

# 간섭량에 따른 이중 립 실의 거동 해석

정현기<sup>†</sup>·유재찬\*·박태조\*\*

## Behavior Analysis of Double Lip Seal with Interference

H. G. Jung, J. C. Yoo and T. J. Park

**Key Words:** Contact Normal Force(수직접촉력), Double Lip Seal(이중 립 실), Finite Element Analysis(유한요소해석), Leakage(누설)

### Abstract

Typical lip seals are widely used as sealing mechanism of rotary and reciprocating shaft. Double lip seal has comparatively high stiffness and dynamic radial eccentricity. Usually material of these seals is made of elastomer and nonlinear finite element analysis is required to analyze behaviour of this material because Young's modulus is varied with working load. In this paper, MSC MARC/MENTAT is used for nonlinear analysis of double lip seal with pressure variation and interference. The contact normal force of double lip seal between lip and shaft is analyzed to reduce power loss when shaft rotates.

### 1. 서 론

회전축이나 왕복동 실린더 등과 같이 상대운동이 일어나는 곳의 누설을 방지하는 부품에는 다양한 종류의 접촉식 동적 실(Dynamic seal)이 있으며, 이러한 실은 실 부품간의 접촉면에서 수밀을 유지하는 엔드페이스(End face)형과 회전축과 실 부품간의 접촉면에서 수밀을 유지하는 축 접촉(Shaft face)형 등으로 분류할 수 있다. 엔드페이스형의 대표적인 예로는 기계식 실(Mechanical seal)이 있으며, 축 접촉형에는 오일 실(Oil seal)이나 립 실(Lip seal)등이 있다.

일반적으로 기계식 실은 수명이 길고, 고압용으로 적합하지만 구조가 복잡하고 취급이 까다롭다. 또한 이물질이 많은 곳에서의 사용이 제한

되며, 약간의 누설을 허용하는 곳 등에 광범위하게 사용되고 있다.<sup>(1)</sup> 한편 오일 실이나 립 실은 기계식 실과 비교하여 상대적으로 설치공간이 작고, 낮은 압력이 작용하는 곳과 누설을 허용하지 않는 곳에 주로 사용한다.<sup>(2)</sup> 또한 립 실은 유압 실린더나 펌프 및 공작기계, 건설장비, 화학설비 등에 주로 사용되며, 최근 다양한 소재의 개발에 따라 보다 까다로운 환경에서도 사용이 가능하게 되어 그 활용 분야가 아주 광범위해지고 있다.<sup>(3)</sup>

립 실은 유체의 작용압력에 의해 립과 회전축이 접촉하면서 누설을 방지하며, 회전축의 진동이 심한 경우에는 누설을 보다 효과적으로 방지하기 위해 강성을 높이거나 이중 립 실을 사용하기도 한다. 하지만 유체의 작용압력이 높은 경우에는 압력에 의해 접촉면이 마멸되어 누설이 발생할 수 있으며, 따라서 수명이 단축될 수 있다. 실을 설치한 후 유체와 접촉하지 않는 조건으로 장시간 노출된 상태에서 기동하거나, 초기 기동 시의 작용압력이 일정하지 않은 경우에는 기동 동력이 과도하게 소요될 수 있으므로 마찰손실을 최소화하여 동력손실을 줄이는 것이 바람직하며, 작용압력에 따른 과도한 마멸은 실의 수

