

셀리스 실린더 특성 해석에 관한 연구

서현석*(한국기계연구원), 김동수(한국기계연구원), 유찬수(한국기계연구원)

Characteristics Analysis of Sealless Cylinders

H. S. Seo (KIMM), D. S. Kim (KIMM), C. S. Ryu (KIMM)

ABSTRACT

The study of Sealless Cylinder is presented. The cylinder has a piston with air bearing. The piston has a partly cylindrical and partly conical shape. The description of system geometry is follows by the flow rate equations. Then pressure distribution and Bearing force equations are derived. Several non dimensional parameters are suggested. The relationship among bearing force, leakage flow and geometry of the bearing is investigated by simulation. And determination method for optimal design of sealless cylinder is given. A prototype of sealless cylinder which had rod bearing with four pockets, five pockets, and six pockets was built respectively.

Key Words : Sealless (셀리스), Air Bearing (공기 베어링), Pneumatic Cylinder (공기압 실린더), Cylindrical Bearing (원통형 베어링), Conical Bearing (원추형 베어링)

1. 서론

일반적인 셀 실린더는 슬라이딩 셀을 사용하며, 이는 큰 마찰력의 발생과 저속 운동 시 고착 현상이 발생하여 실린더 구동 시 정확한 제어가 어려운 단점이 있다. 따라서 클린룸이나 고온 환경, 고속으로 지속적인 운동을 하는 환경에서의 사용은 불가능하다. 이러한 단점을 극복하기 위하여 피스톤의 형상 연구, 마이크로 실린더 등의 많은 연구가 있어왔다⁽¹⁾⁽²⁾. 하지만 이러한 실린더들은 제작의 어려움과 고비용이 단점으로 나타난다. 많은 연구 중의 하나로 피스톤과 피스톤 로드 부위에 셀을 사용하지 않는 Sealless Cylinder가 있다. Sealless Cylinder의 응용 분야는 피로 시험기, 브레이크, 액슬, 변속레버 구동 Auto Pilot System, 각종 Driving Simulator 등 첨단 시험장비, 정밀위치, 속도, 하중제어시스템 등의 특수 환경에서 고속·고정밀 Linear 운동을 위한 Intelligent Servo Actuator 등으로 매우 다양하게 적용될 수 있다.

본 연구에서는 이러한 Sealless cylinder의 수치해석을 통해 그 특성 및 최적 설계 조건을 제시하고자 하였다.

2. 이론 해석

2.1 Sealless Cylinder 모델링

Sealless Cylinder의 기본 모델은 다음 그림과 같으며, 주요 용어는 다음과 같다.

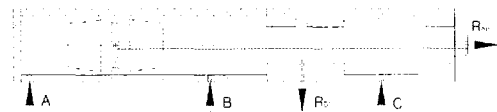


Fig. 1 Schematic of Sealless Cylinder

- f : 피스톤 편심시 최대 중심력 (Bearing Force)
- Q : 누설 질량 유량 (Leakage Mass Flow)
- F : 베어링부의 중심력 계수
- $T = t/c$: 테이퍼 길이 / 간극
- $L = l/d$: 베어링 길이 / 베어링 직경
- $E = e/c$: 편심 길이 / 간극

2.2 관련 방정식

Sealless Cylinder 해석을 위한 관련 방정식은 다음과 같다⁽³⁾⁽⁴⁾.

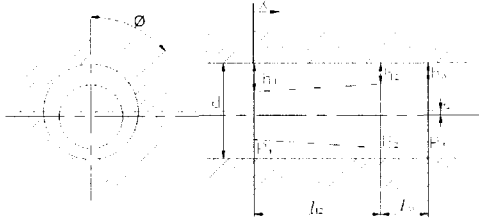


Fig. 2 Geometry of the Bearing Part

유동을 Steady, 1차 Isothermal Laminar Flow로 가정하면, 연속방정식과 위 식으로부터 Conical 부분의 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{a \dot{p}}{ax} + \frac{12\mu \dot{p}_0}{\rho_0} \cdot \frac{q}{\dot{p} \left[h_1 - \frac{h_1 - h_2}{l_{12}} x \right]^3} = 0 \quad (1)$$

