

# 공기압 실린더용 저마찰 피스톤 실의 특성해석

## Analysis of a Low Friction Piston Seal in Pneumatic Cylinders

김도태 · 장중걸

D. T. Kim, Z. J. Zhang

접수일: 2011년 7월 18일, 수정일: 2011년 8월 11일, 게재확정일: 2011년 8월 12일

**Key Words** : Pneumatic Cylinders(공기압 실린더), Piston Seals(피스톤 실), Contact Pressure(접촉압력), Frictional Force(마찰력), Nonlinear Finite Element Analysis(비선형 유한요소해석)

**Abstract**: Nonlinear seal friction in pneumatic cylinders can impede the performance of pneumatic systems designed for high precision positioning with favorable high speed actuation. The behaviour of an elastomeric piston seals in high speed pneumatic cylinders is analyzed by nonlinear finite element analysis using ABAQUS. The contact pressures, stress and strain distributions and frictional forces of the squeeze type piston seal are simulated with variation of the seal radial installed interference, the operating pressures, friction coefficients and piston rod velocities. The nonlinear finite element model of the squeeze type piston seal is used to predict deformation of a seal, friction force and contact pressure distributions.

### 1. 서 론

공기압 실린더에서 실(seal)은 실린더의 성능을 좌우하는 핵심요소 부품이며, 실의 마찰특성은 공기압 구동시스템의 동특성과 제어성능 향상에 중요한 인자이다. 공기압 실린더용 실은 밀봉해야 하는 유체가 윤활성이 없는 압축공기이므로 윤활을 유지하는 것이 중요하다. 따라서 실의 접촉면 형상은 둥근 모양으로 설계하여 윤활을 유지하도록 한다.

반면 유압용 실은 유압작동유와 같이 주로 기름을 밀봉하기 때문에 레이놀즈 윤활이론에 기초하여 유막 두께를 어떻게 하면 얇게 하는가가 중요하다. 따라서 실 접촉면에서 적절한 압력분포가 필요하기 때문에 밀봉면의 형상이 날카로운 모양(sharp edge)이 된다.

또한 공기압 실린더용 실은 밀봉해야 할 유체가 점성이 거의 없는 압축공기이기 때문에 유압작동유를 대상으로 하는 유압용 실과는 다른 특징을 가진다. 유압용 실은 액체에 대한 밀봉성과 동시에 비교적 고압이기 때문에 내압성이 중요하지만, 공기압 실은 기체를 밀봉하고, 동시에 저압에서 주로 사용하기

때문에 마찰특성(시동성)이 특히 중요하다.

압축공기는 유압작동유와 비교하여 윤활성이 거의 없기 때문에 공기압용 실에서는 별도로 윤활유를 공급한다. 최근에 많이 사용하는 무급유 공기압 실린더는 피스톤 실을 실린더튜브에 끼워 넣을 때 윤활유로써 그리스(grease)를 도포하여 사용한다. 무급유 작동조건에서는 실의 내마모성 재료선정과 기하학적 형상부터 실 마모를 억제하도록 설계하고, 실 마모에 따른 그리스의 고형화를 방지하여 윤활성을 유지하려는 것도 있다.

지금까지 대부분의 연구는 공기압 실린더의 실 형상이 U패킹과 같은 립형 실(lip seal)이고, 피스톤 속도가 1 m/s 이하인 저속인 경우이다<sup>1-3)</sup>.

이 연구에서는 저마찰, 고속형 공기압 실린더에 적합한 실 형상을 설계하기 위해, 기본적으로는 접촉면이 O링 형상을 갖는 스퀴즈형 피스톤 실(squeeze type piston seal)에 대해 고찰한다. 이것은 양쪽 방향 압력용 실이기 때문에 U형 실과는 달리 실 작용에서 방향성이 없고, 피스톤의 운동방향으로 작용하는 압력을 밀봉할 수 있기 때문에 피스톤에 한 개의 실만 장착하면 된다. 따라서 피스톤에 실의 설치 공간을 줄일 수 있고, 전체 비용도 낮아진다.

