

# 셀리스 실린더의 특성 해석 및 실험

김영철<sup>†</sup>, 김동수\*, 배상규\*, 김성종\*

## An Experiments and Characteristics Analysis of the Sealless Cylinder

Young-cheol Kim, Dong-soo Kim Sang-kyu Bae and Sung-Jong Kim

**Key Words:** Sealless Piston(셀리스 피스톤), Pneumatic Cylinder(공압실린더), Reynolds Equation (레이놀즈방정식), Self-Centering Force(자기부상력), Leakage Flow(누설유량)

### Abstract

This paper shows a performance analysis for conical type sealless cylinders and rod bearings. The pistons without seal have partly cylindrical and conical shapes. 2 dimensional Reynolds equation and FD(finite differential) numerical techniques are utilized for the performance analysis. The relationship among self-centering forces and leakage flows are investigated. Also, optimal design values for a sealless cylinder are presented. A prototype of sealless cylinder which had rod bearing with four pockets, five pockets, and six pockets was manufactured respectively. Leakage flow test is conducted to evaluate performance of piston and rod bearing in sealless cylinder.

### 1. 서론

일반적인 실린더는 슬라이딩 셀(sliding seal)을 사용하는데, 이는 큰 마찰력을 유발하고 저속 운동시 고착 현상을 이 발생하기도 하며, 청정실이나 고온, 고속 환경에는 사용하기에 부적절하다. 따라서 본 연구에서는 이러한 단점을 보완하기 위해 슬라이딩 셀을 사용하지 않고 경사(conical) 형태의 피스톤을 장착한 셀리스 실린더를 제안하고자 한다. 이 기술은 고속, 고정밀 선형운동을 담당하는 서보구동기(Servo Actuator)에 다양하게 적용될 수 있다.

Fig. 1은 셀리스 실린더의 기본 구조를 나타낸다. 피스톤 A는 경사부분(conical portion)과 원통형 부분(cylindrical portion) 두 부분으로 이루어져 있고, 가운데 출구 홈을 기준으로 대칭구조를 이루고

있다. 실린더 내부에 압력을 가하게 되면 피스톤을 중앙으로 부상시키는 힘(self-centering force)이 저절로 발생하게 되는데, 특히 피스톤이 좌우 왕복 운동을 할 경우에는 이 힘이 더욱 커지게 된다. 따라서 이 부분은 기체 정압효과와 동압효과가 함께 작용하는 복합베어링의 기능을 가진다. B 부분은 기체정압 지지의 로드베어링(rod bearing)이고, C 부분은 단순히 plane seal과 같은 기능을 가지고, 유량보존법칙에 의해 다음의 관계식이 성립한다.

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_A + Q_B + Q_C \quad (1)$$

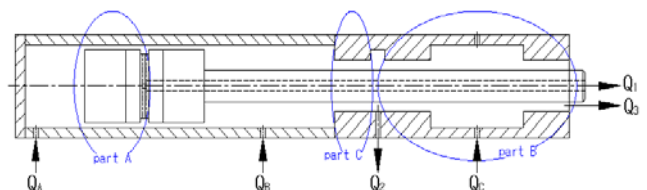


Fig. 1 Sealless pneumatic cylinder

† 한국기계연구원 구조연구부

E-mail : kyc@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7877 FAX : (042)868-7877

