

# 리니어 압축기 토출밸브계의 유효 유동면적 및 힘면적에 관한 실험적 연구

이병찬\*, 안태길#, 이혁\*\*

## Experimental Study for Effective Flow and Force Area of Discharge Valve System in a Linear Compressor

Byung Chan Lee\*, Tae Kil Ahn# and Hyuk Lee\*\*

### ABSTRACT

The linear compressor has lately attracted considerable attention because of its low power consumption and excellent efficiency. For an efficient design, it is necessary to develop an analytical model of the linear compressor. The effective flow and force areas are important parameters to describe the behavior of the linear compressor, which are used to determine the mass flow rates through the valving systems and the forces on the valves, respectively. It is not easy to estimate these parameters because shapes of the valve systems of the linear compressor are so different from those of the conventional valve systems. In this paper, we suggest method to measure experimentally the effective discharge flow and force areas of the linear compressor and analyze valve characteristic to apply the experimental results to their theoretical model.

**Key Words** : Linear compressor(리니어압축기), Effective flow area(유효유동면적), Effective force area(유효힘면적)

### 기호설명

$A$  = area  
 $\dot{m}$  = flow rate  
 $P$  = pressure  
 $T$  = temperature  
 $R$  = gas constant  
 $k$  = specific heat ratio  
 $F$  = force

$\delta$  = valve displacement

-Subscripts-  
 $u$  =upstream  
 $d$  =downstream  
 $efl$  = effective flow  
 $efo$  = effective force  
 $p$  = port  
 $v$  = valve

☞ 접수일: 2005년 11월 29일; 게재승인일: 2006년 6월 16일

\* 충주대학교 환경공학과

# 교신저자: 호서대학교 자동차공학과

E-mail tkahn@office.hoseo.ac.kr Tel. (041) 540-5812

\*\* LG 전자(주) 디지털어플라이언스연구소

## 1. 서론

최근의 고유가로 인한 에너지 소비 절약에 대한 연구는 경제 및 환경문제와 함께 세계적인 연구 테마로서 계속되고 있으며, 냉동 공조산업의 발달로 인한 에너지 소비의 증가는 더욱 큰 문제점으로 대두되고 있다. 특히 냉동 공조기에 들어가는 압축기는 냉동 공조기의 에너지 소비량 중 70% 이상을 차지하고 있으므로 그에 대한 에너지 절약에 관한 연구가 시급한 실정이다.

위 문제를 해결하기 위해 개발된 리니어 압축기는 기존 압축기보다 소비전력을 대폭 감소시킨 것이다.<sup>1</sup> 그 중 상당부분의 소비전력이 밸브계의 최적설계로 감소된다. 밸브계의 최적설계를 위해서는 밸브 주위의 유동 현상도 중요하지만, 밸브 그 자체와 밸브 포트설계의 최적화가 필요하다.<sup>2</sup> 이를 위해서는 밸브 거동해석이 필수적인데, 밸브의 운동에 영향을 주는 요소는 유체적인 것과 구조적인 것이 있다. 유체적인 요소는 기하학적으로 결정되는 유체 흐름이 밸브의 운동에 의해 변화하는 것을 설명하는 실제 유효한 유동면적( $A_{eff}$ )이다. 구조적인 요소는 유체가 밸브에 작용하는 하중이 밸브가 고정되어 있지 않고 운동함에 따라 변화하는 것을 설명하는 유효 힘면적( $A_{efo}$ )이다. 밸브변위 변화에 따른 유효 유동면적과 힘면적을 실험으로 구하여 밸브운동과 유동과의 관계를 물리적으로 파악하는 것은 압축기 밸브계를 이해하고 발전시키는 중요한 요소이다. 기존의 왕복동식과 로타리식 압축기의 밸브운동을 이해하기 위해 실험적으로 밸브계의 유효 유동면적과 유효 힘면적을 구한 연구는 있으나<sup>3-8</sup>, 이는 일단, 또는 양단이 고정된 밸브로서 본 연구대상인 리니어 압축기의 토출밸브처럼 전체가 열리는 구조로 되어있지 않다. 따라서 본 연구에서는 리니어 압축기 토출밸브의 포트 직경, 모양에 대해서 유효 유동면적과 유효 힘면적을 공기 중에서 실험적으로 구하는 방법과 결과를 제시하며, 그 결과를 유효 유동면적을 표현하는 식에 적용하여 밸브특성을 파악한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험장치의 구성