또한 저마찰, 고속 공기압 실린더는 대부분 지름이 작은 소구경 실린더이기 때문에 실 홈(groove)의 치수에 제약이 있고, 최대한 단면이 작은 실을 사용하

김도태(교신저자): 경일대학교 기계자동차학부  
E-mail: dtkim@kiu.ac.kr, Tel: 053-850-7126  
장중걸: 경일대학교 대학원 기계공학과

여야 한다. 이러한 관점에서는 O링을 사용하는 것이 경제적으로도 유리하지만, O링을 고정용이 아닌 운동용으로 사용하면 실의 구름(회전)이나 비틀림에 의한 파손 및 고착에 따른 마찰력이 증가한다. 아울러 재료의 마모나 노화를 동반하여 압축으로 인한 영구변형 등 실의 밀봉면이 감소하여 편심 등에 의한 누설이 일어나기 쉽고, 실 성능에서 불리한 점이 많다. 또한 무급유 조건에 대응도 곤란하고, 더구나 소구경 실린더는 출력이 작기 때문에 특히 마찰특성이 양호한 실을 선정할 필요가 있다. 이러한 O링의 결점을 개선한 스퀴즈형 피스톤 실은 O링과 비교하여 지름방향의 단면을 길게 하여 O링보다 작은 실 변형에서도 유효한 밀봉성을 얻을 수 있고, 구름(회전)에 의한 파손도 방지할 수 있으며, 동시에 마찰력도 저감할 수 있는 특징을 가진다. 또한 수명도 길고, 편심추중성도 우수하다<sup>4)</sup>.

본 논문에서는 저마찰, 고속 공기압 실린더에 사용할 스퀴즈형 피스톤 실의 특성을 검토하기 위해, 실의 간섭량, 작동압력, 피스톤 속도 등 작동조건 변화에 따른 실의 접촉압력, 응력-변형률 분포, 마찰력 등을 구하였다. 탄성중합체 실(elastomeric seal)의 해석은 상용 비선형 유한요소해석 소프트웨어인 ABAQUS를 사용하였다.

## 2. 비선형 유한요소 해석 모델

Fig. 1은 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 접촉면 형상이 O링 형상을 갖는 스퀴즈형 피스톤 실 단면, 실린더 튜브의 접촉면 및 피스톤 홈에 대한 전체 격자계와 경계조건을 나타내었다. 피스톤 실의 해석은 2차원 축대칭 CAX8H 요소(element)를 사용하였고, 6,950개의 절점(node)과 2,262개 요소로 모델링하였다.

여기서 사용한 스퀴즈형 피스톤 실의 재질은 NBR (Nitrile Butadiene Rubber, RN729)이며, 인장강도 22.66 MPa, 연신율 327 %, 경도 70 Hs, 한계온도범위는 -25~120℃정도 이다. 실의 비선형 거동을 해석하기 위해서는 실 재료의 물성값을 파악하는 것이 중요하다. 피스톤 실의 비선형 특성을 조사하기 위해, 단축 인장시험에서 얻어진 응력-변형률 실험결과와 변형률 에너지함수로부터 구한 응력-변형률 관계식을 활용하여 Mooney-Rivlin 계수를 구하였으며, 그 값으로  $C_{10}=1.514$ ,  $C_{01}=0.473$ 을 사용하였다<sup>5)</sup>.

Fig. 1에서 피스톤 실이 장착된 피스톤을 실린더 튜브 속으로 밀어 넣을 때 간섭량(interference fit)은 피스톤 실이 반지름 방향으로 약간 수축되어 찌그러

지면서 실린더 튜브에 밀착되어 압축된 양을 나타내며, 경계조건(Fig. 1에 B.C로 표기)으로 실린더 튜브에 -x방향으로 변위 조건을 설정하였다. 또한 실제 작동조건에서 실린더 내부 작동압력과 피스톤 속도를 고려하기 위해, Fig. 1과 같이 실의 윗면에 압력이 일정하게 작용하는 경계조건과 피스톤에 -y방향으로 일정한 속도의 경계조건을 부여하였다.