\* 한국기계연구원 첨단산업기술연구부

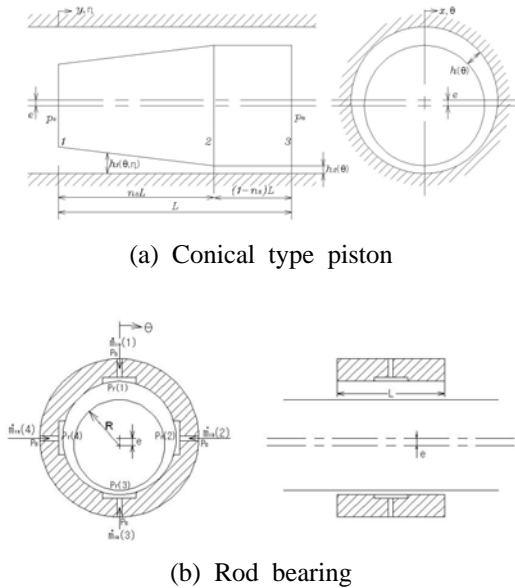


Fig. 2 Geometry of the sealless cylinders

썰리스 실린더는 처음으로 Guido Belforte[1] - [2]에 의해 제안되었는데, 그는 정지된 실린더에 대해 1차원 레이놀즈방정식의 근사해를 유도하여 성능을 예측하였다. 이에 반해 본 연구에서는 왕복 운동하는 썰리스 실린더에 대한 2차원적 레이놀즈 방정식을 유도하고, 유한차분법에 의해 그 해를 구 하였으며, 피스톤, 로드 베어링에 대한 성능 해석 을 수행하여 최적의 설계조건을 제시하였다. 그리고 시제품을 제작 한 후 누설유량을 측정함으로써 설계의 타당성을 검증하고자 한다.

## 2. 성능 해석 이론

### 2.1 피스톤의 성능해석

썰리스 실린더의 성능 해석은 Fig. 2(a),(b) 와 같이 경사 피스톤 과 로드베어링의 형태가 제안 되어진다. 피스톤은 경사부분(conical portion)과 원 통형부분(cylindrical portion)으로 구성되는데, 실린 더 한쪽(1면)에  $p_s$ 의 고압이 작용하고 그 반대면(3 면)에 대기압  $p_a$ 이 작용하게 된다. 피스톤과 실린 더 사이의 기체막두께는 다음과 같다.

$$h_1 = c_1 + e \cos \theta \quad (0 \leq y < n_s L) \quad (2)$$

$$h_2 = c_2 + e \cos \theta \quad (n_s L \leq y \leq L) \quad (3)$$

여기서  $c_1$ 과  $c_2$ 는 각 부분에서의 반경방향 간극 을 나타낸다.  $c_2 = c$ 라고 두었을 때,

$$c_1 = c + s - \frac{s}{n_s L} y \quad (4)$$

와 같이 표현된다.

피스톤에 대한 지배방정식은 다음과 같이 공기 막에서 등온과정이라고 가정하여 유도되어진 무차 원화된 레이놀즈 방정식으로 표현되어질 수 있다.

$$-\frac{\partial}{\partial \theta} (FH^3 \frac{\partial p}{\partial \theta}) + \Gamma \frac{\partial}{\partial \eta} (FH^3 \frac{\partial p}{\partial \eta}) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \eta} (FH) \quad (5)$$

이 때 무차원 변수는 다음과 같다.

$$x = R\theta \quad (6)$$

$$y = L\eta \quad (7)$$

$$p = p_a P \quad (8)$$

$$\Gamma = \frac{R^2}{L^2} \quad (9)$$

$$\Lambda = \frac{6\mu R^2 U}{p_a c^2 L} \quad (10)$$

그리고, 편심률을 다음과 같이 정의하면,

$$\epsilon = \frac{e}{c} \quad (11)$$

기체막두께는 다음과 같이 무차원화 되어진다.

$$H_1 = \frac{c_1}{c_2} + \epsilon \cos \theta \quad (12)$$

$$H_2 = 1 + \epsilon \cos \theta \quad (13)$$

경계조건은 다음과 같다.

$$P_{\eta=0} = P_s$$

$$P_{\eta=1} = 1 \quad (14)$$

$$P_{\theta=0} = P_{\theta=2\pi}$$

누설유량은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m} = \int_0^{2\pi R} dx \frac{\rho}{2p_a} p (Uh - \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial y}) \quad (15)$$

### 2.2 로드 베어링의 성능해석

로드베어링(rod bearing)은 일종의 기체정압베어 링이다. 즉, 피스톤 로드가 축방향으로 왕복운동을 하며, 이 로드를 기체의 정압을 이용하여 지지하는 형태이다. 오리피스를 통해 고압( $p_s$ )의 공기를 공급 하면 리세스(recess)에서 정압( $p_r$ )이 유지되고, 이를 통해 피스톤 로드를 지지하게 된다.

로드베어링과 로드 사이의 기체막두께는 다음과 같다.

$$h = c + e \cos \theta \quad (16)$$

로드베어링에 대한 지배방정식은 피스톤의 경 우와 동일하게 식 (4)와 같다.

기체막두께는 다음과 같이 무차원화 되어진다.

$$H = 1 + \epsilon \cos \theta \tag{17}$$

경계조건은 다음과 같다.

$$P_{\eta=0} = P_{\eta=1} = 1 \tag{18}$$

$$P_{\theta=0} = P_{\theta=2\pi}$$

누설유량은 다음과 같이 계산된다.