Cylindrical 부분은 식 (1)의 [] 부분에 h_2 가 대치된 식이 된다. 위 식으로부터 두 부분에서의 질량 유량은 각각 다음과 같다.

$$q_{12} = (p_1^2 - p_2^2) \frac{\rho_0}{12\mu \dot{p}_0 l_{12}} \cdot \frac{h_1^2 h_2^2}{h_1 + h_2} \quad (2)$$

$$q_{23} = (p_2^2 - p_3^2) \frac{\rho_0}{12\mu \dot{p}_0 l_{23}} \cdot \frac{h_2^3}{2} \quad (3)$$

여기서 μ 는 공기의 점성이며, ρ 는 밀도를 나타낸다. 첨자 0은 표준상태(20°C, 1bar abs, 1.225kg/m³)에서의 값을 나타낸다.

축방향 압력 분포식은 다음과 같다.

Conical 부분에서의 압력 :

$$p_{12} = p_1 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \right) \cdot \frac{h_2^2}{h_1(h_1 + h_2)} \cdot \frac{X}{a} \cdot \frac{2 + (h_2/h_1)X/a}{[1 + (h_2/h_1 + 1)X/a]^2} \right\}^{1/2} \quad (4)$$

여기서, $X = x / (l_{12} + l_{23})$, $a = l_{12} / (l_{12} + l_{23})$ 이며, 이 때의 경계조건은 다음과 같다.

$X = 0$ 일 때, $p = p_1$,

$X = a$ 일 때, $p = p_2$ 이다.

Cylindrical 부분에서의 압력 :

$$p_{23} = \left\{ p_2^2 \frac{1-X}{1-a} + p_3^2 \frac{X-a}{1-a} \right\}^{1/2} \quad (5)$$

이 때의 경계조건은 다음과 같다.

$X = a$ 일 때, $p = p_2$,

$X = 1$ 일 때, $p = p_3$ 이다.

Bearing Force는 다음 식으로부터 구해진다.

$$f = - \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^{l_{12} + l_{23}} p(x, \phi) \cdot \frac{d}{2} \cdot \cos(\phi) d\phi \quad (6)$$

두 부분에 대한 각각의 적분으로부터 Bearing Force를 구할 수 있다.

Conical 부분에서의 Bearing Force :

$$\frac{f_{12}}{(l_{12} + l_{23})d} = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \cos \phi d\phi \int_0^a p_{12}(X) a X dX \quad (7)$$

Cylindrical 부분에서의 Bearing Force :

$$\frac{f_{23}}{(l_{12} + l_{23})d} = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \cos \phi d\phi \int_a^1 p_{23}(X) a X dX \quad (8)$$

누설 유량은 다음 식을 적분하여 구할 수 있다.

$$Q = \int_0^{2\pi} q \frac{d}{2} d\phi \quad (9)$$

$$Q = \frac{\rho_0}{24\mu \dot{p}_0} (1 - p_3^2) \frac{d}{(l_{12} + l_{23})} \cdot$$

$$\int_0^{2\pi} \frac{h_1 h_2^3}{h_1 h_2 a + h_2^2 + 2h_1^2(1-a)} d\phi \quad (10)$$

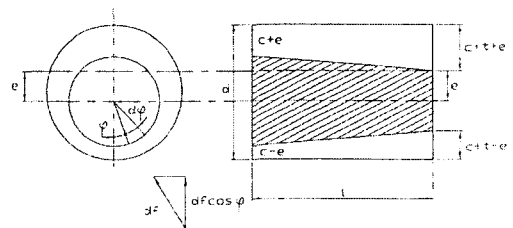


Fig. 3 Geometry of the Conical Bearing Part

해석을 위해 다음과 같은 값과 무차원 변수를 도입하였다.

