

## 차량용 공기현가장치의 무급유 공기압축기 성능해석

심재휘\*, 김호영\*, 이용호\*, 김현진†

\*인천대학교 대학원, 인천대학교 기계공학과

### Performance analysis of oil free air compressor for automotive electronic air suspension system

Jae Hwi Shim\*, Ho Young Kim\*, Yong Ho Lee\*, Hyun Jin Kim†

**ABSTRACT:** Numerical simulation has been made on the performance of an oil free air compressor for automotive electronic air suspension system. Calculation results on the flow rate at various air supply pressures were reasonably well compared to the experimental data. With the aid of the computer simulation program, parametric study on the compressor design parameters has also been carried out for the compressor performance improvement: Increase in the discharge port diameter or discharge valve stiffness was found to be effective to increase the flow rate per unit compressor input for the present compressor model.

**Key words:** 왕복동 공기 압축기(reciprocating air compressor), 성능해석(performance analysis), 무급유(oilless), 토출압(air supply pressure), 유량(flow rate)

#### 기호 설명

- $A$  : 면적 [ $m^2$ ]
- $c_v$  : 유량계수
- $d$  : 직경 [ $m^2$ ]
- $F$  : 힘 [N]
- $k$  : 스프링 상수 [N/m]
- $M$  : 실린더 내 가스질량 [kg]
- $p$  : 압력 [Pa]
- $r$  : 크랭크암 거리 [m]
- $V$  : 체적 [ $m^3$ ]
- $x$  : 피스톤 거리 [m]
- $y$  : 밸브 변위 [m]
- $T$  : 토크 [N-m]

#### 그리스 문자

- $\beta$  : 연결봉 각 [ $^\circ$ ]
- $\theta$  : 크랭크 각 [ $^\circ$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

#### 하첨자

- d : 토출
- c : 간극 체적
- cp : 크랭크 핀
- v : 밸브

#### 1. 서론

최근 고급 신차들의 특징은 공기현가장치(air suspension system)의 장착이라고 할 수 있다. 공기현가장치는 기존 스틸 스프링을 에어 스프링으로 대체한 것으로 제어시스템과 더불어 적용이

†Corresponding author  
Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410  
E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

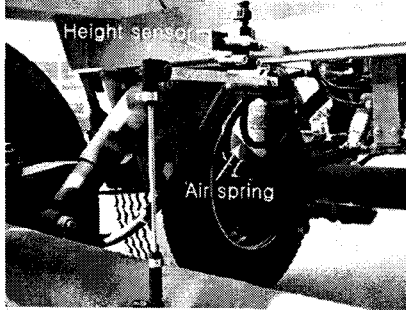


Fig. 1 Air absorber

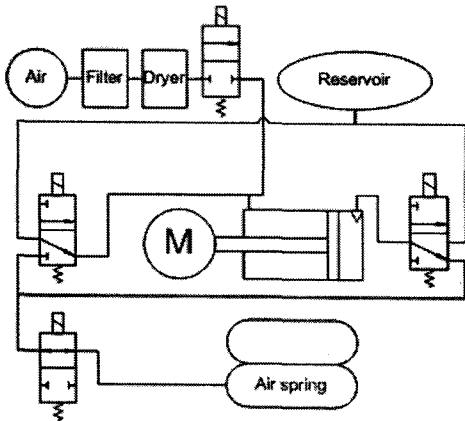


Fig. 2 Closed circuit air suspension system

가능해지게 되었다. Fig.1은 공기현가장치가 장착된 차량의 바퀴 부분을 보여준다. 바퀴의 상하운동 등의 움직임을 위치 센서로 감지하여 컨트롤 유닛으로 전달하고 위치 제어에 필요한 현가조절을 위해 압축공기를 에어 스프링에 공급함으로써 최적의 세팅을 결정하여 편안하고 좋은 주행성을 제공한다. 또한 주행속도에 따른 차체의 높이 조절, 적재물 중량으로 인한 차량의 기울임 방지, 버스에서 사람이 타고 내릴 때 기울임 생성 등 다양한 부수적인 기능으로 편리함을 더해 준다.