밸브계의 유효 유동면적( $A_{eff}$ )을 측정하기 위해서는 밸브계를 흐르는 유체의 단위시간당 질량유

량( $\dot{m}$ ), 유체의 물성치( $R, k$ ), 유체가 밸브를 통과하기 전(upstream)과 후(downstream)의 압력( $P_u, P_d$ )과 밸브를 통과하기 전의 온도( $T_u$ )가 필요하며 이를 식으로 나타내면 식(1)과 같다<sup>4</sup>.

$$\dot{m} = P_u A_{eff} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (1)$$

또한 밸브계의 유효 힘면적을 구하기 위해서는 식(2)와 같이 밸브에 작용하는 힘( $F$ )과 유체가 밸브를 통과하기 전, 후의 압력을 측정해야 한다.

$$F = A_{efo}(P_u - P_d) \quad (2)$$

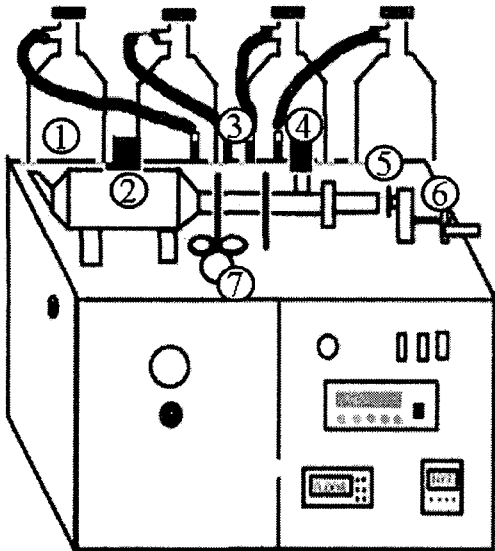
위의 식들에 의하면 측정해야 할 대상은 유량, 압력, 온도, 힘이다. 본 실험에서는 비용과 실험상의 편의를 위해서 실제 압축기에 사용되는 냉매 대신에 질소가스를 이용하므로 실험조건으로부터 압력과 온도는 쉽게 예상되어 센서를 선정하는데 어려움이 없으나, 유량과 힘은 센서선정에 주의가 필요하다. 실제 압축기와 동일한 밸브를 사용한다면 밸브의 유효 유동면적은 같다고 볼 수 있으므로 실제 냉매가 아닌 질소가스를 사용했을 때의 유량은 식(1)을 이용하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_{N_2} = \frac{\dot{m}_{R22} \left[ P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \right]_{N_2}}{\left[ P_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \right]_{ref}} \quad (3)$$

식(3)에서 첨자  $ref$  는 냉매를 의미하며,  $\dot{m}_{R22}$  는 냉매 R22 의 질량유량을 의미한다. 실제 압축기에 사용되는 냉매의 물성치와 토출시의 작동 조건을 기초로 하여 질소 가스를 작동 유체로 사용하여 실험한다. 이 때 실제 압축기의 작동 조건, 즉 밸브 전·후에 임의의 압력을 작용시키는 것이 곤란하여, 본 연구에서는 유체가 밸브를 통과한 후의 압력을 대기압으로 한다. 이러한 경우에 실

제 상황을 표현하는 조건이 밸브 전,후의 압력 비가 같은 조건인지, 압력차가 같은 조건인지가 확실하지 않게 된다. 그 이유는 식(1)에서와 같이 유량과 유효 유동면적과의 관계가 단순히 압력비만으로 결정되는 것이 아니라 밸브 통과전의 압력과도 관련이 있기 때문이다. 따라서 실험 조건을 압력비를 같게 할 때와 압력차를 같게 하는 경우를 모두 고려하여, 그 때의 유량을 식(3)으로부터 구하여 유량계의 측정범위를 설정하였다.

힘 센서(load cell)의 측정범위는 식(2)에서와 같이 밸브의 유효 힘면적과 밸브 전, 후의 압력차로부터 구할 수 있다. 이상의 결과로 실험장치의 구성을 개략적으로 도시하면 Fig. 1 과 같다.



①:Gas tank, ②:Mass flow meter, ③:Manifold, ④:Pressure transducer, ⑤:Test valve, ⑥:Load cell, ⑦:Pressure regulator

Fig. 1 Scheme of experimental setup

## 2.2 실험방법

실험에 사용된 토출밸브와 토출포트를 간략히 표현하면 Fig.2 와 같다.