$$h_1(\phi) = c + t + e \cdot \cos(\phi) : (0 < x < l_{12}) \quad (11)$$

$$h_2(\phi) = h_2(\phi) = 2c + e \cdot \cos(\phi) : (l_{12} < x < l_{23}) \quad (12)$$

$$h_x(\phi, x) = h_1(\phi) - \frac{h_1(\phi) - h_2(\phi)}{l_{12}} x \quad (13)$$

$$\bar{F} = \frac{f}{\pi \cdot d^2 \Delta p}, E = \frac{e}{c}, T = \frac{t}{c}, L = \frac{l_{12}}{d} \quad (14)$$

3. 해석 결과

해석은 위 식들을 사용하여 Conical 부분에 대해서 수행하였으며, 해석결과는 Fig. 4부터 Fig. 6에 나타나었다. E=1, V=0일 때의 결과이다.

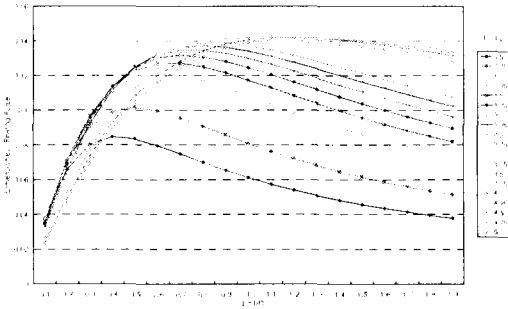


Fig. 4 Influence of L on Bearing Force

Fig. 4는 피스톤 베어링의 형상이 Bearing Force에 미치는 영향을 보여준다. L이 증가함에 따라 힘은 증가하지만 어느 순간 이후부터는 감소하기 시작한다. T 값의 증가에 따른 Bearing Force도 감소하다가 일정 값 이상이 되면 증가함을 알 수 있다.

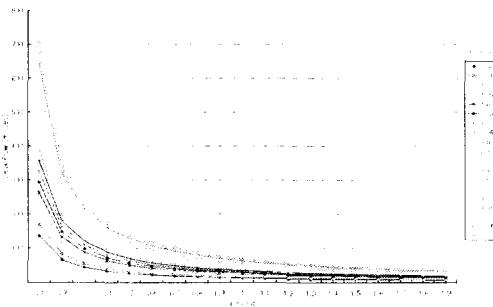


Fig. 5 Leakage Flow vs. L

Fig. 5는 베어링의 길이가 증가할수록 테이퍼비가 감소할수록 누설유량이 줄어드는 것을 보여준다.

Fig. 6은 Bearing Force와 누설 유량과의 관계를 보여주는 그래프이다. \bar{Q} 는 Q와 피스톤이 Cylindrical 일 때의 누설유량인 Q_0 의 비를 표현한 무차원 값이다. T 값에 따른 최적값이 존재함을 알 수 있다.

또한, G. Belforte는 Conical Bearing 부분이 증가할 경우, 즉 식 (4)의 α 가 증가하는 경우 Bearing Force와 누설유량이 증가함을 밝혔다⁽⁵⁾.

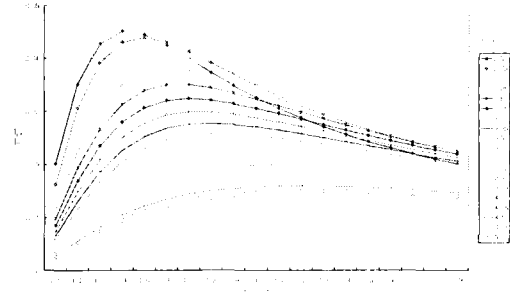


Fig. 6 \bar{F} / \bar{Q} vs. L

Sealless Cylinder 제작시 대형이나 긴 행정 등으로 베어링 길이에 제한을 받을 수 있다. 따라서 Bearing Force가 최대가 되지는 않더라도 전술한 바와 같은 조건들을 고려하여 최적의 설계 Factor를 찾아야 한다.