이러한 공기현가장치의 작동방식은 폐회로방식(closed circuit system)과 개회로방식(open circuit system)의 두 가지 형태가 있다.

개회로방식은 에어스프링에서 배출된 공기를 외부로 방출하는 반면, 폐회로방식에서는 에어스프링에서 배출된 공기를 모아 압력용기에 저장하였다가 다시 사용이 가능하도록 하는 구조를 가지고 있다. Fig. 2는 폐회로방식의 예를 도식적으로 보여 준다.<sup>(1)</sup>

공기현가장치에 사용되는 압축공기는 수분이 적

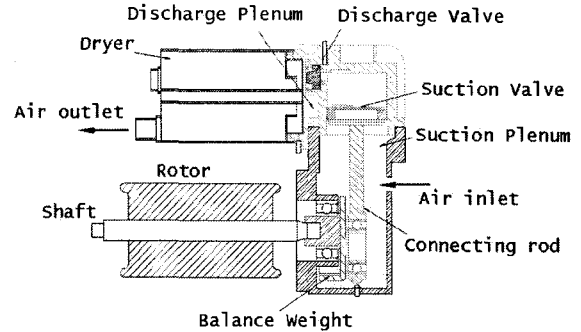


Fig. 3 Schematic of oilless reciprocating air compressor

고 오일 함유량이 없어야 한다. 따라서 무급유 압축기의 기술은 공기현가장치의 중요한 부분을 차지한다.

본 연구에서는 공기 현가장치에서 주로 사용되고 있는 무급유식 왕복동압축기의 성능해석을 수행하여 압축기 구조나 밸브 등의 특성이 압축기 성능에 미치는 영향을 해석적으로 검토하고자 한다.

## 2. 성능해석 및 실험

### 2.1 해석 대상

Fig. 3은 본 연구에서 해석하고자 하는 무급유 공기압축기의 단면도를 보여준다. 모터에 직결된 크랭크 축이 회전함에 따라 피스톤은 상하운동을 하게 되고 이에 따라 외부 공기는 크랭크부를 감싸고 있는 흡입실로 유입된다. 피스톤이 하향 운동을 할 시, 실린더 내에는 음압이 걸리고 피스톤 상단면에 장착된 리드 밸브는 압력에 의해 열리게 된다. 이때 흡입실 내의 공기는 흡입밸브를 통해 실린더 내로 유입되며 피스톤이 하사점을 지나 상향 운동을 하게 되면 흡입밸브는 닫히고 실린더 내의 공기는 압축되게 된다. 압축된 공기는 코일 스프링과 뭉치 밸브로 이루어진 토출밸브를 통해 토출실로 토출되고, 제습제(dryer)를 통과한 후 연결배관을 통해 저장탱크나 에어스프링으로 보내지게 된다. 윤활부의 윤활제가 흡입공기 중에 포함되는 것을 방지하기 위해 크랭크 축과 커넥팅로드와의 윤활은 고체윤활 되는 볼베어링을 사용한다. 피스톤 주위로는 반원형의

밀봉재가 피스톤의 주위를 감싸도록 장착되었는데, 이 부재는 압축실의 누설 방지를 위해 자체 윤활성과 내열성을 갖고 있으며 또한 연결봉 하단의 원운동으로 인한 피스톤 헤드의 요동을 받아주는 역할을 한다.

## 2.2 압축실

크랭크 각  $\theta = 0^\circ$ 을 피스톤의 하사점으로 정의하면 피스톤의 변위와 실린더의 체적은 각각 식(1) 및 식(2)와 같다.

$$x = r(1 - \cos\theta) - l(1 - \cos\beta) \quad (1)$$

$$V = V_c + A_p(2r - x) \quad (2)$$

## 2.3 가스압축

실린더 내의 가스 압력은 단열 압축을 가정할 때 식(3)과 같다.

$$p = p_s \left( \frac{M/V}{\rho_s} \right)^n \quad (3)$$

압축실 내의 가스 질량  $M$ 은, 이 압축실 내의 질량 변화를 고려하여 식(4)와 같이 표현된다.