† 국방과학연구소

E-mail : hgjung@add.re.kr

TEL : (055)540-6323 FAX : (055)542-3737

\* 경상대학교 대학원 기계공학과

\*\* 경상대학교 기계항공공학부

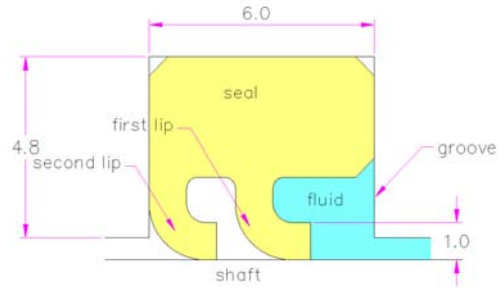
명을 단축시킬 수 있다. 따라서 본 연구에서는 작용압력이 변화하고, 회전축의 진동이 심한 조건에 효과적인 이중 립 실의 거동을 해석하기 위하여 작용압력과 간섭량 변화에 따른 거동을 비교 해석하였다.<sup>(4-14)</sup> 그리고 실은 비선형 대변형 문제로서 유한요소 해석 프로그램에는 NASTRAN, ANSYS 등이 있으며, 이러한 프로그램을 이용하여 접촉력과 변형에 대한 여러 가지 해석이 수행되어 왔다. 본 연구에서는 대변형에서 수렴성이 좋은 MSC MARC/MENTAT 2005<sup>(15)</sup>를 이용하였으며, 해석에 이용된 립의 재질은 PTFE(polytetrafluoroethylene)이며, Mooney-Rivlin 모델을 적용하였다.

## 2. 모델링과 해석

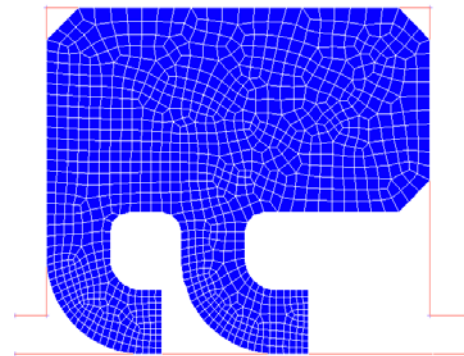
### 2.1 모델링

해석에 이용된 실의 종류는 립의 두께가 1mm인 이중 립 실이며, 상세치수와 해석을 위한 모델링은 Fig. 1과 같다. 모델링에서 요소는 1051개의 축대칭 요소로 하였으며, 접촉조건으로서 축(shaft)과 홈(groove)은 강체로 고려하였다. 또한 축과 립의 초기 간섭량은 각각 0.1mm, 0.3mm, 0.5mm, 0.6mm이며, 작용압력은 Fig. 1(a)의 작동 유체(fluid)가 Fig. 2와 같이 단계별로 1MPa씩 증가하여 최대 5MPa이 작용하도록 하였다. 해석에서 축이 간섭량 만큼 이동한 후, 압력이 작용한다.

본 연구에서는 압력이 작용하는 상태에서 립의 변형과 축의 초기기동 시에 작용하는 수직접촉력을 중점으로 해석하고, 축이 회전하지 않는 정적인 상태에 대해서만 해석하였으며, 마찰은 고려하지 않았다. 해석에 적용된 립은 비선형성이 아주 크고 첨가물의 비율 등에 따라 물성치가 다양하게 변하므로 사용될 재질에 대하여 실험으로부터 얻어야 하나 여기서는 참고문헌에서 인용하였다. 해석에 필요한 Mooney-Rivlin 상수는 Table 1과 같다.<sup>(5-6)</sup>



(a) Dimension



(b) Modelling

Fig. 1 Dimension and modelling of double PTFE lip seal

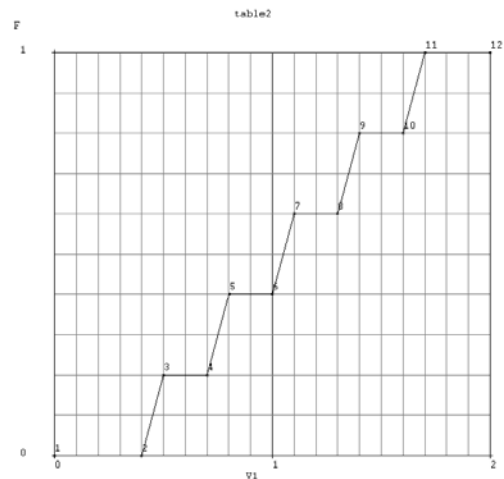


Fig. 2 Working pressure history of fluid

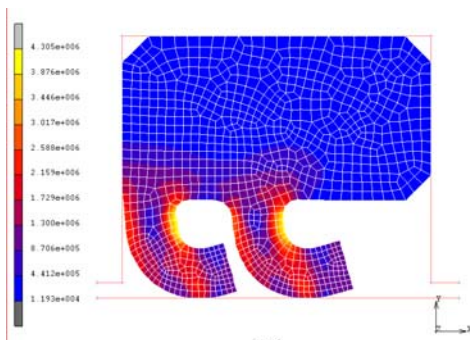
Table 1 Material property of elastomer

Mooney-Rivlin coefficient	C <sub>10</sub> (MPa)	2.746
	C <sub>01</sub> (MPa)	4.597