#1 밸브계와 #2 밸브계의 차이점은 토출포트

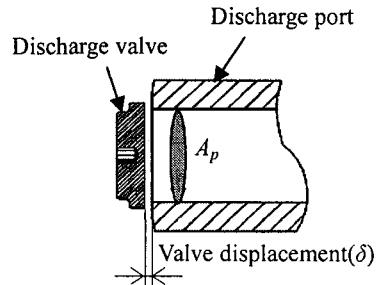


Fig. 2 Discharge valve system

면적( $A_p$ )과 그에 상응하는 밸브크기이다. #1 밸브계의 포트 면적( $A_p$ )은  $529 \text{ mm}^2$ , 밸브 직경은  $29 \text{ mm}$  이고 #2 밸브계는 포트 면적  $802 \text{ mm}^2$ , 밸브 직경은  $36 \text{ mm}$  이다.

Table 1 Summary of experimental setup

Item	Equipment	Model	Spec.
Mass flow rate	Mass Flow Meter (Brooks Instruments)	5863E	Max. 400 L/min Res. 0.4 L/min
Pressure	Pressure Transducer (VALCOM)	VPRNP-A2-5K(abs)-4C	Max. $5 \text{ kg/cm}^2$ Res. $0.001 \text{ kg/cm}^2$
Force	Load Cell (CAS)	BCL-10L	Max. 10 kgf Res. 0.001 kgf
Temperature	Thermometer	Mercury Thermometer	Res. $1 \text{ }^\circ\text{C}$

앞에서 구성한 실험장치(Table 1)를 이용하여 밸브계의 유효 유동면적 및 힘면적을 측정하기 위한 실험방법은 다음과 같다.

가. 가스탱크(①)의 밸브를 열고 부착 되어있는 압력계의 압력을 확인한다. 이 때, 밸브를 열기 전에 현재의 온도와 대기압을 확인하여 기록한다.

나. 실험장치의 안전 밸브를 연다.

다. 마이크로미터(Micrometer)를 조절하여 원하는 거리만큼 실험 대상 밸브를 이동시킨다.

라. 토출포트 전단에 부착된 압력센서(④)의 측정 압력이 실험조건 값이 되도록 실험장치 하단에 달려있는 압력 조절밸브(⑦)를 이용하여 원하는 압력으로 조정한다.

마. 유량계(②) 측정값과 실험 밸브(⑤)에 연결된 로드셀(⑥) 측정값이 안정화 되면, 그 값을 기

록한다.

바. 위와 같은 방식으로 원하는 거리를 미리 몇 개의 구간으로 나누어 측정한다.

### 3. 실험 결과 및 분석

#### 3.1 유효 유동면적

Fig.3(a)는 #1 밸브계에 대한 유효 유동면적의 실험 결과이며 Fig.3(b)는 #2 밸브계에 대한 실험 결과이다. 도시한 그림을 살펴보면 밸브가 열리는 양이 증가할수록 유효 유동면적이 증가함을 보인다. 압력비가 증가함에 따라 유효 유동면적도 증가하는 경향을 보이지만 그 양은 밸브 변위에 비하면 미미하다. 이러한 결과로부터 토출밸브의 유효 유동면적은 밸브 형상뿐만 아니라 밸브계를 통과

유효 유동면적을 비교하였다. Fig. 4 는 밸브변위에 따른 유효 유동면적을 표시하며, Fig. 5 는 무차원 밸브변위(밸브의 변위  $\delta$ 를 밸브 포트의 직경  $D_p$ 로 무차원화함)에 따른 무차원 유효 유동면적을 나타낸다. 유효 유동면적의 절대적인 크기는 실린더 내경이 더 큰 #2 밸브계가 더 크게 나타났으나, 밸브 포트면적으로 무차원화한 크기는 #1 이 더 크게 나타났다. 그러나 그 양은 크지 않음을 알 수 있다.