4. 최적 설계 및 제작

해석 결과를 바탕으로 최적의 조건에 맞는 Sealless Cylinder를 설계, 제작하였다. 설계 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Dimensions of Sealless Cylinder

| 항 목 | 크 기 |
|--|------------|
| Cylinder 지름 (d) | 50mm |
| Stroke | 500mm |
| Total Piston Length | 208mm |
| Cylindrical Piston Length (l_{23}) | 18mm |
| Conical Piston Length (l_{12}) | 82mm |
| Clearance (c) | 10 μ m |
| Tapered Length (t) | 20 μ m |

Fig. 7는 설계도이며, Fig. 8은 제작된 Sealless Cylinder의 사진이다.

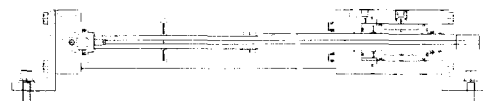


Fig. 7 Drawing of Sealless Cylinder

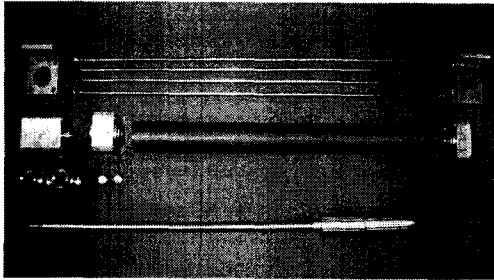


Fig. 8 Sealless Cylinder

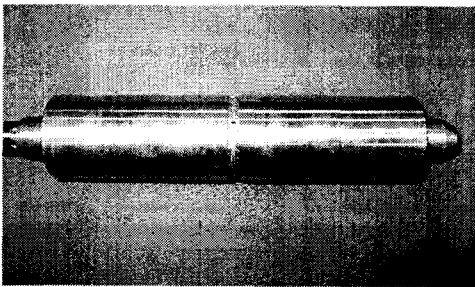


Fig. 9 Piston of the Sealless Cylinder

Fig. 9는 Sealless Cylinder의 피스톤을 보여주며, 피스톤 베어링은 Double 베어링으로 제작하였다.



Fig. 10 Rod Bearing

Fig. 10과 Table 2는 Rod Bearing 부분으로 Pocket의 수를 4, 5, 6개로 각각 제작하였으며, 향후 실험을 통한 특성해석을 계속할 계획이다.

5. 결론

이론 해석을 통해 Sealless Cylinder의 특성을 연구하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Sealless Cylinder의 피스톤 베어링의 Bearing Force 및 누설유량에 대해 이론 해석을 수행하였다.
2. 최적 설계를 바탕으로 Sealless Cylinder를 제작하였다.
3. 향후 실험을 통해 이론해석의 검증 및 실험적 특성 해석을 계속 연구하고자 한다.

Table 2 Rod Bearing (4, 5, 6 Pockets)

| | |
|-----------|--|
| | |
| 4 Pockets | |
| | |
| 5 Pockets | |
| | |
| 6 Pockets | |

후기

본 연구는 산업자원부의 핵심기반기술개발사업의 연구비 지원으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

1. G. Belforte, T. Raparelli, M. Velardocchia, "Study of the behavior of lip seals in pneumatic actuators", *Lubrication Engineering*, Vol. 49, No. 10, pp. 775-780, 1993.
2. G. Belforte, T. Raparelli, A. Trivella, "Study and development of innovative pneumatic microcylinders", *Conference of Hydraulics and Pneumatics*, Germany, pp. 235-248, 1995.
3. G. Belforte, T. Raparelli, C. Ferraresi, A. Trivella, "New design of low friction cylinders", *12 Aachener fluidtechnisches kolloquium*, Aachen, Germany, pp. 629-642, 1996.
4. J. W. Powell, M. H. Moye, P. R. Dwight, "Fundamental theory and experiments on hydrostatic air bearing", *Instn Mech Engrs - Lubrication and Wear Convection*, pp. 97-112, 1963.
5. G. Belforte, T. Raparelli, L. Mazza, A. Trivella, "Analysis and design of pistons for sealless pneumatic cylinders", *4th JHPS*, pp. 459-464, 1999.