$$M = M(0) + \int_0^t (\sum \dot{m}_{dv} - \sum \dot{m}_{sv}) dt \quad (4)$$

여기서  $\dot{m}_{dv}$ ,  $\dot{m}_{sv}$ 은 각각 토출 밸브 및 흡입 밸브를 통과하는 가스의 질량유량을 나타낸다. 밸브 통과 유동을 오리피스를 통과하는 압축성 유동이라고 할 때, 질량유량은 식(5)과 같이 나타낼 수 있으며, 점성 마찰의 효과는 유량계수  $c_v$ 를 통해 반영할 수 있다.<sup>(2)</sup>

$$\dot{m} = c_v A_p p_u \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u} \times \sqrt{\left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{2/n} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{(n+1)/n}} \quad (5)$$

## 2.4 압축기 밸브

이 압축기에서 사용된 밸브 형상은 Fig. 4와 같고 토출밸브 주위의 유로는 Fig. 5에 나타내었

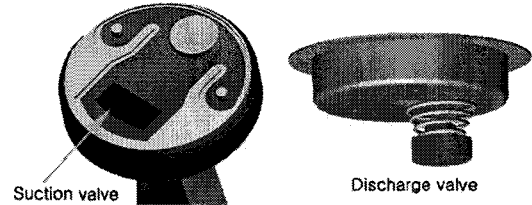


Fig. 4 Suction valve and discharge valve

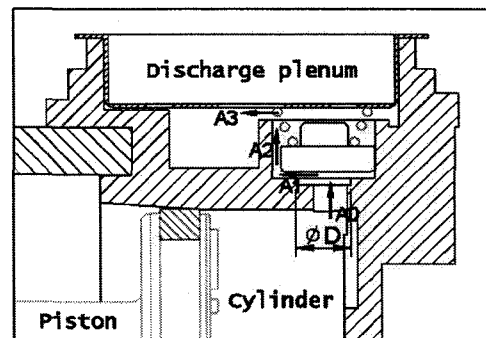


Fig. 5 Flow passages through discharge valve

다. 밸브의 운동은 1-DOF 질량-댐퍼-스프링계로 간주하여 식(6)으로 표현된다.

$$M_v \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = B_v (P - P_d) + F_0 \quad (6)$$

$F_0$ 는 밸브 초기 변위로 인한 스프링력이다.

밸브의 변위가  $y$ 일 때, 밸브를 통과하는 유동의 유효 유로 면적은 식(7)과 같다

$$A_e = \frac{c_v A_0}{\sqrt{1 + \left( \frac{A_0}{A_v} \right)^2 + \left( \frac{A_0}{A_2} \right)^2 + \left( \frac{A_0}{A_3} \right)^2}} \quad (7)$$

여기서  $A_v = \pi d_v y$ ,  $A_0 = \frac{\pi}{4} d_v^2$ 이다.

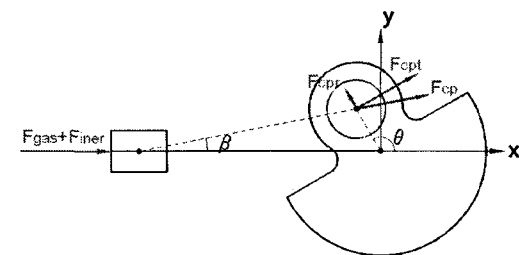


Fig. 6 Forces acting on piston rod and crank pin

## 2.5 크랭크 핀과 크랭크 축 하중

Fig. 6은 압축기구부를 표현한 것이다. 피스톤의 좌측에 작용하는 힘이 가스력  $F_{gas}$ 과 관성력  $F_{i \neq r}$ 의 합이라면 연결봉에 작용하는 힘은 식(8)과 같이 표현되며

$$F_{cp} = \frac{F_{gas} + F_{i \neq r}}{\cos \beta} \quad (8)$$

크랭크 축에 작용하는 토크 부하는 식(9)와 같다.

$$T = r F_{cpt} = -r F_{cp} \sin(\theta - \beta) \quad (9)$$

크랭크 핀에 작용하는 힘들을 계산하고 이로부터 힘과 모멘트 평형식을 이용하여 축을 지지하는 베어링들에 걸리는 힘들을 계산한다.

