to a hermetic reciprocating compressor with various refrigerants has been developed. For the numerical analysis, the passage of refrigerant in compressor is subdivided into control volumes. Instead of the ideal gas assumption, CSD equation of state is applied to calculate the thermodynamic properties of refrigerants. To verify the validity of developed program, the result has been compared with the experimental data served by the compressor supplier. The performance of each refrigerant and the possibility of direct application are estimated by applying R12, 134a, R290, R600a and R290/R600a mixture to an existing compressor. Also, parametric study for various crank rotating speeds and the mole fractions of refrigerant has been performed.

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$A_0$  : 유로의 기하학적 단면적 [ $m^2$ ]

$B_{ve}$  : 힘면적 [ $m^2$ ]

$C_d$  : 유량계수

$c_e$  : 유효감쇠

$D$  : 지름 [ $m$ ]

$h$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]

$k$  : 열전도 계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$k_1$  : 스프링 상수 [ $N/m$ ]

$P$  : 압력 [ $N/m^2$ ]

Pr : Prandtl수, [ $\mu/\rho \cdot \alpha$ ]

$Q$  : 열전달량 [ $J$ ]

$q$  : 열전달율 [ $W$ ]

Re : Reynolds수, 식 (9)

$R_k$  : 크랭크 반지름 [ $m$ ]

$T$  : 온도 [ $K$ ]

$V$  : 체적 [ $m^3$ ]

$v$  : 비체적 [ $m^3/kg$ ]

$W$  : 일량, 손실량 [ $W$ ]

$W_f$  : 마찰일 [ $J$ ]

\* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, LG산전 빌딩시스템연구소

\*\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학부

- $y_l$  : 밸브 스톱높이 [m]  
 $y_{ve}$  : 밸브의 변위 [m]

### 그리스 문자

- $\zeta$  : 유효 감쇠계수  
 $\eta$  : 효율 [%]  
 $\mu$  : 점성계수 [kg/m · s]  
 $\nu$  : 속도 [m/s]  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\omega$  : 각속도 [rad/s]

### 상첨자

- $i_s$  : 등엔트로피 과정

### 하첨자

- $c$  : 실린더  
 $et$  : 실린더외의 검사체적  
 $f$  : 마찰  
 $i$  : 흡입  
 $o$  : 토출

## 1. 서론

기존의 CFC계열의 냉매 중 R12는 열역학적 특성이 우수하고 화학적 안정성, 비가연성, 무독성 등의 특성으로 인해 저온용 냉동기, 세정제, 발포제 등의 용도로 널리 사용되어 왔다. 그러나 Molina와 Rowland<sup>(1)</sup>가 처음으로 CFC계열 냉매의 오존층 파괴 문제에 대해 언급한 후 환경 문제에 대한 관심이 높아졌으며 몬트리올 의정서 및 개정안 등을 통해 전세계적으로 CFC계열 냉매의 생산 및 사용을 강제적으로 규제해 나가고 있다. 따라서 이러한 규제에 효과적으로 대처할 수 있는 대체 물질의 개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

이러한 대체냉매는 기존냉매의 장점뿐만 아니라 환경 친화적이면서 현재의 제조 설비 및 시스템의 설계 변경 없이 냉매량의 조정만으로 즉시 적용할 수 있는 특성이 요구된다.

지금까지 R12를 대체할 물질로는 R134a 와 탄화수소계 냉매가 가장 널리 검토되고 있다. 그러나 R134a의 오존파괴지수(ODP)는 0이지만, 지구온난화지수(GWP)가 1200 (CO<sub>2</sub>=1, 100 year)이므로 총 상당온난효과(TEWI)면에서 환경 친화적이지 못하다. 또한 압축기의 윤활유를 광유에서 특수 Ester계 합성유로 변경해야 하므로 이로 인한 제조 원가가 상승하는 단점이 있다.

반면 탄화수소계열의 냉매 중 R290과 R600a는 ODP가 0이고, GWP가 3으로 현재 검토되는 냉매 중 환경 문제에 가장 적합하며 열역학적 특성도 우수할 뿐만 아니라, 기존 압축기용 윤활유인 광유와 친화성이 좋아 그대로 사용할 수 있는 장점으로 인하여 대체냉매로 가장 널리 적용, 검토 중에 있다. 그러나 가연성이 있다는 단점이 있다.<sup>(2)</sup> 하지만 일반적으로 탄화수소계 냉매의 봉입량(R290 및 R600a의 경우 CFC/HCFC계 냉매 대비 30~50%)은 기존 냉매에 비해 상당히 적고 적절한 첨가제 개발로 인화점을 높임으로서 폭발 가능성이 매우 낮은 것으로 간주하고 있다.<sup>(3)</sup>

이미 독일 등 유럽 국가에서는 가정용 소형냉장고에 탄화수소계 냉매를 사용하는 시스템으로 완전히 대체되고 있으며, 열 펌프, 자동차용 에어컨, 냉동저장고 등으로의 확대 적용에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.

지금까지의 연구결과에 의하면 R290(propane)은 R12에 비하여 체적 냉동능력은 우수하나 응축부 증기압 특성이 매우 높아 압축기를 비롯한 냉동기기의 전체적인 설계 변경이 불가피하게 되며, R600a(iso-butane)는 체적 냉동능력이 떨어져 기존 R12 수준의 냉동능력을 위해서는 압축 배기량을 70~80% 정도 증가 시켜야 하는 문제점이 있다. 반면 혼합 냉매(R290/R600a)의 경우에는 적절한 조성비 선택을 통해 R12를 사용하는 것과 비교하여 동등 이상의 성능을 얻을 수 있다.

기존의 냉동기에 대체 냉매를 적용하기 위해서는 적절한 윤활유의 선정, 압축기의 행정 체적, 수액기의 크기와 팽창 장치의 사양 결정 및 냉매 봉입량의 최적화 등 선결해야 할 문제가 많지만, 구성요소 중 냉동시스템의 전체 에너지 소비의 약 90%를 차지하는 압축기에 대한 보다 정확한 해석이 선행되어야 한다.