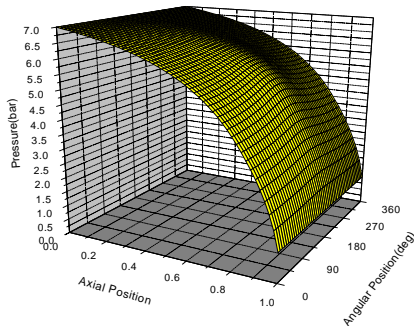
$$\dot{m}_{\theta} = - \int_0^{2\pi R} \delta y \frac{\rho_a}{2p_a} p h^3 \frac{\delta p}{\delta x} \tag{19}$$

$$\dot{m}_{\eta} = \int_0^{2\pi R} \delta x \frac{\rho_a}{2p_a} p (Uh - \frac{h^3}{6\mu} \frac{\delta p}{\delta y}) \tag{20}$$

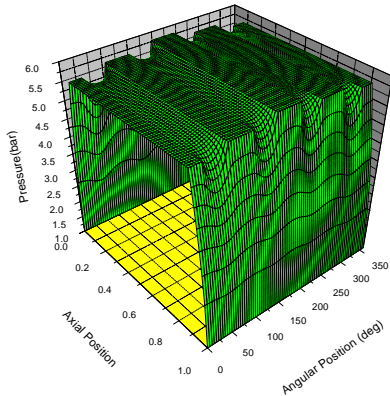
### 3. 성능 해석 결과

#### 3.1 압력분포 계산

Fig. 3은  $\epsilon = 0.5$ ,  $n_s = 0.8$ ,  $p_s = 7bar$ 일 때 압력분포를 계산한 것이다. 그림에서  $\theta = 0$ 일 때와  $\theta = 180$ 일 때 압력차이가 발생함을 볼 수 있는데, 이로 인해 중심으로의 부상력(self-centering force)이 발생함을 예상할 수 있다.



(a) conical piston ( $\epsilon = 0.5$ ,  $n_s = 0.8$ )

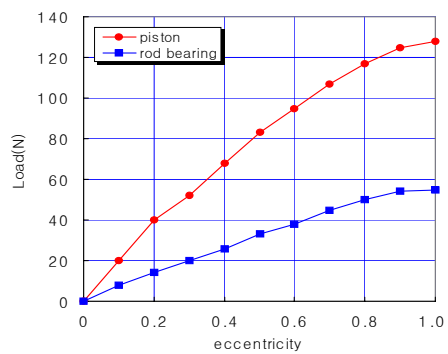


(b) rod bearing ( $\epsilon = 0.5$ )

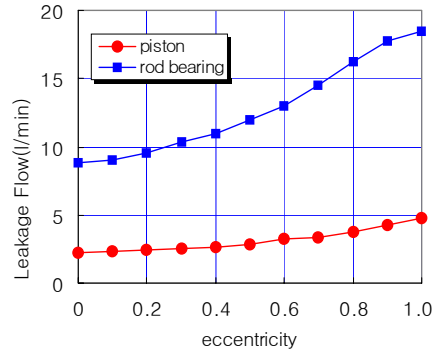
Fig. 3 Pressure distribution

#### 3.2 편심률이 성능에 미치는 영향

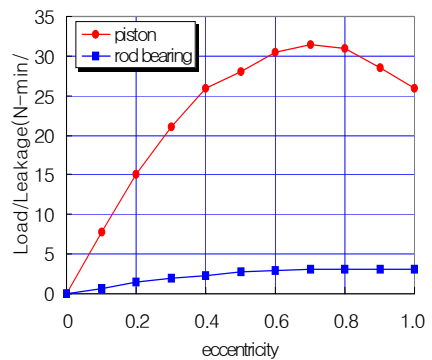
Fig. 4(a)와 (b)는 경사(conical) 피스톤( $n_s = 0.8$  일 때)과 로드 베어링의 편심률 변화에 따른 부상력과 누설유량을 그린 그래프이다. 부상력과 누설유량 모두 편심률이 커질수록 증가한다. 부상력을 최대화하고 누설유량을 최소화하기 위해 Fig. 4(c)와 같이 하중/누설의 값을 그려보면, 경사 피스톤과 로드 베어링 모두  $\epsilon = 0.7$  정도일 때 최적의 값을 가짐을 볼 수 있다.