실제 압축기에 사용되는 토출 밸브의 경계조건은 유체가 밸브를 통과한 후에 헤드 커버가 있어서 유동에 저항을 받도록 되어 있다. 따라서 이러한 경계조건이 밸브의 유효 유동면적에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 토출 밸브(#2)에 커버를 부착하여 보았다. Fig. 6 에서  $A_{ep}$ 는 밸브와 커버사

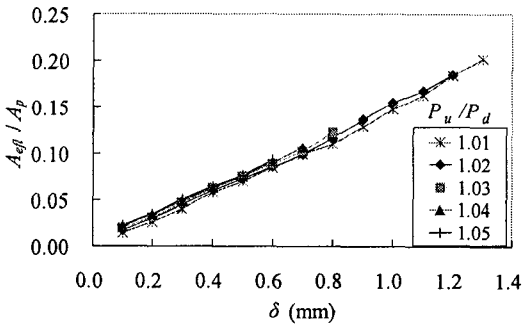


Fig. 3(a) Nondimensional effective flow areas of #1 discharge valve system without head cover

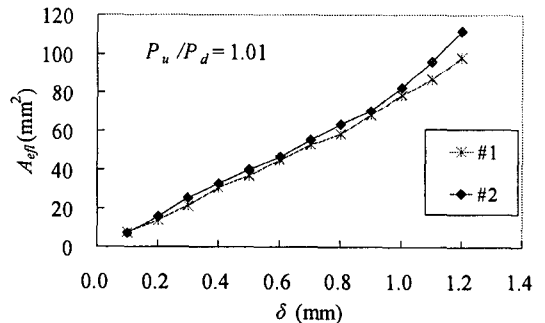


Fig. 4 Effective flow areas of #1 and #2 discharge valves

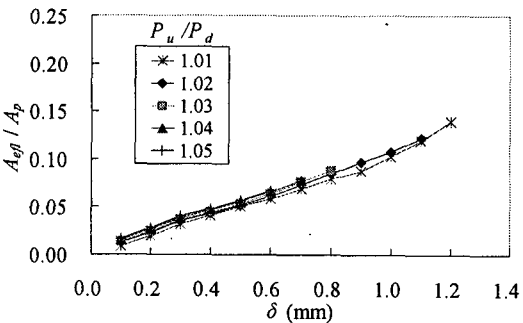


Fig. 3(b) Nondimensional effective flow areas of #2 discharge valve system without head cover

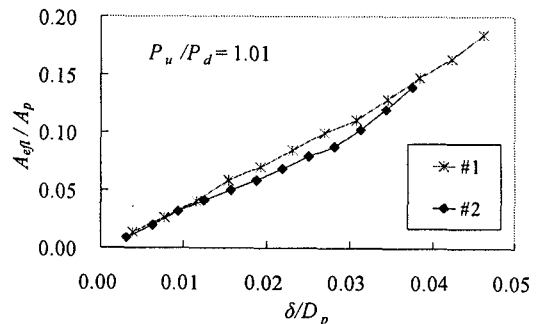


Fig. 5 Nondimensional effective flow areas of #1 and #2 discharge valves for nondimensional valve displacement

하는 유체의 압력에도 관련이 있음을 알 수 있다. 압력비가 1.01 인 경우에 대하여, 두 토출 밸브의

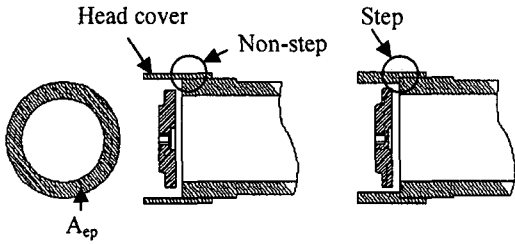


Fig. 6 #2 discharge valve system with head cover

이에 형성된 원형 띠의 면적이다. 단이 없는 경우  $A_{ep}$  값이  $503 \text{ mm}^2$ 로서 있는 경우  $239 \text{ mm}^2$  보다 약 2 배 크다. 이 때 측정된 유효 유동면적은 Fig. 7 과 같다. 실험 결과에 의하면, 밸브가 0.6 mm 정도 열릴 때까지는 커버의 영향이 거의 나타나지 않았다. 그 이후로는 커버의 내경이 작을수록 유효 유동면적이 감소하는 것을 알 수 있다. 무단 커버의 경우 밸브의 거리가 증가하여도 유효 유동면적이 일정

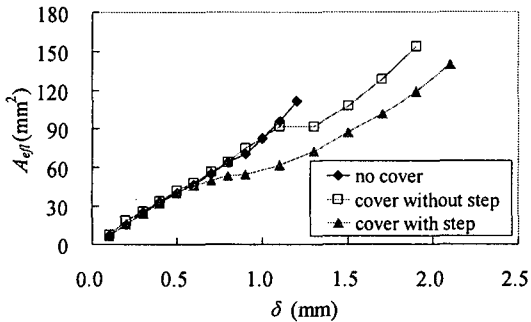


Fig. 7 Effective flow areas #2 discharge valve system

한 경우(거리 1.1 - 1.3 mm)는 질소 탱크와 밸브계 사이의 압력변동에 따른 실험오차로 판단된다.