실과 실 홈 사이의 마찰계수는 0.6, 피스톤 실과 실린더 튜브 안쪽 면 사이의 마찰계수는 0.2로 설정하였고, 접촉조건을 적용하였다. 해석은 먼저 실린더 튜브 안쪽 면에 -x방향으로 간섭량만 부여한 경우, 간섭량과 작동압력을 부여한 경우, 간섭량과 작동압력 및 실에 -y방향으로 피스톤 속도를 부여한 경우에 대해 각각 해석하였다. 피스톤 실의 간섭량은 0.1 mm, 0.16 mm, 0.23 mm이고, 실 표면의 작동압력은 0.1 MPa, 0.5 MPa, 1.0 MPa이다. 또한 피스톤 속도는 0.5 m/s, 2.0 m/s, 3.0 m/s로 각각 변화시켰으며, 간섭량, 작동압력 및 마찰계수 변화에 따른 마찰력을 구하였다.

Fig. 2(a)는 비선형 유한요소해석에 사용한 스퀴즈형 O링 형상의 피스톤 실, (b)는 실제 피스톤에 장착되는 실, 웨어링 링, 피스톤 좌우에 삽입되는 쿠션 실 형상을 나타내었다.

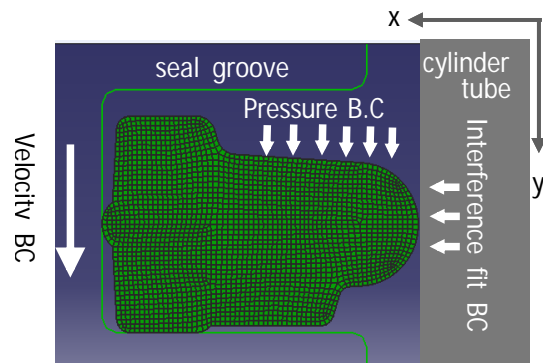


Fig. 1 Finite element model of seal, piston groove and cylinder tube and applied boundary conditions

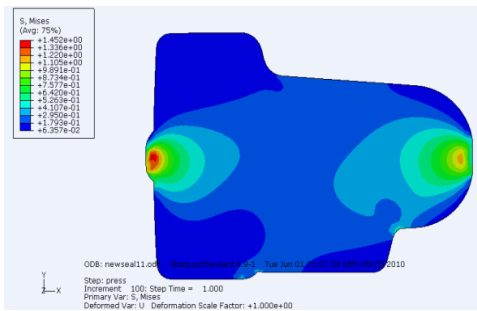


(a) Piston seal (b) Piston seal assembly  
Fig. 2 Photo of piston seal and assembly