(a) load



(b) leakage



(c) load/leakage

Fig. 4 Eccentricity vs. performance curve

### 3.3 간극비 및 간극이 성능에 미치는 영향

Fig. 5와 Fig. 6은 부상력을 최대화하고 누설유량을 최소화하기 위해 피스톤의 간극비와 로드 베어링의 간극에 따른 하중/누설의 변화를 그린 것인데, 피스톤의 경우 간극비가 0.5정도일 때(경사입구 높이가 간극 정도) 최적 값을 가짐을 알 수 있고, 로드 베어링의 경우 간극이 적을 수록 좋게 나타난다. 실제 설계 시에는 최대 누설유량을 설정하여 두고 만족할 만한 수준에서 간극을 결정하는 것이 좋을 것이다.

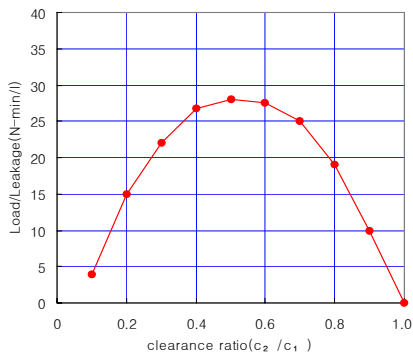


Fig. 5 Piston clearance ratio vs. performance curve

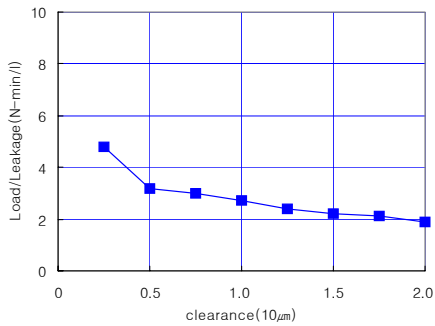


Fig.6 Rod bearing clearance vs. performance curve

Table1. Dimensions of Sealless Cylinder

Contents	Length
Cylinder Diameter	50mm
Stroke	500mm
Total Piston Length	208mm
Cylindrical Piston Length	18mm
Conical Piston Length	82mm
Clearance	10 µ m
Tapered Length	20 µ m

### 4. 최적 설계 및 시제품 제작

해석 결과를 바탕으로 최적의 조건에 맞는 쥘리스 실린더를 설계, 제작하였다. 쥘리스 실린더의 설계 사양은 Table 1과 같다<sup>(3)</sup>.

Fig. 7은 쥘리스 실린더 설계도이며, Fig. 8은 제작된 쥘리스 실린더의 피스톤과 로드 베어링의 사진이다. Fig. 9는 로드베어링의 유형을 나타낸다.

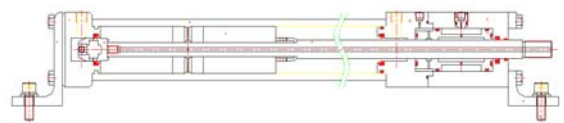


Fig. 7 Drawing of Sealless Cylinder



Fig. 8 Prototype of Sealless Cylinder

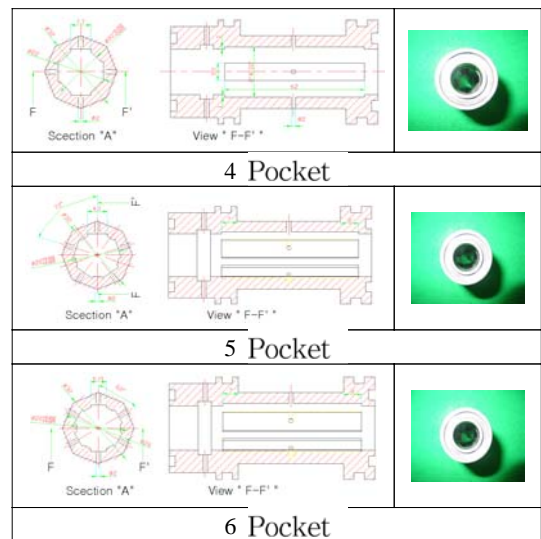


Fig. 9 Rod Bearing (4, 5, 6 Pockets)

## 5. 누설유량 및 종합성능 실험

### 5.1 실험장치 개략도 및 사진

피스톤 실린더의 종합성능 평가를 위한 시험 장치를 Fig. 10와 같이 구성하였으며, 압축된 공기는 서보밸브에 의해 제어되며, 마찰력 측적을 위한 로드 셀을 부착하고, 위치 및 속도 센서인 LVDT를 부착하였으며, 압력, 유량을 측정하기 위하여 각각의 센서를 부착하여 실험 장치를 구성하였다. Fig. 11은 제작된 종합성능 시험장치의 컨트롤러 부와 메카니즘 부의 사진을 나타낸다.