냉동시스템에 적용되는 압축기의 대부분은 왕

복동(reciprocating type)압축기로서 왕복동압축기의 성능향상을 위한 연구는 지금까지 꾸준히 진행되고 있다. 왕복동압축기 성능해석을 위한 연구는 1970년대 이후부터 시뮬레이션을 보다 정확하게 수행하기 위한 수학적 모델링에 관한 연구가 대부분인데, 이 중 Soedel<sup>(4)</sup>은 실린더 내의 압축과 재팽창 행정을 단순히 폴리트로픽 과정으로 간주하여 실린더 내부의 가스 상태량의 변화를 예측하기 위한 수학적 모델링 방법과 실험 방법 등을 제시하였다. Prakash 등<sup>(5)</sup>은 냉매 가스를 이상 기체로 가정하고 열역학 제 1법칙을 적용하여 실린더 내 냉매 가스의 상태 변화를 예측할 수 있는 모델링 방법을 제시하였으며 실린더 벽과 냉매 사이의 열전달은 Adair 등<sup>(6)</sup>이 제시한 관계식을 사용하였다. 그리고 Chong 등<sup>(7)</sup>은 밸브를 통한 가스 유입을 무시하고 유동을 층류로 가정하여 유한차분법으로 연속방정식 및 운동량방정식을 해석하였으며, Rigola 등<sup>(8)</sup>은 검사체적공식으로 지배 방정식을 이산화 하여 밀폐형 왕복동 압축기를 해석하고 5가지의 변수를 선택하여 압축기의 성능에 각 변수가 미치는 영향을 검토하였다. 국내에서는 박일환 등<sup>(9)</sup>은 흡입 압력실과 토출 압력실의 압력이 일정하게 유지된 상태에서 실린더를 중심으로 성능 해석 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 김정우<sup>(10)</sup>는 단일냉매인 R12, R134a, R600a 각각에 대해 이상기체 상태방정식에서 기체상수 값을 변경해 주는 방법으로 냉매의 물성치를 계산하고 왕복동 압축기에 적용, 열역학적 해석과 기구학적 해석을 수행함으로써 대체 냉매용 압축기 개발의 기초설계자료를 제시하였다.

대체 냉매를 적용하기 위한 연구도 활발히 진행되고 있다. Ooi 등<sup>(11)</sup>이 냉매를 실제기체로 간주하여 압축기를 해석하고 CFC계열과 Non-CFC 계열 냉매를 적용하여 성능을 비교하였으며, Hua 등<sup>(12)</sup>은 R12의 대체냉매로서 비공비 혼합냉매 적용에 대한 실험을 통해 적용 가능성에 대해 언급하였다. 또한 Xie 등<sup>(13)</sup>은 R12의 대체 냉매로 HFC152a/HCFC22의 혼합물이 사용될 경우 냉동 압축기의 성능 및 효율에 대해 조사하였다. Cavallini 등<sup>(14)</sup>은 R600a와 R134a를 적용하여 압축기의 각 부분을 6개로 나누어 정상상태에서의 열전달을 해석하여 비교하였다. 또한 Lampugnani 등<sup>(15)</sup>은 R502와 R22의 대체 물질로 R290을 적용

하는 연구를 하였다.

그러나 이상의 연구들은 주로 단일냉매에 대해서만 이뤄졌으며 냉매를 이상기체로 가정하여 해석하거나 압축기의 전체적인 모델링이 아니라 실린더에 국한되어 해석한 경우가 대부분이다.

따라서 이 연구에서는 소형냉동기에 널리 사용되고 있는 저용량 밀폐형 왕복동압축기를 선정하여 탄화수소계 냉매에 대한 성능을 여러 가지 변수에 대하여 수치적으로 규명하고자 하였다. 이를 위하여 검사체적법(control volume method)을 사용하였으며, 냉매물성치는 실제기체 상태방정식인 CSD식을 사용하였다. 그리고 R12, R134a, 탄화수소계 냉매 중 R290, R600a 그리고 R290과 R600a를 혼합한 냉매를 적용하였을 때 이들이 압축기의 성능에 미치는 영향을 규명하였다. 냉매질량유량 계산을 통하여 압축기 설계 변경 없이 냉매봉입량 조정만으로 탄화수소계 냉매를 직접 적용할 수 있는지의 여부 및 적용시 고려할 제반 사항에 대한 기초 자료를 제시하고자 하였다.

## 2. 왕복동 압축기 모델링

이 연구에서는 탄화수소계 냉매를 사용한 스키치 요크형 왕복동압축기의 성능을 수치적으로 규명하고자 하였다. 이를 위하여 압축기내에 냉매가 통과하는 부분을 7개의 검사체적(즉, 두개의 흡입 머플러, 흡입 압력실, 실린더, 토출 압력실, 토출 머플러, 토출관)으로 나누어 모델링 하였으며, 이의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

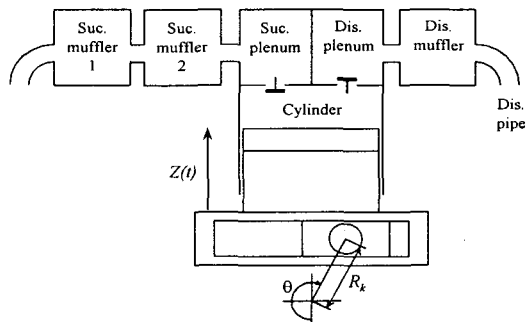


Fig. 1 A schematic of control volume.