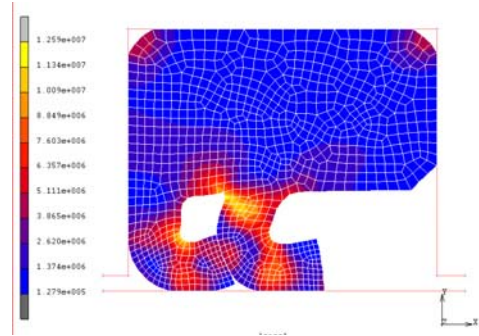
## 2.2 해석

립과 축의 간섭량을 각각 0.1mm, 0.3mm, 0.5mm, 0.6mm의 경우에 대하여 해석하였으며, Fig. 3 ~ Fig. 11은 간섭량이 0.3mm인 경우의 해석결과이다. Fig. 3과 Fig. 4는 실을 축에 설치한 후 압력이 작용하기 전과 5MPa의 압력이 작용할 때의 등가의 Von Mises Stress이며, Fig. 5는 5MPa의 압력이 작용할 때의 최대 주응력이다. Fig. 6은 실을 축에 설치한 후 압력이 작용하기 전의 수직접촉력(Contact normal force) 분포이다.

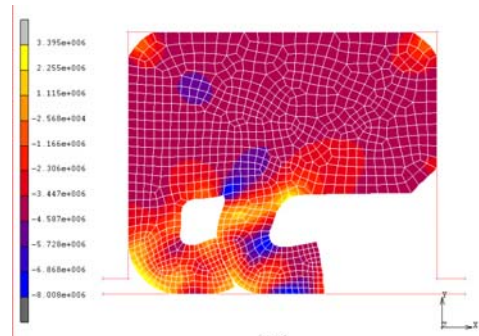
Fig. 7 ~ Fig. 11은 압력이 Fig. 2와 같이 작용할 때의 수직접촉력 분포이며, 작용압력에 의하여 홈의 접촉부와 축의 접촉부에서 높은 접촉력을 보여주고 있다. Fig. 12는 간섭량과 작용압력의 변화에 따른 축과 접촉하는 부분의 단위 원주길 이당 총 수직접촉력의 변화를 나타낸 것이며, 간섭량이 작은 경우보다 큰 경우에 동일한 압력조건에서 높은 수직접촉력을 보였다. 해석결과, 간섭량의 크기 및 작용압력의 증가에 따라 축과 접촉하는 부위의 수직접촉력의 크기가 커졌다. 또한 간섭량이 0.3mm의 경우, 2MPa에서 전방립(First lip)과 후방립(Second lip)의 접촉이 시작되었으며, 후방립은 작용압력에 의해 대변형이 발생하는 전방립을 지지하는 효과가 있었다. 그리고 축과 접촉하는 립의 일부분이 평행하면 낮은 압력이 작용할 때, 립의 끝부분이 축과 접촉하지 않는 부분이 발생(Fig. 6 및 Fig. 7 참조)하고, 압력이 높아지면서 접촉하므로 본 연구에서처럼 축과 접촉하는 립의 끝단을 적절하게 짧게 하는 것이 효과가 있었다.