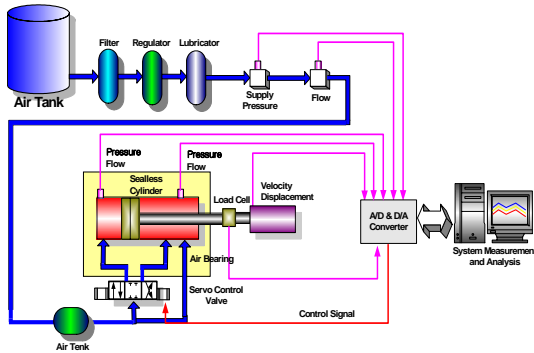


Fig. 10 Performance Tester Apparatus



Fig. 11 Measurement Apparatus of Performance Tester Apparatus

### 5.2 실험결과

Fig. 12는 서보 밸브에 삼각파형을 입력하여 서보 액추에이터(Servo Actuator)의 재현성을 확인한 그래프이다. 실험은 Pa=1MPa Q=250 l/min의 조건에서 제어전압을 5V에서 -5V까지 변화를 시켜가면서 실험을 수행하였는데 최대 제어 전압인 5V가 발생한 시점이 두 번의 실험에서 동일하게 나타남을 확인하였다. Fig. 13은 서보밸브에 사각파형을

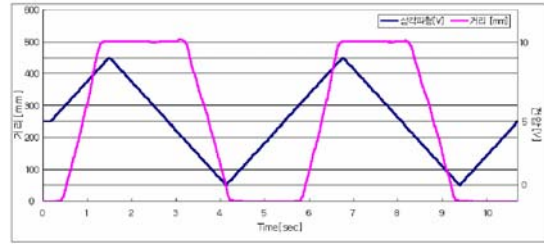


Fig. 12 Repeating test using triangle wave

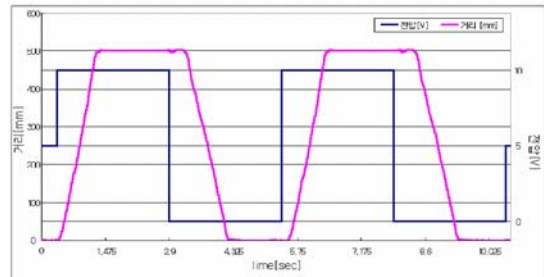


Fig. 13 Repeating test using rectangular wave

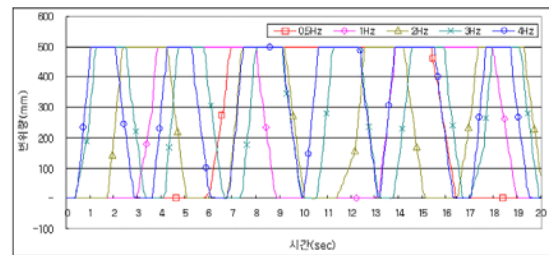
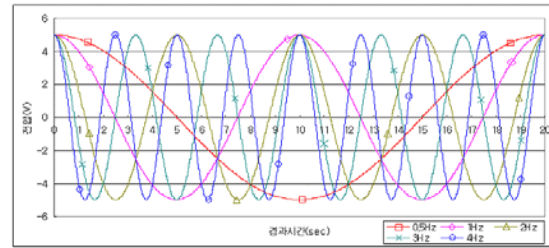


Fig. 14 Repeating test of Gain/phase/Hz using sign wave

입력하여 상기 실험과 동일한 실험을 수행하였다. 수행한 결과 서보 액추에이터의 재현성을 확인하였다. Fig. 14는 사인파를 사용하여 Gain/Phase/Hz의 동특성 실험을 나타낸다.