2.1 실린더 체적

압축기 성능해석을 위한 가장 기본적인 요소는 실린더 체적으로서, 피스톤의 하사 점을 기준으로 다음의 식으로 계산한다.

$$V_c(t) = V_{cl} + \frac{\pi D_c^2}{4} [2R_k - Z(t)] \quad (1)$$

여기서  $V_{cl}$ 은 간극체적이며,  $Z(t)$ 는 피스톤의 이동거리로서 Fig. 1에 나타난 최대이동 변위( $2R_k$ )와 회전각  $\theta(t) (= \omega t)$ 을 이용하여 구한다.

$$Z(t) = R_k [1 - \cos \theta(t)] \quad (2)$$

2.2 검사 체적의 지배 방정식

각각의 검사 체적에 대해 열역학 제 1법칙 및 질량 보존의 법칙을 적용하면 다음과 같은 지배 방정식을 얻을 수 있다.

열역학적 방정식

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dQ}{dt} - \frac{dW_f}{dt} + \dot{m}_i(h_i - h) - \dot{m}_o(h_o - h)}{m \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v \right]} - \frac{m \frac{dv}{dt} \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_T v \right]}{m \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v \right]} \quad (3)$$

식(3)에서 비체적의 시간에 따른 변화율( $dv/dt$ )은, 시간에 따라 체적이 변하는 실린더 영역과 체적이 일정하게 유지되는 검사체적으로 각각 나누어 계산된다.

$$\frac{dv_c}{dt} = \frac{1}{m_c} \frac{dV_c}{dt} - \frac{V_c}{m_c^2} \frac{dm_c}{dt} \quad \text{at cylinder} \quad (4a)$$

$$\frac{dv_{et}}{dt} = - \frac{V_{et}}{m_{et}^2} \frac{dm_{et}}{dt} \quad \text{except cylinder} \quad (4b)$$

질량유량

각 검사체적간을 통과하는 질량유량( $\dot{m}$ )은 음속( $c$ )을 기준으로 다음과 같이 나누어 계산한다.

$$\dot{m} = \rho_{dn} A \nu = \rho_{dn} C_d A_o \nu \quad \text{for } \nu < c \quad (5)$$

$$\dot{m} = \rho_{dn} A C = \rho_{dn} C_d A_o c \quad \text{for } \nu \geq c$$

또한 이 식은 순간적인 유동을 등엔트로피 유동으로 가정하여 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \rho_{dn} A \sqrt{2(h_{up} - h_{dn}^{is})} \quad (6)$$

여기서 하첨자  $up$ 와  $dn$ 은 각각 상류와 하류를 의미하며  $h_{up} = h_{dn}^{is} + \nu^2/2$ 이다. 그리고 밸브의 질량유량 계산시, 밸브의 운동에 의해 유동면적이 변하므로 유효유동면적이라는 개념을 사용하여야 하는데, 이 연구에서는 김정우<sup>(16)</sup>가 실험을 통해 얻은 유효 유동면적을 사용하였다.

열전달 방정식

식(3)에 나타난 열전달 항( $dQ/dt$ )은 아래의 식을 이용하여 계산된다.

$$\frac{dQ_c}{dt} = h_c A_{ht,c} (T_w - T_c) \quad (7)$$

여기서  $A_{ht,c}$ 는 열전달 면적이고,  $h_c$ 는 열전달 계수로서 다음과 같다.

$$A_{ht,c} = \pi D_c [2R_k - Z(t)] + \frac{\pi D_c^2}{2} \quad (8a)$$

$$h_c = 0.053 \frac{k}{D_e} Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (8b)$$

특히 식(8b)에서, 열전달계수는 Adair 등<sup>(6)</sup>이 왕복동압축기에 냉매의 선회영향을 고려하여 제시한 실험식이며, Reynolds 수, 등가길이( $D_e$ )등은 다음과 같이 정의한다.

$$Re = \frac{\rho_g D_e}{\mu} \cdot \left( \frac{D_e}{2} \omega_g \right) \quad (9)$$

$$D_e = \frac{6 \times \text{Cylinder volume}}{\text{Cylinder surface area}} = \frac{\frac{3}{2} \pi D_c^2 [2R_k - Z(t)]}{\pi D_c [2R_k - Z(t)] + \frac{\pi D_c^2}{2}} \quad (10)$$

여기서  $\rho_g$ 는 냉매 가스의 밀도,  $\omega_g$ 는 냉매 가스의 선회에 의한 특성 각속도다.

$$\omega_g = \omega[1.04 + \cos(2\theta)] \quad \text{for } \frac{\pi}{2} < \theta < \frac{3\pi}{2}$$

$$\omega_g = 2\omega[1.04 + \cos(2\theta)] \quad \text{for } \theta < \frac{\pi}{2}, \theta > \frac{3\pi}{2} \quad (11)$$

**밸브 운동 방정식**

밸브의 운동은 1계 자유도 시스템으로 가정하여 해석하였으며 밸브 이동 변위와 밸브에 작용하는 힘의 관계를 Fig. 2에 개략적으로 나타내었다.

밸브의 운동은 밸브시트(saet)와 밸브스톱(stop)사이에서 운동하는 경우( $y_{ve} < y_t$ )와, 밸브의 끝단이 밸브스톱에 닿은채로 운동하는 경우( $y_{ve} > y_t$ )로 나누어 해석한다.

$$\ddot{y}_{ve} + 2\zeta\omega_1 \dot{y}_{ve} + \omega_1^2 y_{ve} = \frac{F(t)}{m_{ve}} + \omega_1^2 \delta_s$$

for  $y_{ve} < y_t$  (12a)

$$\ddot{y}_{ve} + 2\zeta\omega_2 \dot{y}_{ve} + \omega_2^2 y_{ve} = \frac{F(t)}{m_{ve}} + \omega_1^2 (y_t - \delta_s) + \omega_2^2 y_t$$

for  $y_{ve} > y_t$  (12b)

여기서  $F(t) = B_{ve}\Delta P$ 는 밸브에 작용하는 유효힘이며,  $B_{ve}$ 는 유효힘면적을 그리고  $\Delta P$ 는 밸브시트 전후 압력차이다. 또한  $\delta_s$ 는 밸브의 초기변위이며,  $\zeta$ 는 유효감쇠계수로서 밸브 자체의 구조감쇠계수와 밸브의 유동저항에 의한 감쇠의 합이다.