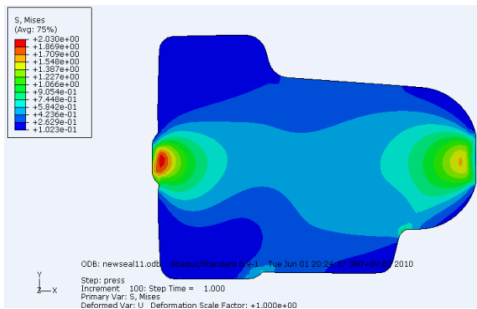
### 3. 스퀴즈형 피스톤 실의 해석 결과

#### 3.1 간섭량만 고려한 경우

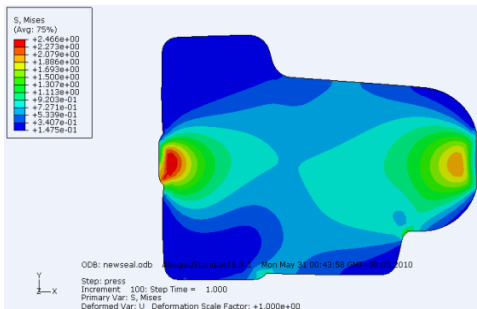
Fig. 3(a),(b),(c)는 간섭량을 0.1 mm, 0.16 mm 및 0.23 mm로 변화시켰을 때 응력분포를 나타내었다. 그림에서 보듯이 최대응력이 각각 1.45 MPa, 2.03 MPa, 2.47 MPa이고, 피스톤 실이 실 홈과 실린더 튜브와의 양쪽 밀봉면에서 간섭량이 증가함에 따라 최대응력도 증가한다. 또한 최대응력은 실의 왼쪽 중앙부, 즉 실 홈과 실 왼쪽 둥근 돌기부와의 접촉면에서 발생하며, 이러한 응력분포로 인하여 실린더를 장시간 운전하였을 때 실의 둥근 돌기부와 실린더 튜브와의 접촉면이 가장 경화되어 취약해질 것으로 판단된다.



(a) Interference fit 0.1 mm



(b) Interference fit 0.16 mm

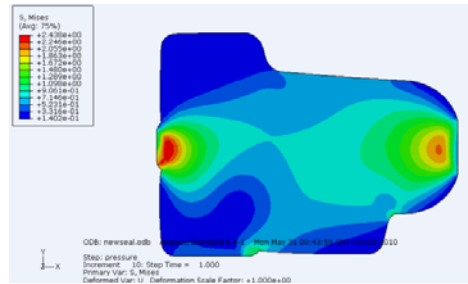


(c) Interference fit 0.23 mm

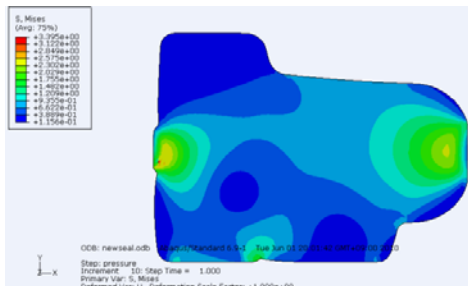
Fig. 3 Stress distributions under interference fit conditions

#### 3.2 간섭량과 실린더 내부압력이 작용하는 경우

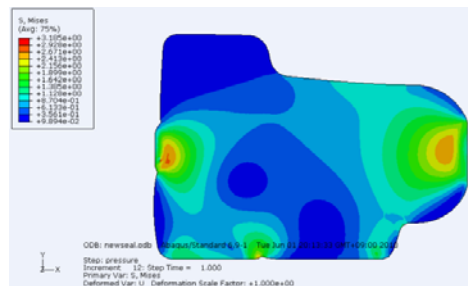
Fig. 4는 피스톤 실의 간섭량을 0.23 mm로 일정하게 유지하면서 피스톤 실 윗면에 작용하는 압력을 0.1 MPa, 0.5 MPa, 1.0 MPa로 변화시켰을 때 피스톤 실의 von Mises응력을 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 최대응력이 각각 2.44 MPa, 3.40 MPa, 3.19 MPa이고, 간섭량만 적용한 경우와 같이 실 홈과 실 왼쪽 돌기부와의 접촉면에서 최대응력이 발생한다. 또한 간섭량만 고려한 경우와 비교하여 피스톤 실 윗면에 압력이 작용하기 때문에 응력이 증가하고, 응력의 영향을 받는 영역도 넓어진다. 실린더 내부압력이 증가함에 따라 Fig. 5와 같이 실의 변형률도 증가하며, 압력이 1.0MPa에서는 내부압력 작용에 따른 실의 굽힘(bending)과 변형량이 증가하여 실 아랫면에서 실 홈과 실의 접촉이 끝나는 지점에서도 응력 집중이 발생하며, 또한 실 변형량이 커져 실 아랫면의 일부가 실 홈에 접촉함으로써 상대적으로 최대응력이 감소하는 것으로 생각된다.