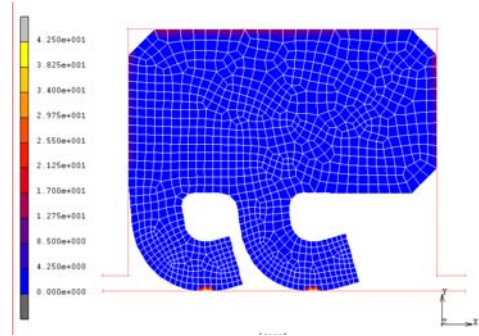
**Fig. 3** Equivalent Von Mises stress distribution after assembly and 0.3mm interference



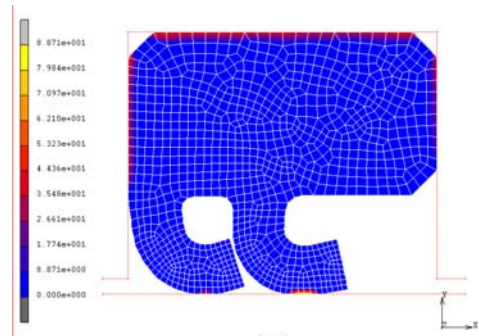
**Fig. 4** Equivalent Von Mises stress distribution and deformation at 5MPa and 0.3mm interference



**Fig. 5** Max. principal stress distribution and deformation at 5MPa and 0.3mm interference



**Fig. 6** Contact normal force distribution after assembly and 0.3mm interference



**Fig. 7** Contact normal force distribution and deformation at 1MPa and 0.3mm interference

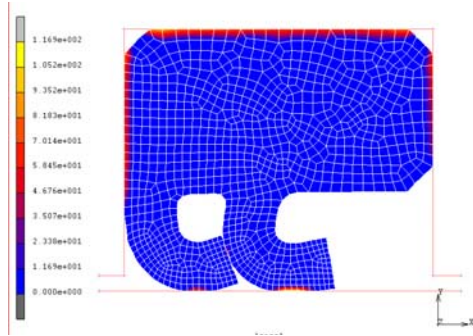


Fig. 8 Contact normal force distribution and deformation at 2MPa and 0.3mm interference

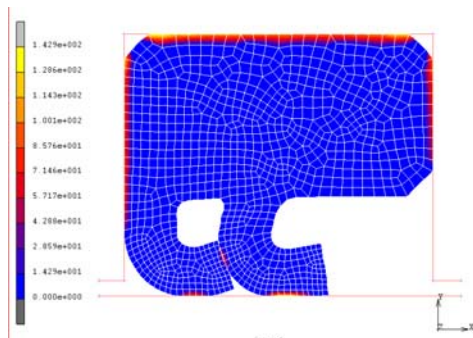


Fig. 9 Contact normal force distribution and deformation at 3MPa and 0.3mm interference

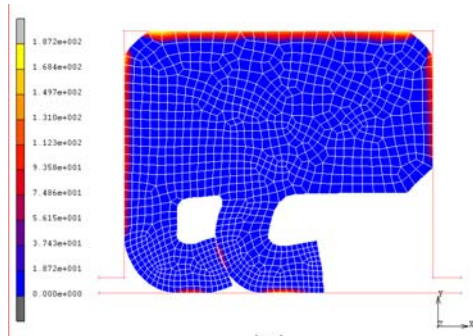


Fig. 10 Contact normal force distribution and deformation at 4MPa and 0.3mm interference

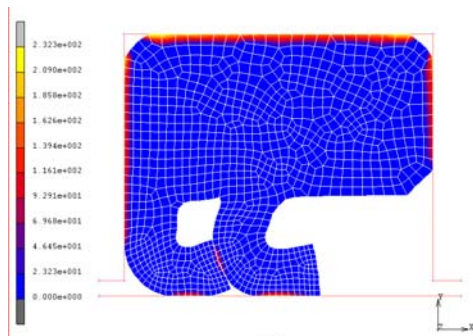


Fig. 11 Contact normal force distribution and deformation at 5MPa and 0.3mm interference