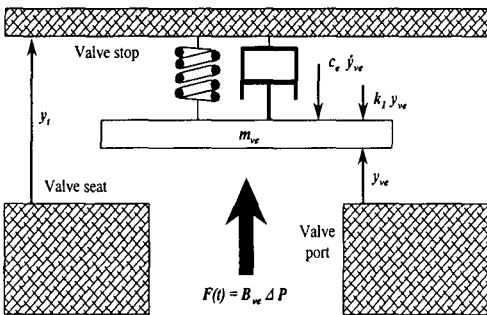


Fig. 2 A schematic of valve system.

**냉매 상태 방정식**

검사 체적 내 냉매의 열역학적 물성치를 계산하기 위해 이 연구에서는 Carnahan과 Starling<sup>(17)</sup>이 분자를 강구(hard sphere)로 가정하여 발표한 방정식을 De Santis<sup>(18)</sup>가 RK<sup>(19)</sup>식의 인력 항을 조합하여 만든 실제 기체 상태 방정식인 CSD식을 사용하였다.

$$\frac{Pv}{RT} = \frac{1 + y + y^2 - y^3}{(1 - y)^3} - \frac{a}{RT(v + b)}, \quad y = \frac{b}{4v} \quad (13)$$

여기서  $a, b$ 는 각 냉매에 대한 상태 계수로서 Gallagher 등<sup>(20)</sup>이 제안한 식(14)와 같은 온도의 함수로 곡선 맞춤(curve fitting) 함으로서 상태 계수를 온도의 함수로 표현한다. 다음과 같으며 R290과 R600a대한 계수 값은 Table 1에 나타내었다.<sup>(20)</sup>

$$a = a_0 \exp(a_1 T + a_2 T^2)$$

$$b = b_0 + b_1 T + b_2 T^2 \quad (14)$$

**3. 수치 해석**

이 연구에서는 탄화수소계 냉매가 왕복동압축기의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 규명하고자 하였다. 이를 위하여 압축기를 7개의 검사체적으로 나누어 해석하였으며 각 검사체적간의 질량유량, 압력 그리고 온도변화 뿐만 아니라 밸브의 운동 등이 서로 영향을 미치므로 모든 지배방정식을 동시에 만족하는 해를 얻어야 한다. 성능 해석을 위한 개략적인 순서를 Fig. 3에 순서도로 나타내었다

Table 1 Values of coefficients, a and b

	R12	R134a	R290	R600a
$a_0$	3560.17	3582.17	2988.27	4197.24
$a_1$	-2.8175E-3	-2.8111E-3	-2.6290E-3	-2.1893E-3
$a_2$	-6.4019E-7	-1.4467E-6	-1.0972E-6	-1.3004E-6
$b_0$	0.15802932	0.14175031	0.1429625	0.18025412
$b_1$	-2.1339E-4	-1.6276E-4	-1.7651E-4	-1.8719E-4
$b_2$	-0.1110E-8	-0.6289E-7	-5.7851E-8	-0.8177E-7

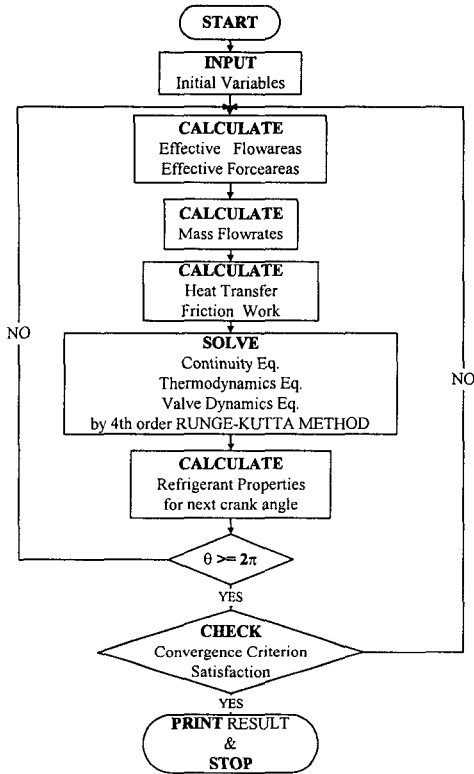


Fig. 3 Flow chart of simulation.

4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 R12, R134a, 탄화수소계 냉매 중 R290, R600a 그리고 R290과 R600a를 혼합한 냉매를 적용하였을 때, 이들이 왕복동압축기의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 규명하였다. 성능해석에 사용된 압축기의 사양 및 운전 조건을 Table 2에 나타내었다.

압축기의 운전조건은 한국공업규격<sup>(22)</sup>의 ‘냉동용 압축기의 정격온도조건(KS B6226)’을 사용하였다. 또한 실린더 벽온도와 각 검사체적의 표면온도는 동일하고 일정하게 유지된다고 가정하였다.