(a) Operating pressure 0.1 MPa

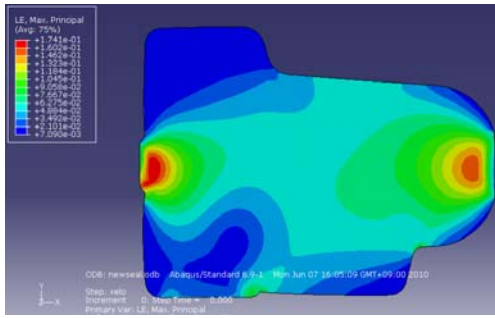


(b) Operating pressure 0.5 MPa

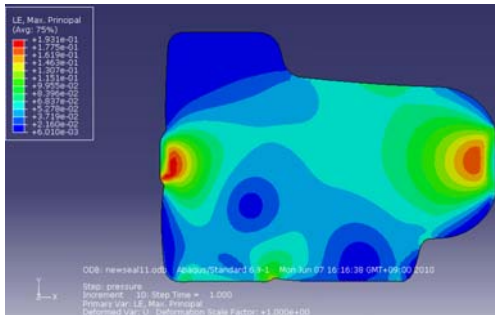


(c) Operating pressure 1.0 MPa

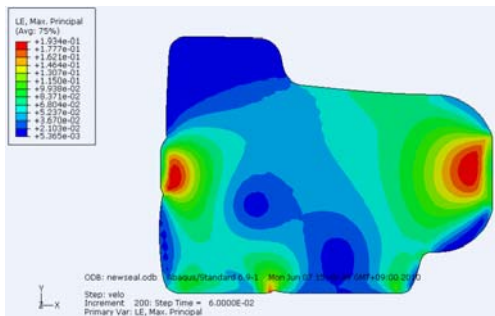
Fig. 4 Stress distributions with variation of operating pressures under constant interference fit



(a) Operating pressure 0.1 MPa



(b) Operating pressure 0.5 MPa



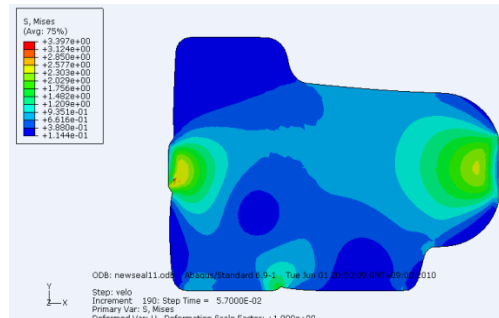
(c) Operating pressure 1.0 MPa

Fig. 5 Strain distributions with variation of operating pressures under constant interference fit

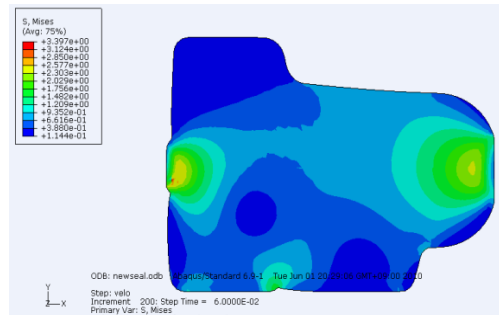
Fig. 5는 Fig. 4와 같은 조건에서 변형률 분포를 구한 것이다. 실에 작용하는 압력이 0.1 MPa에서 0.174 mm, 0.5 MPa에서 0.193 mm, 1.0 MPa에서 0.194mm로 나타났다.