Fig 15는 피스톤의 누설유량을 측정한 값을 나타내고 있다. 내부 압력을 6bar로 하였으며 스트로크의 변화에 따른 각각 위치별 누설유량을 나타낸 것이다. 초기에 많은 누설유량이 발생하다가 피스톤이 진행됨에 따라 점차 줄어들어 전, 후의 누설유량은 2배정도의 차이를 나타낸다. 또한 이론 해

석결과와 유사한 약 2~6 l/min의 누설유량을 나타냄으로써 정밀 가공의 우수성을 확인 할 수 있었다. Fig. 16은 로드베어링에서 발생하는 누설유량을 측정된 그래프이다. 4포켓, 5포켓 및 6포켓 베어링을 이용하여 실험을 수행하였다. 내부 압력을 6bar로 하였으며 스트로크의 변화에 따른 각각 위치별 누설유량을 나타낸 것이다. 4포켓 베어링이 2.5l/min 정도로 누설유량이 가장 적는데, 이는 이론 해석치보다도 간극이 더 작게 가공되어 낮은 값을 갖은 것으로 판단된다.

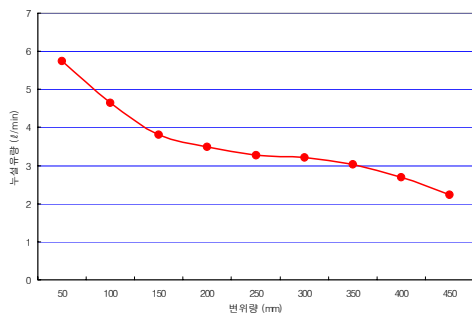


Fig. 15 Leakage flow of piston

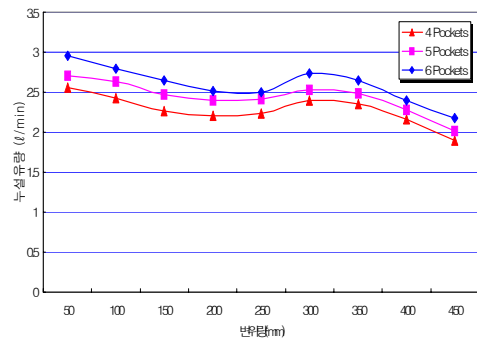


Fig. 16 Leakage flow of rod bearing

### 6. 결 론

씰리스 실린더의 피스톤과 로드베어링의 형상을 변화하면서 해석이론을 통한 각 파형의 재현성 및 동특성 실험과 측정된 누설유량을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 피스톤 베어링의 하중 및 누설유량에 대한 이론 해석을 통하여 고성능 씰리스 실린더를 제작하였다.

2. 경사(conical) 형태의 씰리스 실린더에 대해 해석을 수행하고, 왕복 운동하는 씰리스 실린더에 대한 2차원적 레이놀즈 방정식을 유도하고, 유한차분법에 의해 그 해를 구한 후 그 결과를 설계에 적용할 수 있었다.
3. 씰리스 실린더를 제작하여 실험한 결과 4포켓의 베어링을 사용할 경우에 적은 누설유량이 발생한다는 사실을 확인하였다.
4. 각각의 누설유량을 측정된 결과 피스톤에서는 2~6l/min의 값을 가지는데, 이는 이론치와 비슷한 값을 가지는 것이다. 로드 베어링에서는 2.5l/min 정도의 누설유량이 측정되는데, 해석치보다도 간극이 적어 유량이 적은 것으로 판단된다.

### 후 기

본 연구는 산업자원부의 산업기초과제인 “고성능 씰리스 실린더 개발” 과제의 연구비 지원으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

### 참 고 문 헌

- [1] Belforte G., Raparelli T., Mazza L. and Trivella A., 1999, "Analysis and design of pistons for sealless pneumatic cylinders", Fluid Power, Forth JHPS International Symposium, pp459~464.
- [2] Belforte G., Raparelli T., Ferraresi C. and Trivella A., 12-13 March 1996, "New design of low friction cylinders", 12 Aachene fluidtechnicsches kolloquium, Aachen, Germany, pp629-642
- [3] Kim sung-jong, Kim dong-soo and Lee seung-hyun, 2004, "An Analysis and Test for Leakage Flow of Sealless Cylinder", 2004년도 대한 기계학회 춘계학술대회 논문집.
- [4] Kim young-cheol, Kim dong-soo, 2004, "Performance Analysis of pistons for Sealless Pneumatic Cylinder", 2004년도 한국윤활학회 춘계 학술대회 논문집
- [5] Kim young-cheol, Kim dong-soo, 2004, "Lubrication and Leakage Performance Analysis for Sealless Pneumatic Cylinders", 2004년 한국유체공학 학술대회 논문집