## 3. 성능실험장치

Fig. 7은 공기압축기의 성능실험을 위한 장치의 개념도를 보여준다. 압축기를 운전 후 흡입측으로 대기압의 공기가 들어오고 토출측은 밸브를 조절하여 압력을 제어한다. 에어탱크의 압력이 정상화 되었을 때 온도, 압력, 유량 및 압축기 입력과 운전속도 등을 측정한다.

## 4. 해석 결과 및 고찰

이상의 해석 이론을 바탕으로 공기압축기의 성능을 계산할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 작성하였고 성능 실험을 통하여 그 계산 결

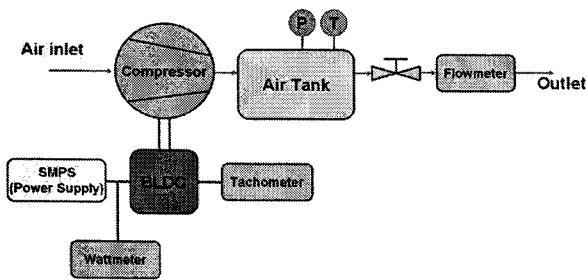


Fig. 7 Experimental apparatus

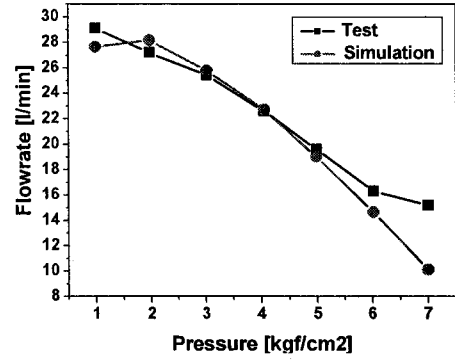


Fig. 8 Flowrate : test vs. simulation

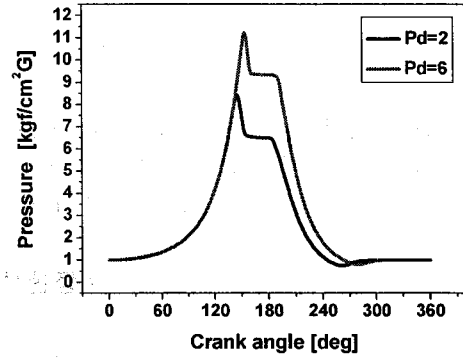


Fig. 9 Cylinder pressure

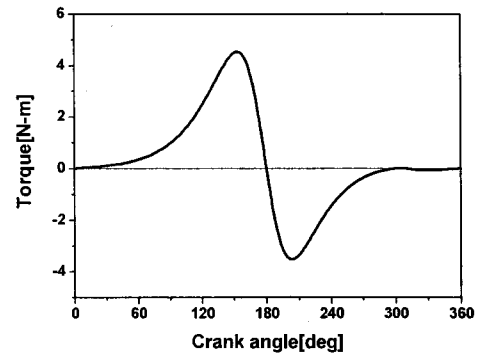


Fig. 10 Torque curve:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

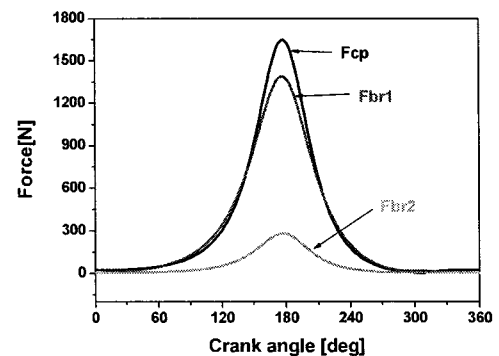


Fig.11 Bearing forces:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

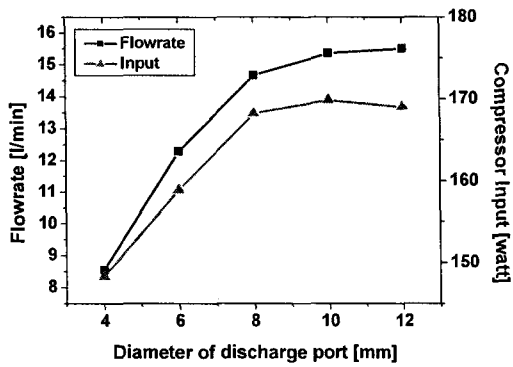


Fig. 12 Effects of discharge valve diameter on flow rate and compressor input:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