4.1 타당성 검증

이 연구에서 개발한 성능해석 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 실험결과와 비교하였는데, 비교 데이터는 압축기의 제작업체로부터 제공받은 것으로서 냉매는 R12이다. Fig. 4에는 P-V

Table 2 Input data for simulation

DATA	VALUE	UNIT
Geometric data		
▶ Crank radius	9.0	mm
▶ Cylinder diameter	23.0	mm
▶ Clearance volume	0.0874	cc
▶ Suction port diameter	6.2	mm
▶ Discharge port diameter	3.2	mm
▶ Suction pipe diameter	2.8	mm
▶ Discharge pipe diameter	2.80	mm
▶ Suction valve stop height	1.2	mm
▶ Discharge valve stop height	0.6	mm
Suction valve data		
▶ Mass	0.234	g
▶ Thickness	0.203	mm
▶ Natural frequency 1	437.5	Hz
▶ Natural frequency 2	1975.0	Hz
▶ Effective damping coefficient	0.18	-
Discharge valve data		
▶ Mass	0.502	g
▶ Thickness	0.254	mm
▶ Natural frequency 1	480.0	Hz
▶ Natural frequency 2	1400.0	Hz
▶ Effective damping coefficient	0.22	-
Operating condition		
▶ Suction pressure	132.0	kPa
▶ Discharge pressure	1352.0	kPa
▶ Suction temperature	349.0	K
▶ Control volume surface temperature	381.0	K
▶ Crank rotating speed	3500.0	rpm

선도를, Table 3에는 여러 가지 일량을 각각 비교하여 나타내었다. 특히 Table 3에 나타난 바와 같이 지시 일량과 유효 일량은 실험값에 비하여 각각 5.6%, 5.98%의 오차를 나타내었으며 토출 손실은 2.6정도 크게 예측되었다. 수치해석 결과와 비교하였을 때 약간의 오차는 발생하였지만

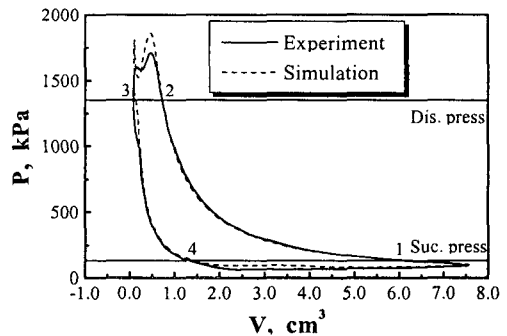


Fig. 4 Comparison of P-V diagram for experiment vs. simulation.

Table 3 Comparison of work and loss for experiment vs. simulation

	Experiment	Simulation	Difference
$W_{ind}$	126.2	119.1	-7.1
$W_i$	18.6	14.8	-3.8
$W_o$	9.0	11.6	+2.6
$W_{eff}$	98.6	92.7	-5.9

잘 일치하고 있으며, 따라서 압축기내에서 사용 냉매의 변화에 따른 성능을 비교하는 데는 무리가 없다고 여겨진다.

## 4.2 제인자의 영향

### 4.2.1 사용 냉매의 영향

기존의 왕복동형 압축기에 여러 가지 냉매, 즉 R12, R134a, R290, R600a 및 OS12a (R290/R600a 일정비율 혼합)를 적용하여 성능 해석한 결과 나타난 P-V선도를 Fig. 5에 도시하였으며, 이때의 일량 및 손실량, 그리고 체적 효율을 Table 4에 나타내었다. Fig. 5에서 보는바와 같이 R290의 작동압력이 가장 높고, R600a가 가장 낮은 압력을 보였으며 OS12a는 기존의 R12, R134a와 유사한 작동 압력을 나타내었다. 작동 압력이 낮다는 것은 냉매가스의 밀도가 낮아지고 체적용량(volumetric capacity)을 저하시키는 원인이 된다. 그러나 고압과 저압의 압력 차가 작기 때문에 피스톤과 베어링에 걸리는 부하가 작아져서 압축기의 신뢰성(reliability)은 향상되며 소음이 줄어드는 장점이 있다. R290의 경우 토출압력이 상대적으로 과다하게 높기 때문에 기존의 압축기에 직접 적용하는 것은 문제가 된다고 할 수 있다. 또한 R600a는 흡입 압력이 대기압 이하로 진공상태에서 작동되므로 공기침투에 불리하고 누설검사시 정지상태에서 검사해야 하는 단점이 있다.

Table 4에 나타난 바와 같이 일량 및 손실량은 R600a가 다른 냉매에 비해 월등히 작은 값을 보였으며, 체적 효율은 R290이 가장 높은 것으로 나타났다. R600a의 경우 체적효율은 R12나 R134a와 동등 수준이나 체적 용량이 R12대비

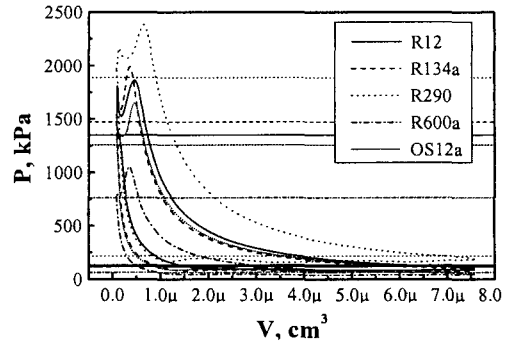


Fig. 5 P-V diagram of each refrigerants.

Table 4 Comparison of work, loss and volumetric efficiency for each refrigerants

	R12	R134a	R290	R600a	OS12a
$W_{ind}$	119.04	115.89	208.50	58.76	112.84
$W_i$	13.71	13.13	16.77	7.05	10.80
$W_o$	11.68	7.38	13.40	3.74	6.60
$W_{eff}$	93.65	95.38	178.33	47.97	95.44
$\eta_v$ (%)	64.20	70.41	83.61	67.02	75.41

50%정도로 기존의 R12용 냉동기에 직접 적용이 불가능하다. 따라서 R600a를 사용하기 위해서는 모터 및 기구부를 다시 설계하여 압축기의 배기량을 70~80% 크게 해야 한다. 반면 R290은 체적용량이 R12에 비해 50%정도 우수하다.

Fig. 6은 한 작동주기 동안의 실린더 내 온도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 R600a가 토출시 온도가 가장 낮음을 알 수 있으며 R12의 토출 온도가 가장 높게 나타났다. 이는 탄화수소계 냉매인 R290 및 R600a를 사용할 경우 기존의 R12, R134a에 비해 압축기의 토출 온도 특성을 20°C정도 개선할 수 있다는 것을 의미한다.