### 3.2 유효 힘면적

각 토출 밸브에 대한 유효 힘면적의 실험결과 는 Fig. 8 과 같다.

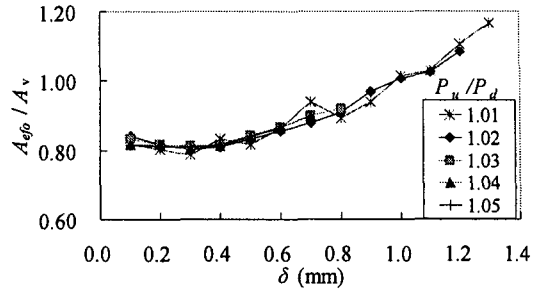


Fig. 8(a) Nondimensional effective force areas of #1 discharge valve system without head cover

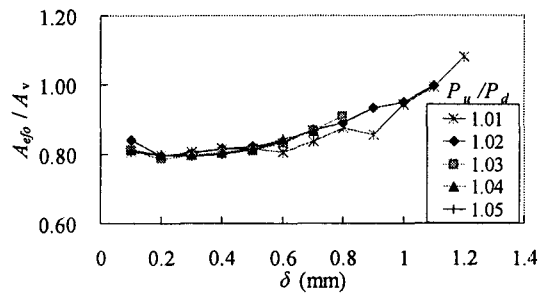


Fig. 8(b) Nondimensional effective force areas of #2 discharge valve system without head cover

실험 결과에 의하면 밸브가 열리는 양이 증가할수록 유효 힘면적이 초기에는 약간 감소하다 점차 증가하는 경향이 있다. 또한 압력비가 증가함에 따라 유효 힘면적은 거의 변화하지 않았다.

압력비가 1.01 인 경우에 대하여, 두 토출 밸브의 유효 힘면적을 비교하면 Fig.9 와 같다.

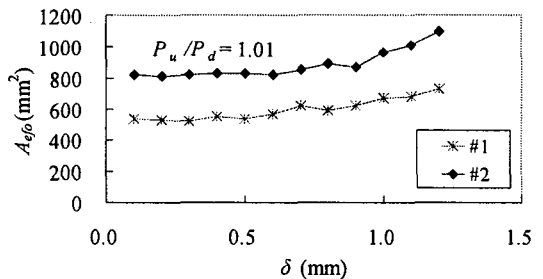


Fig. 9 Effective force areas of #1 and #2 discharge valves

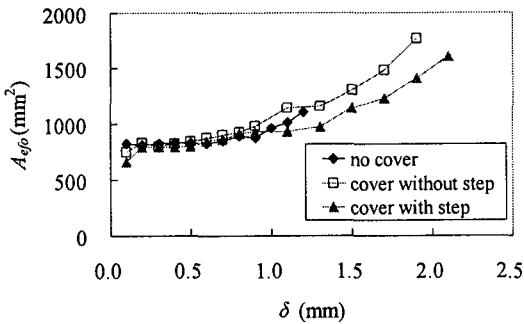


Fig. 10 Effective force areas #2 discharge valve system

유효 힘면적의 절대적인 크기는 밸브 직경이 큰 #2 가 더 크게 나타났으나, Fig.8 과 같이 밸브 면적으로 무차원화한 크기는 두 밸브가 거의 비슷하였다.

토출 밸브(#2)에 커버를 부착한 경우에 측정된 유효 힘면적은 Fig.10 과 같다. 토출밸브가 0.9 mm 정도 열릴 때까지는 커버의 영향이 거의 나타나지 않았다. 그 이후로는 커버의 내경이 작을수록 유효 힘면적이 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 밸브를 통과하는 유량이 작아지기 때문에 발생하는 현상으로 판단된다.

#### 4. 유효 유동면적에 의한 밸브 특성 해석

리니어 압축기용 밸브의 유효 유동면적에 대한 측정 결과를 이용하여, 이론적 모형으로부터 밸브의 특성을 파악하고자 한다. Fig.11 은 이론적 모형에 사용된 토출밸브의 형상을 나타낸다.