### 3.3 간섭량과 실린더 내부압력 및 피스톤 속도를 고려한 경우

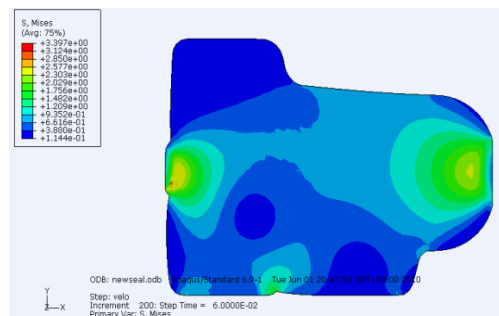
Fig. 6은 공기압 실린더의 실제 작동조건을 부여하기 위해, 피스톤 실의 간섭량 0.23 mm, 실에서 작동압력 0.5 MPa로 일정한 조건에서 피스톤에 -y방향으로 0.5 m/s, 2.0 m/s, 3.0 m/s로 속도를 변화시킨 경우의 von Mises 응력을 나타내었다. 응력해석 결과에서



(a) Piston velocity 0.5 m/s



(b) Piston velocity 2.0 m/s



(c) Piston velocity 3.0 m/s

Fig. 6 Stress distributions with variation of piston velocities under constant interference fit 0.23 mm and operating pressure 0.5 MPa

보통이 최대응력과 응력의 영향을 받는 영역은 거의 같으며, 피스톤의 작동속도는 크게 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다.

### 3.4 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 접촉압력

Fig. 7은 피스톤 실에 일정한 간섭량 0.23 mm만 적용한 경우, 간섭량과 실에 압력 0.5 MPa를 작용하는 경우, 같은 간섭량과 작동압력에서 피스톤 속도가 2.0 m/s인 경우에서 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 접촉압력을 나타내었다. Fig. 7에서 보면, 실 접촉면의 길이방향에 따라 접촉응력은 3.05 MPa, 3.65 MPa, 3.75 MPa로 변하고, O링 단면 형상을 갖는 스퀴즈형

피스톤 실은 실린더 튜브와 밀착된 영역에서 접촉압력이 공급압력 0.5 MPa 보다 크기 때문에 실에서 압축공기를 양호하게 밀봉하는 것을 알 수 있다. 또한 간섭량만 적용하였을 때보다 작동압력과 피스톤의 속도를 고려한 경우 최대 접촉압력은 약 23% 정도 증가하며, 피스톤의 속도는 접촉압력에 크게 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다.

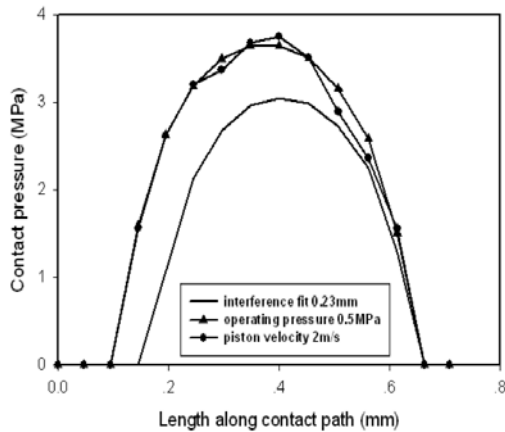


Fig. 7 Variation of contact pressures under applied interference fit, operating pressure and piston velocity

Fig. 8은 피스톤 실 간섭량을 0.10 mm, 0.16 mm, 0.23 mm로 변화시켜서 접촉압력의 영향을 조사한 것이다. Fig. 8에서 간섭량이 클수록 접촉영역이 넓어지고 접촉압력도 높아진다.

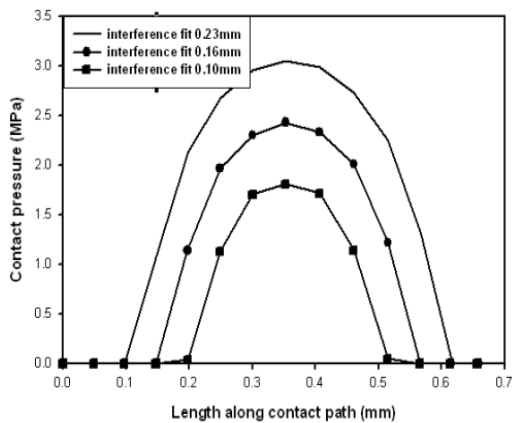
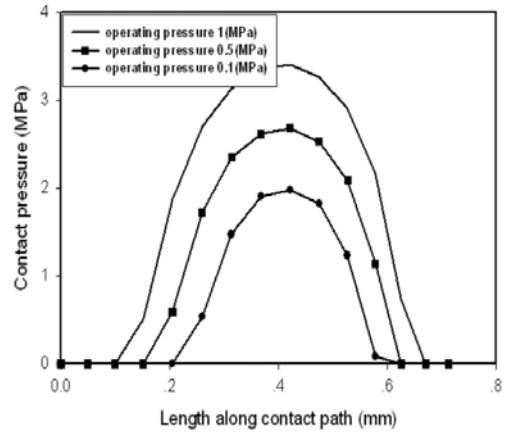