실린더 벽 온도가 실험 값(사용 냉매 : R12)인 381 K로 일정하게 유지된다는 가정하에 한 작동주기 동안의 실린더 내의 열전달량의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 보는바와 같이 흡입과 토출 전과정에서 R290의 열전달특성이 가장 좋은 것으로 나타났으며, R600a는 가장 작은 열전달이 이루어짐을 알 수 있다. 또한 OS12a의 경우 흡입과정시 약 22.91 W로 R12에 비하여 약

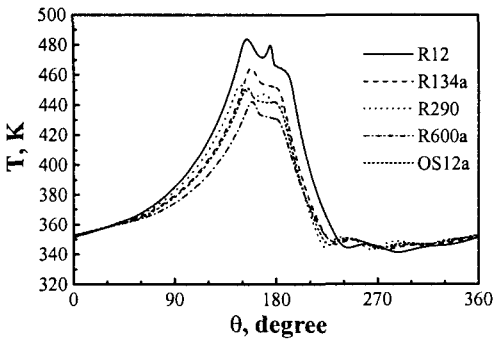


Fig. 6 Temperature variation in cylinder for each refrigerants.

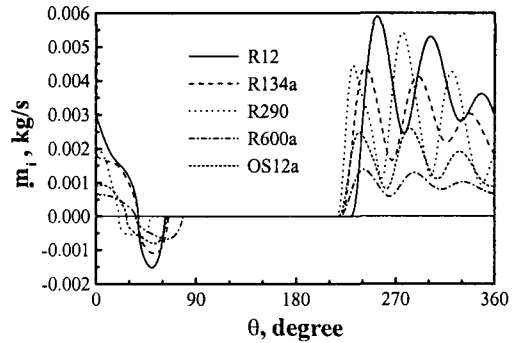


Fig. 8 Comparison of mass flow rate for each refrigerants.

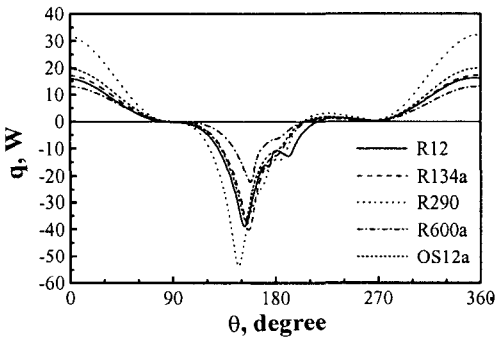


Fig. 7 Heat transfer rate for each refrigerants.

6.74 W 정도 열전달이 활발히 이루어지고 있다. 그러나 R290과 R600a에 비하여 OS12a는 R12 및 R134a와 비슷한 변화를 보였다.

Fig. 8은 한 작동 주기 동안 흡입밸브를 통한 질량 유량의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 8에 나타난 바와같이 질량 유량의 증가와 감소가 규칙적으로 이루어지고 있는데, 이는 밸브 전후의 압력차( $\Delta P$ ) 변화에 의해 밸브가 진동하기 때문이다. 한 작동 주기동안 압축기에 유입되는 총 냉매 질량은 R12의 경우 0.02475 g로 예측되었으며 실험값인 0.02372 g와 비교하여 4.3%정도 크게 나타났다. R134a는 0.01983 g, R290은 0.01953 g, R600a는 0.005943 g 그리고 OS12a는 0.01047 g로 예측되었다. 이것은 각 냉매의 분자량 차에 의해 발생되며 탄화수소계 냉매인 R290과 R600a를 적절하게 혼합한 냉매는 기존의 압축기에 직접 적용이 가능하고 봉입량을 40~50%정도 줄여도 동등이상의 성능을 낼 수 있음을 알 수 있다.

#### 4.2.2 회전수의 영향

Table 5는 OS12a(R290/600a 일정비율 혼합)를 냉매로 하여 압축기의 회전수를 증가시킬 경우 일량, 손실량, 체적 효율의 변화를 나타낸 것이다. 회전수가 증가함에 따라 지시일량( $W_{ind}$ ) 및 흡입, 토출 과정에서 손실량( $W_i, W_o$ )이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수의 증가에 따라 밸브를 통과하는 냉매의 유속이 증가하여 압력 손실량이 커지기 때문이다. 이러한 지시 일량의 증가로 인해 단열 효율( $\eta_{ad}$ )은 감소하게 된다. 또한 회전수가 증가하면 질량유량이 증가하는 것이 일반적이지만 실린더 체적의 시간에 따른 변화가 커지므로 한 작동 주기 동안 실제 유입되는 총 냉매의 양은 줄어들게 되므로 체적 효율( $\eta_v$ )도 감소하게 된다.

Fig. 9는 OS12a를 작동유체로 사용한 경우의 회전수의 변화에 따른 밸브 변위의 변화를 나타

Table 5 Comparison of work, loss and volumetric efficiency for each rotating speeds

	2500rpm	3000rpm	3500rpm	4000rpm	4500rpm
$W_{ind}$	78.49	93.58	112.84	128.71	145.19
$W_i$	5.85	8.05	10.80	13.63	16.59
$W_o$	3.33	4.78	6.60	8.53	11.05
$W_{eff}$	69.31	80.75	95.44	106.55	117.55
$\eta_v$ (%)	76.00	75.50	75.41	74.01	72.80



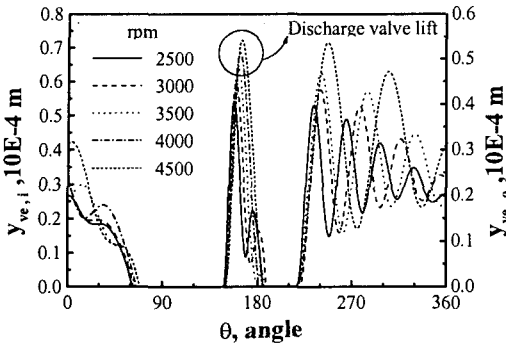


Fig. 9 Suction and discharge valve displacement for crank rotating speeds.