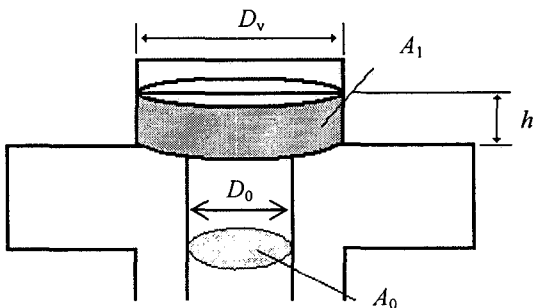


Fig. 11 Theoretical model of discharge valve system

밸브 형상과 밀접한 유효 유동면적의 이론식은

다음 식<sup>8</sup>과 같다.

$$A_{flow} = \frac{K_0 A_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{K_0 A_0}{K_1 A_1}\right)^2}} \quad (4)$$

여기서  $A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$ ,  $A_1 = \pi D_v h$  이고, 일반적으로  $K_0, K_1$ 은 0 과 1 사이의 값을 갖는다.

이 식의 물리적인 의미를 살펴보면,  $h$  가 0 에 가까우면 분모가 무한대에 가까워져서  $A_{flow}$  는 0 에 가까워진다.  $h$  가 커짐에 따라  $A_1$  은 밸브의 원주를 굽힌 양에 비례해서 커지고  $A_{flow}$  는 식(4)의 분모가 1 에 가까워지므로  $K_0 A_0$  에 가까워진다. 따라서  $K_0 A_0$  는 밸브가 충분히 열렸을 때 도달하게 되는(포화 상태) 유효 유동면적이 된다. 다시 말해서  $A_0$  가 밸브 포트 면적이라면 밸브가 충분히 열려 포화 상태에 도달했을 때의 유효 유동면적과 이 면적의 비를 결정하는 것이  $K_0$  이다. 즉  $K_0$  가 1 이라면 포화된 유동면적이 밸브 포트와 같아지는 것이고 1 보다 작아지면 그에 비례해서 유동면적도 작아지게 된다.  $K_1 A_1$  은  $A_{flow}$  가 얼마나 빨리 포화 상태의 유효 유동면적에 도달하느냐를 결정하게 된다. 즉  $K_1$  은 밸브의 원주(혹은 직경)와 동일한 차수(order)의 비례상수이며 밸브의 이동 거리가 동일할 때, 이 값이 크면 클수록 포화 상태의 유효 유동면적에 근접한 값을 얻게 된다. 따라서  $K_0, K_1$  은 1 에 가까울수록 좋다.

식(4)를 이용하여 측정된 토출 밸브의 유효 유동면적으로부터 도출한 각 밸브에 대한 계수들을 수식과 실험값 사이의 오차 제곱값을 최소화하는 방법으로 구하였다. 그 결과는 Table 2 와 같으며, 그래프로 표현하면 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15 와 같다.

Table 2 Coefficients of effective flow area for discharge valves

Coefficients	#1 valve		#2 valve	
	Without cover	Without cover	Cover without step	Cover with step
$K_0$	1.0	1.0	0.63	0.30
$K_1$	0.86	0.75	0.71	0.61