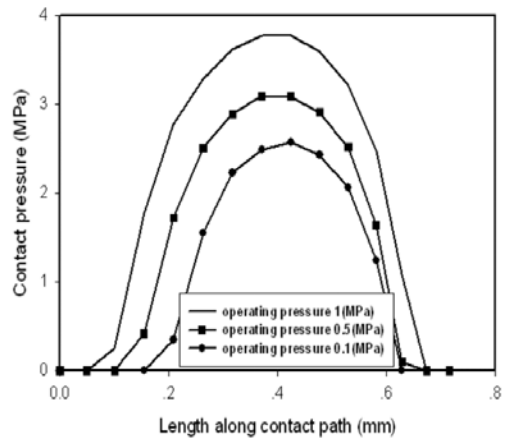
Fig. 8 Variation of contact pressures under different interference fits

Fig. 9는 피스톤 실의 간섭량을 일정하게 하고, 실린더 내부 작동압력을 변화시켰을 때 실과 실린더 튜브 사이의 접촉압력 분포를 나타내었다. 압축공기

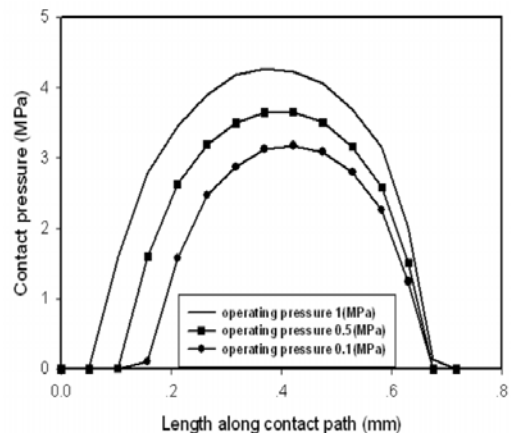
의 누설을 방지하여 밀봉하기 위해서는 실과 실린더 튜브 사이의 접촉압력이 압축공기의 작동압력보다 같거나 커야한다. Fig. 9에서 간섭량과 공급압력이 증가함에 따라 접촉압력이 증가하고, 또한 최대 접촉압력이 공급압력보다 큰 것을 확인할 수 있다.



(a) Interference fit 0.10mm



(b) Interference fit 0.16mm



(c) Interference fit 0.23mm

Fig. 9 Variation of contact pressure under different supply pressure and interference fit

Table 1은 간섭량과 공급압력 변화에 따른 최대 접촉압력을 나타내었다.

Table 1 Max. values of contact pressure between piston seal and cylinder tube with variation of interference fit and operating pressures

Operating pressure [MPa]	Max. contact pressure [MPa]		
	Inter. fit 0.1mm	Inter. fit 0.16mm	Inter. fit 0.23mm
0.1	1.98	2.68	3.41
0.5	2.57	3.09	3.78
1.0	3.18	3.65	4.27

### 3.5 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 마찰력

Fig. 10은 스퀴즈형 O링 형상 피스톤 실이 장착된 공기압 실린더 내부에 0.1 MPa, 0.5 MPa, 1.0 MPa의 압축공기를 내부에 하고, 피스톤의 속도가 2.0 m/s로 일정하게 운동하는 조건에서, 피스톤 실과 실린더 튜브 내부 표면 사이의 마찰계수를 0.05, 0.1, 0.2 및 0.3으로 시켰을 때 마찰력을 나타내었다. Fig. 10에서 보면, 작동압력과 마찰계수가 증가함에 따라 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 마찰력이 약 0.5 N에서 4.65 N까지 하며, 마찰계수가 같아도 작동압력이 높을수록 마찰력이 증가한다.