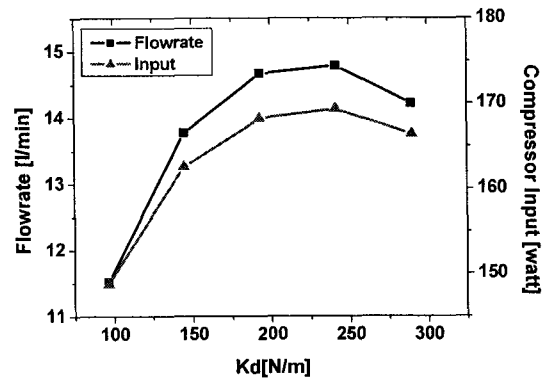


Fig. 15 Effects of discharge valve stiffness on flow rate and compressor input:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

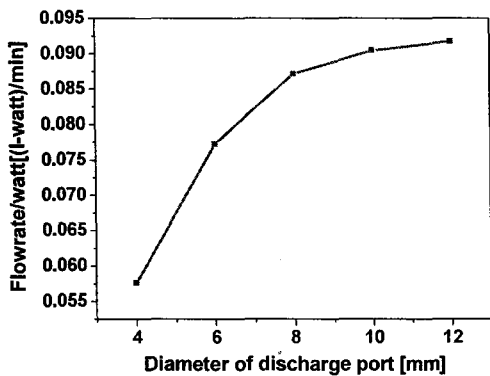


Fig. 13 Effects of discharge valve diameter on flow rate per compressor unit input:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

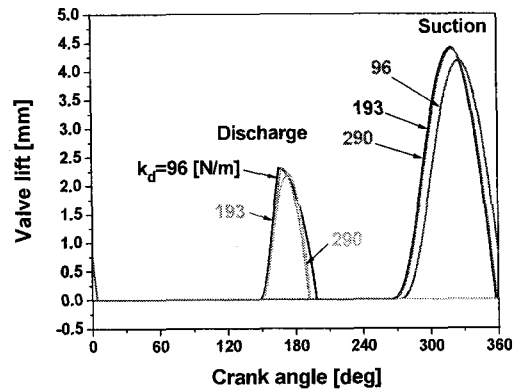


Fig. 16 Effects of discharge valve stiffness on flow rate and compressor input:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

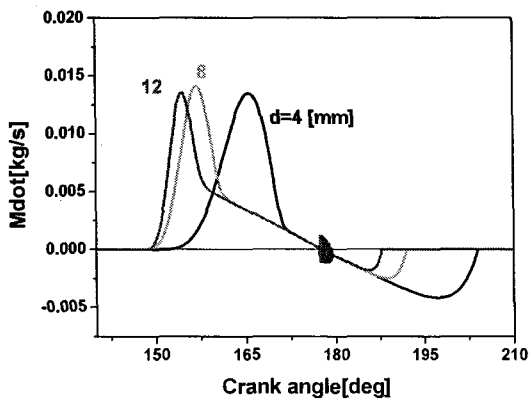


Fig. 14 Discharge mass flow rate at different discharge port diameters:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

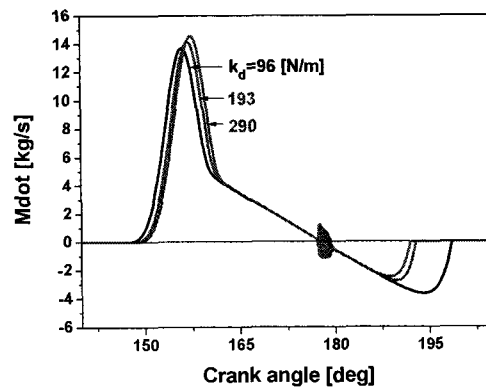


Fig. 17 Effects of discharge valve stiffness on flow rate and compressor input:  $p_d=6\text{kgf/cm}^2\text{G}$