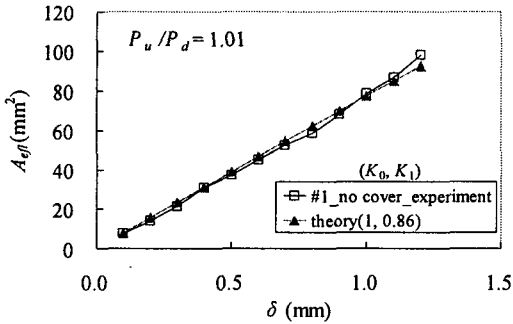


Fig. 12 Effective force areas of #1 discharge valve system without head cover

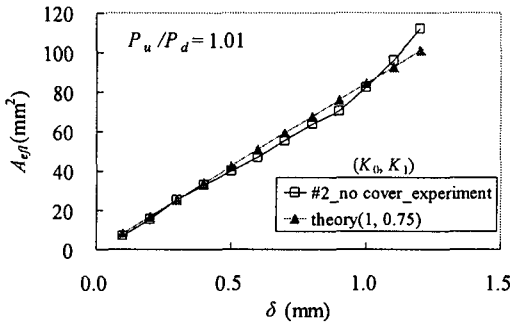


Fig. 13 Effective force areas of #2 discharge valve system without head cover

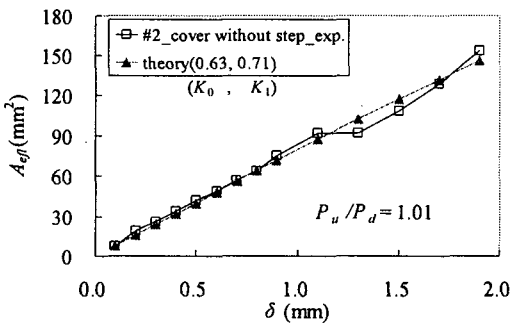


Fig. 14 Effective force areas of #2 discharge valve system attached head cover without step

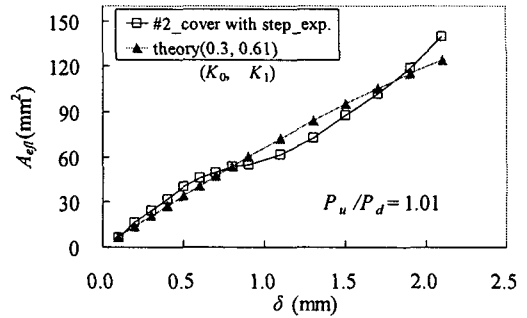


Fig. 15 Effective force areas of #2 discharge valve system attached head cover with step

여기서 #2 토출 밸브의 경우에 커버가 있을 때에는 포화되는 유효 유동 면적을 커버와 밸브 사이의 공간으로 정의하였다. 따라서  $K_0$ 는 그 면적과 밸브 포트 면적 사이의 비가 된다. 표와 그림에 나타난 바와 같이 커버가 없는 상태에서 #1 토출 밸브의 면적 계수가 #2 보다 크게 나타났다. #2 토출 밸브의 경우에 커버의 내경이 작아질수록 면적 계수가 작게 나타났다. 커버가 부착되지 않았을 때, 토출 밸브의 면적계수가 1로 가정한 것은 유량계의 측정 한계로 인하여 유효 유동면적이 포화될 때까지 밸브를 이동시킬 수 없었기 때문이다. 또한 토출 밸브의 경우 실제 압축기에서 사용되는 조건을 고려할 때, 밸브의 이동거리가 미소하므로 (2 mm 이하)  $K_0$ 의 미소한 변화가 유효 유동면적에 미치는 영향은 크지 않다고 판단된다.

### 5. 결론

리니어 압축기 밸브계의 유효 유동면적과 힘 면적을 공기중에서 측정할 수 있는 실험장치를 개발하여 그 방법을 제시하였다. 실험장치를 이용하여 토출 밸브의 유효 유동면적과 힘면적을 측정하였으며, 이론적 모형을 이용하여 각 밸브들의 유효 유동면적 계수들을 도출하였다. 이러한 모형을 이용하면 설계단계에서 밸브의 특성을 예측하는 것이 가능하므로 효율적인 압축기 설계 기술을 확보할 수 있을 것으로 판단된다.

### 참고문헌

1. Lee, H. K., Song, G. Y., Park, J. S., Hong, E. P., Jung,

- W. H. and Park, K. B., "Development of the Linear Compressor for a Household Refrigerator," Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 1, pp. 31-38, 2000.
2. Soedel, W., "Design and Mechanics of Compressor Valves," Purdue University, 1984.
  3. MacLaren, J. F. T., "A Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors," Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp. 180-187, 1972.
  4. Soedel, W., "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Compressor," Purdue University Short Course Text, IN, U.S.A., 1972.
  5. Ferreira, R. T. S. and Drjesson, J. L., "Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas," Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 632-646, 1986.
  6. Deschamps, C. J., Ferreira, R. T. S. and Prata, A. T., "The Effective Flow and Force Areas in Compressor Valve," Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 1, pp. 104-111, 1988.
  7. Ma, Y. C. and Bac, J. Y., "Determination of Effective Force Area and Valve Behavior on the Rolling Piston Type Compressor," Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 371-376, 1996.
  8. Schwerzler, D. D. and Hamilton, J. F., "An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valving systems," Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp. 30-36, 1972.