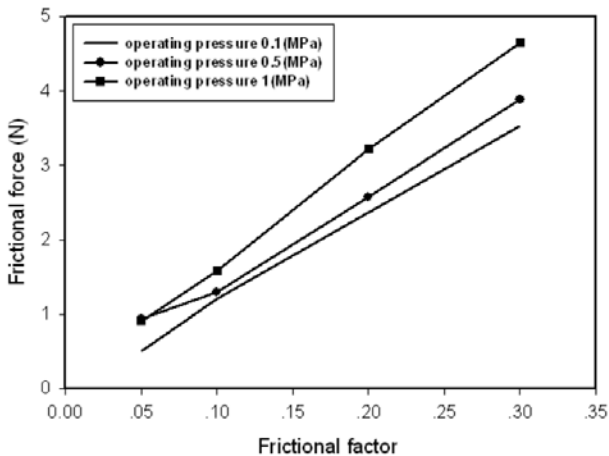


Fig. 10 Friction force prediction for variation of friction coefficients between piston seal and cylinder tube under different operating pressures

## 4. 결 론

본 논문에서는 비선형 유한요소 해석을 이용하여 고속 공기압 실린더에 사용하는 스퀴즈형 O링 형상

피스톤 실의 마찰 특성을 해석하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 탄성중합체 재질인 NBR계 피스톤 실의 거동을 예측하기 위해, 간섭량, 작동압력, 피스톤 속도 등의 구동조건 변화에 대한 스퀴즈형 피스톤 실의 비선형 유한요소 해석 모델을 구축하였다.

2) 피스톤 실이 운동하는 조건에서 성능을 예측하기 위해 피스톤 실과 실린더 튜브 사이의 간섭량만 고려할 경우, 간섭량과 작동압력을 고려한 경우 및 간섭량과 작동압력 및 피스톤의 작동속도를 고려한 각각의 경우에 대해 해석하고, 실에서 응력, 변형률, 접촉압력 및 마찰력을 구하였다.

3) 앞으로 스퀴즈형 피스톤 패키징과 실린더 튜브 사이의 윤활과 패키징의 온도변화를 고려한 패키징의 특성을 검토할 예정이다.

## 후 기

이 연구는 경일대학교 교내학술연구지원사업과 지식경제부와 에너지관리공단에서 지원한 에너지자원기술개발사업으로 수행되었음을 밝힙니다.

## 참고 문헌

- 1) T. Raparelli, A. Manuello and L. Mazza, "Experimental and numerical Study of Friction in an Elastomeric Seal for Pneumatic Cylinders", Vol. 30, No. 7, pp. 547~552, 1997.
- 2) G. Belforte, T. Raparelli and M. Velardocchia, "Study of the Behavior of Lip Seal in Pneumatic Actuators", J. of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, pp. 775~780, 1993.
- 3) H. D. Jo and T. J. Park, "Analysis of Piston seal Behavior Characteristics for Pneumatic Cylinder", 유공압시스템학회 2009년 춘계학술대회논문집, pp. 76~80, 2009.
- 4) Z. J. Zhang, D. T. Kim and S. S. Han, "Analysis of Piston Seal in High-Speed Pneumatic Cylinder", 유공압시스템학회 2010 춘계학술대회논문집, pp. 99~104, 2010.
- 5) S. Hur, C. S. Woo, D. S. Kim and Y. S. Kim, "The Behavior and Characterization Analysis of Elastomer Seal for High Speed Pneumatic Cylinder", 대한기계학회 2008년도 추계학술대회논문집, pp. 1215~1220, 2008.