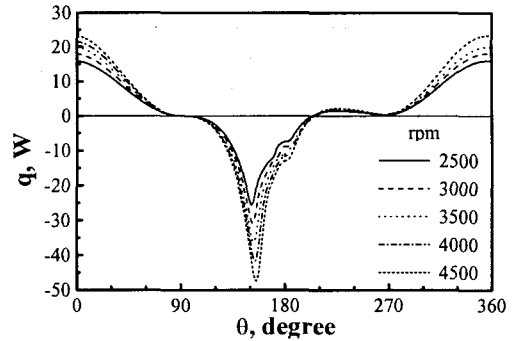


Fig. 10 Heat transfer rate for each crank rotation speeds.

낸 것이다. 저속의 경우 밸브의 요동이 심하고 밸브 변위가 작으며 회전수가 증가할수록 변위의 요동이 완만해지며 변위가 커짐을 알 수 있다. 이는 회전수의 증가에 따라 순간적인 압력 변화가 커져서 밸브에 작용하는 힘이 증가하기 때문이다. 흡입 밸브의 경우 0.818 mm, 토출 밸브의 경우 0.49 mm에 이르면 밸브의 끝단이 밸브 스톱에 닿은 것으로 간주하였으므로 3500 rpm 이상의 경우 토출 밸브가 밸브 스톱에 닿게 됨을 알 수 있다. 이는 회전수의 증가가 압력변화를 크게 할 뿐만 아니라 밸브에 작용하는 힘을 증대시키기 때문이다.

Fig. 10은 회전수에 따른 실린더 내 냉매와 실린더 벽 사이의 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 회전수의 증가는 열전달량을 증가시킨다. 이는 회전속도의 증가로 열전달이 일어나는 시간이 짧아져서 열전달량이 감소하지만, 압축기에 공급되는 동력 중 마찰과 모터 손실을 통한 열로 낭비되는 양이 증가하여 실린더 벽 온도를 증가시키며 동시에 빠른 냉매 가스의 선회 속도를 유발하여 대류 열전달 계수가 커지기 때문에 결과적으로 열전달량이 증가하게 되는 것이다.

4.2.3 혼합비율의 영향

R290과 R600a의 혼합냉매에 대해 R290의 몰(mole) 비율을 0.2, 0.4, 0.6, 0.8로 점차 증가시키면서 이러한 혼합비가 왕복동압축기의 성능에 미치는 영향을 살펴보았다.

Fig. 11은 실린더 내 온도 변화를 나타낸 것이다. R290의 몰 비율이 증가할수록 토출 온도가

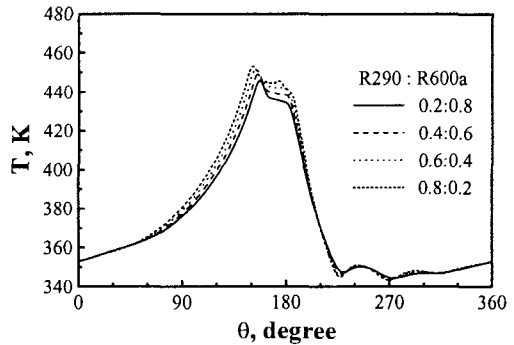


Fig. 11 Temperature variation in cylinder each mole fractions.

높아지는 것을 알 수 있다. 즉, R290의 몰비율이 0.2일 때 442.6 K이고 0.8일 때 454 K로 나타났다. 그러나 최대온도는 454 K로 R290과 R600a의 점화온도(각각 723 K, 733 K)에 비하여 낮음을 알 수 있다. 따라서 탄화수소계 냉매의 가장 큰 단점이었던 가연성 및 폭발 가능성은 상당히 낮다고 할 수 있다. 또한 R290의 몰 비율이 낮을수록 안전성이 높아지는 반면 R600a의 체적 냉동능력은 R12의 50%정도이기 때문에 R600a의 몰비율을 증가시키면 체적 냉동능력이 감소하므로 동일한 냉동능력을 유지하기 위해서는 압축기의 배기량을 증가시켜야 한다. 그러므로 최적의 혼합비를 선정하기 위해서는 이 두 가지 요소를 적절하게 고려해야 한다.

Fig. 12는 각 성분비의 변화에 따른 질량유량 및 효율의 변화를 R290이 0.6일 때를 기준으로 무차원화 하여 각각 나타내었다. R290의 성분비가 높아질수록 체적 효율은 좋아지며 한 작동 주

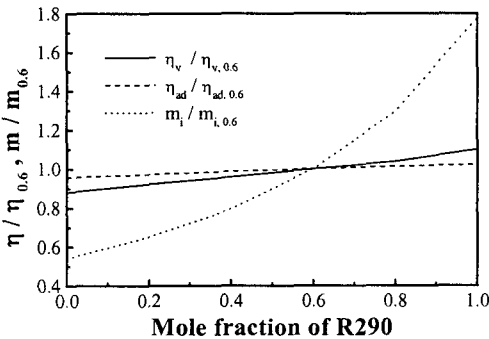


Fig. 12 Variation of total suction mass for one cycle, volumetric and adiabatic efficiency for each mole fractions.

기 동안 유입되는 냉매가스의 양은 점차 증가하게 되는데 이것은 R290의 몰 비율이 증가할수록 분자량이 작아져 흡입되는 질량이 감소되지만 작동 압력이 점차 높아져서 냉매의 밀도가 커지기 때문에 한 작동 주기 동안 유입되는 총 냉매의 질량이 증가하는 것이다. 그리고 R290의 성분비가 증가할수록 분자량이 기존의 R12, R134a에 비해 1/2 정도가 되므로 냉매의 봉입량을 줄이면서 동일한 기능을 유지할 수 있다.