Table 1 Loss Breakdown ( $p_d=6\text{kg/cm}^2\text{G}$ )

Notation	Description	Power[W]	%
$W_{\text{comp}}$	Compressor Input	168.25	100
$W_{\text{indi}}$	Gas compression	121.6	72.3
$L_{\text{motor}}$	Motor Loss	33.65	20
$L_{\text{mech}}$	Mechanical Loss	13	7.7
	Piston-Cylinder wall	0.90	0.5
	Crank Pin	5.28	3.1
	Bearing #1	6.16	3.7
	Bearing #2	0.66	0.4

과를 비교검증 하였다. Fig. 8은 토출압의 변화에 따른 유량 선도를 보여 준다. 계산을 위해 피스톤과 실린더 사이 간극은  $2.5\mu\text{m}$ 로 가정하였고, 제습제를 통과하면서 발생하는 압력손실은 토출공기의 동압에 따라 변화하는데 이에 대한 정확한 값은 추후 측정을 통해 얻을 예정이며 현재로서는 계산과 실험이 잘 일치하도록 제습제의 압력강하계수를 설정하였는데, 대략  $\Delta p=3\sim 4\text{ kgf/cm}^2$  정도이다.

Fig. 9은 토출압이 각각  $6\text{kgf/cm}^2$  및  $2\text{kgf/cm}^2$  일 때 실린더 내의 압력 변화를 크랭크 각에 따라 나타내었다. Fig. 10에는 토크 선도를, Fig. 11에는 크랭크 핀과 크랭크 축 베어링에 걸리는 힘들을 보여준다.

Table 1은 계산을 통해 얻은 압축기 손실 분석을 보여준다. 토출압이 6기압일 때 압축기 입력 168.25W 가운데 가스압축에는 72.3%가 소요되었고 기계적 마찰 손실은 7.7%를 차지한다.

Fig. 12에는 토출포트의 직경에 따른 유량과 압축기 입력 변화를 나타내었다. 토출포트 직경이 증가할수록 유량과 입력이 증가하는데 이를 압축기 단위 입력당 유량에 대해 Fig. 13에 다시 나타내었다. 토출포트 직경이 8mm이상에서는 압축기단위 입력당 유량 증가가 완만해진다. 토출포트 직경이 증가하면 유량이 증가하는 이유는

Fig. 14에서 보듯이 토출밸브가 닫히기 직전 발생하는 역류량이 감소하기 때문이다.

Fig. 15에는 토출밸브의 스프링 상수를 변화시켜가며 유량과 압축기 입력에 미치는 영향을 살펴 보았다.  $k_d=200\sim 250\text{N/m}$ 부근에서 최대치를 보인다. Fig. 16에는 이에 따른 밸브거동을, Fig. 17에는 토출질량유량을 보여주는데  $k_d$  값이 토출밸브에서 일어나는 역류의 크기를 변화시켜준다.

## 5. 결론

차량용 공기현가장치에 압축공기 공급장치로 사용되는 무급유식 왕복동 공기압축기에 대해

(1) 수치해석적인 연구를 통해 압축기 성능을 예측하는 성능해석 컴퓨터 프로그램을 개발하였고,

(2) 실험을 통해 얻은 토출압 대비 유량에 대해 어느 정도 일치하는 계산 결과를 얻었으며,

(3) 설계변수연구를 통해 토출포트의 직경과 밸브 스프링 상수를 증가시켜 압축기의 성능을 개선할 수 있는 방안을 제시하였다.

(4) 향후 제습기에서의 압력 강하량 등과 같은 압축기 요소 실험을 통해 성능해석 컴퓨터 프로그램에 대한 추가적인 개선이 이루어 질 수 있다.

## 참고문헌

1. Behmenburg, C., Westerkamp, H, 2004, Closed level control system for a vehicle, Continental Aktiengesellschaft, US6,685,174 B2
2. Kim, H. J., Nam, B. Y., Lee, G. Y., 2006, Analytical Study on the Performance of a Rotary Vane Compressor, Korean Journal of Air- Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 351-358.