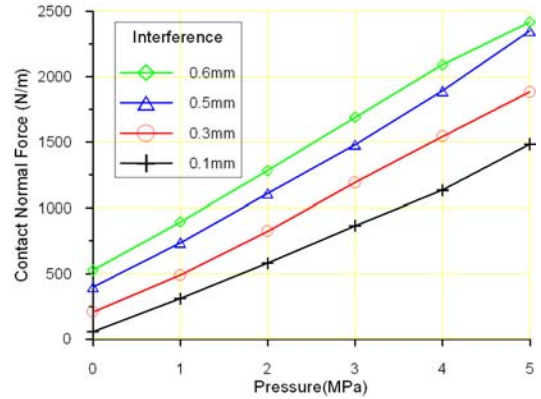


Fig. 12 Total contact normal force between lip and shaft

### 3. 결 론

본 연구에서는 프로펠러 등에 의한 진동이 있는 회전축의 누설을 효과적으로 방지하는 이중립 실에 대하여 간섭량과 작용압력의 변화에 따른 비선형 거동 해석을 MSC MARC/MENTAT을 이용하여 수행하였다. 해석결과에 따르면 간섭량과 작용압력이 증가함에 따라 회전축과 립의 접촉부에서 수직접촉력이 증가하였으며, 작용압력이 증가하면서 후방립은 전방립을 지지하는 효과가 있었다. 또한 회전축과의 접촉 길이가 길어지면 낮은 압력에서 립의 끝단이 들어 올려지는 효과가 발생하므로 접촉 길이를 짧게 할 필요가 있다. 이러한 수직접촉력의 증가와 두 립의 접촉은 누설을 보다 효과적으로 방지하지만, 회전축의 초기기동 시에 마찰에 따른 동력손실의 증가를 가져오므로 간섭량을 조절하거나 작용압력을 상쇄시키는 다른 형태의 립 실을 설계하는 것이 필요하다.

### 참고문헌

- (1) Korean Standards Association, 1987, "KS B 1566 Mechanical Seal"
- (2) Korean Standards Association, 2003, "KS B 2804 Oil Seal"
- (3) Heinz K. Muller and Bernard S. Nau, 1998, "Fluid Sealing Technology, Principles and Applications", Marcel Dekker, Inc., pp. 104~109.

- (4) Jae-Chan Yoo and Tae-Jo Park, 2006, "Analysis of Deformation Characteristic of O-Ring for Radial Sealing", *KSTLE*.
- (5) Chun-Ying Lee, Chao-Sung Lin, Rui-Quan Jian and Chih-Yung Wen, 2005, "Simulation and Experimentation on the Contact Width and Pressure Distribution of Lip Seals", *Tribology International*.
- (6) J. R. Daley, D. Lam, D. J. Weale and M. V. Mercy, 2000, "Experimental Characteristic of Frictions for Finite Element Analysis Modelling of Elastomeric Seals", *Plastics, Rubber and Composites*, Vol. 29, No. 4, pp. 199~204.
- (7) M. Olbrich and W. Haas, 2000, "Material Models for Finite Element Analysis based on the Example of Rotary Lip Seals for Pressure", *BHR Group 2000 Fluid Sealing*, pp. 109~118.
- (8) A. Naderi, K. Albertson and S. Peng, 1994, "Finite Element Analysis of a Hydraulic Seal : BS U-Cup", *National Fluid Power Association*, 94-2.5.
- (9) Chung Kyun Kim, 1999, "Finite Element Analysis of the Contact Stress Characteristics in Scraper Seals", *KSME(A)*, Vol. 23, No. 6, pp. 895~902.
- (10) Moon-Hyuk Lim, Jae-Cheon Lee and Bon-Eun Gu, "Finite Element Analysis of Primary Cup-Seal in a Clutch Master Cylinder", *KSAE*, Vol. 10, No. 3, pp. 143~150.
- (11) Chung-Kyun Kim and Woo-Jeon Shim, 1995, "Finite Element Analysis of Dynamic Behaviour in Rubber Lip Seals", *Proceedings of the International Tribology Conference*.
- (12) R. Bond, D. E. Johnston and R. D. J. Lopes, 1986, "A New Rotary Shaft Seal Lip Design Giving Improved Product Performance", *Journal of ASLE*, Vol. 42, No. 4, pp. 218~223.
- (13) W. Li, S. Mays and D. Lam, 2002, "Material and Finite Element Analysis of Poly (tetrafluoroethylene) Rotary Seals", *Plastics, Rubber and Composites*, Vol. 31, No. 8, pp. 359~363.
- (14) A. G. Fern, A. Mason-Jones, D. T. Pham and J. Wang, 1998, "Finite Element Analysis of a Valve Stem Seal", *SAE International*, 980580.
- (15) "MSC. MARC/MENTAT 2005r2 User's Guide", Vol. A~E.