### 5. 결론

이 연구에서는 기존의 왕복동압축기에 여러 가지 냉매, 즉 R12, R134a, R290, R600a 및 R290/R600a 혼합 냉매를 적용하여 성능해석을 수치적으로 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R290과 R600a는 토출과정의 온도가 낮기 때문에 기존 냉매에 비해 20°C정도 온도 특성 개선 효과를 얻을 수 있으며, 인화점 보다 상당히 낮은 온도분포를 보이므로 적절한 첨가제를 개발하여 안전성을 향상시킬 수 있다.

(2) R290의 경우 토출 압력이 너무 높아 기존의 압축기를 포함한 냉동시스템에 직접 적용이 불가능하나, 체적용량이 R12대비 50%정도 우수하며 가장 좋은 체적 효율 및 단열 효율을 얻을 수 있다.

(3) R600a의 경우 작동 압력이 낮아 압축기의 신뢰도가 향상되며 소음 특성이 우수한 장점이

있지만, 체적용량이 R12대비 50%정도 낮기 때문에 기존의 압축기에 직접 적용이 불가능하며 압축기의 배기량을 70~80%정도 크게 해야 하므로 모터 및 기구부의 재설계가 불가피하다.

(4) OS12a의 경우 기존의 R12, R134a와 거의 동일한 작동 압력을 보였으며 흡입 압력이 낮아 소음 측면에서 유리하고 토출 온도가 낮기 때문에 온도 특성에 대한 개선 효과가 있다. 또한 한 작동주기 동안 압축기에 유입되는 총 냉매질량은 R12대비 43%정도로 기존의 절반 수준의 냉매 봉입량으로 동등 이상의 성능을 낼 수 있음을 알 수 있었다.

(5) 회전수의 증가에 따라 지시 일량과 유효 일량, 질량 유량은 증가하였고, 한 작동 주기 동안 유입되는 총 냉매 질량과 체적 효율 및 단열 효율은 감소하는 경향을 보였다.

(6) 혼합 비율을 변경한 결과 R290의 몰 비율이 증가할수록 토출 과정의 냉매 온도와 작동 압력이 높아져 압축기의 신뢰도는 낮아지지만 체적 효율과 단열 효율이 향상됨을 알 수 있었다.

### 후 기

이 연구는 교육부의 '97~98'년도 기계공학 학술연구 조성비(과제번호 : ME97-F-14)에 의하여 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, "Stratosphere Sink for chlorofluoromethanes; Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone," Nature, Vol. 249, pp. 810-812.
2. Lorentzen, G., 1994, "Natural Refrigerants, A Complete Solution," International Conference CFCs, The Day After, pp. 317-328.
3. Hydrocarbon Technology Yearbook, 1995, Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit(GTZ) GmbH.
4. Soedel, W., 1972, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors," Ray W. Herrick Laboratories, West Lafayette, Indiana 47907.

5. Prakash, R. and Singh, R., 1972, "Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressor," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 274-285.
6. Adair, R. P., Ovale, E. B. and Pearson, J. T., 1972, "Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 521-526.
7. Chong, M. S. and Watson, H. C., 1984, "Prediction of Heat and Mass Transfer During Compression in Reciprocating Compressors," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 466-472.
8. Rigola, J., Pérez-Segarra, C. D. and Olive, A., 1996, "Parametric of Hermetic Reciprocating Compressors," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 529-534.
9. 박일환, 조명제, 박화춘, 1990, "신형 왕복동식 압축기 성능 Simulation 프로그램(I)," 과기처 특정연구개발사업 연구 보고서.
10. 김정우, 1998, "대체냉매(HFC134a, HC600a)용 밀폐형 왕복동 압축기의 성능해석에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 B권, 제22권 제 7 호, pp. 966-979.
11. Ooi, K. T. and Wong, T. N., 1992, "A Real Gas Simulation of a Refrigeration Compressor and Its Performance Comparison for CFCs and Non-CFCs," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 797-808.
12. Hua, X. -L., Chen, W. and Yin, G. -W., 1992, "The Experimental Mixture As CFC-12 Alternatives in Household Refrigerator," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 1025-1033.
13. Xie, G., Wu, Y., Dang, K. and Zhou, C., 1992, "An Investigation of the Rolling Piston Type Refrigerating Rotary Compressor with R502," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 1009-1016.
14. Cavallini, A., Doretto, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1996, "Thermal Analysis of Hermetic Reciprocating Compressor," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 535-540.
15. Lampugnani, G., Zgliczynski, 1996, "R290 as a Substitute of R502 and R22 in Commercial Refrigeration and Air Conditioning," Purdue Compressor Technology Conference, pp. 83-88.
16. 김정우, 1993, "밀폐형 왕복동 압축기의 성능 해석에 관한 연구," 한양대학교 박사학위논문.
17. Carnahan, N. F. and Starling, K. E., 1969, "Equation of State for Non attracting Rigid Spheres," Journal of chemical physics vol. 51 (2), pp. 635-636.
18. De Santis, R., Gironi, F. and Marrelli, L., 1976, "Vapor-Liquid Equilibrium from a Hard-Sphere Equation of State," Ind. Eng. Chem., Fundam., Vol. 15, No. 3, pp. 183-189
19. Redlich, O. and Kwong, J. N. S., 1949, "On the Thermodynamics of Solutions," Chem. Rev., Vol. 44, pp. 233-244.
20. Gallagher, J. S., Mclinden, M. O. and Morrison, G., "Thermodynamic Diagrams for Refrigerant Mixtures," ASHRAE Trans. Vol. 94, pp. 2119-2136.
21. Gallagher, J. S., Mclinden, M. O., Morrison, G. and Huber, M., 1993, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Data base(REFPROP), ver. 4.0, NIST
22. 한국 공업 표준 협회, 1977, "KS B6226 냉동용 압축기의 정격 온도 조건," 한국공업표준협회, 서울.