

스크레이퍼 실의 접촉응력 특성에 관한 유한요소해석

김 청 균*

(1998년 1월 15일 접수)

Finite Element Analysis of the Contact Stress Characteristics in Scraper Seals

Chung Kyun Kim

Key Words: : Scraper Seal(스크레이퍼 실), Contact Stress(접촉응력), Sealing Interference(밀봉 간섭량), Flinger Spring(플링거 스프링), Finite Element Method(유한요소법)

Abstract

This paper deals with a numerical study of the tribological contact stress distributions of elastomeric lip seals for oscillating shafts when the sealing interference and band width between the lip edge of contact seals and the shaft are present. Using the finite element method, the contact stress and band width of scraper seals are analyzed for the sealing interference including some nonlinearities such as geometrical nonlinearity, material nonlinearity and nonlinear contact boundary condition. The FEM results showed that the contact stress concentrated on the contacting lip zone between the contacting edge of lip and the shaft for the increased interference. In double lip scraper seals, the maximum contact stress of the dust lip, which is used to exclude foreign contaminants, is six times higher than that of the primary sealing lip, which is used to contain lubricants.

1. 서 론

스크레이퍼 실(Scraper seal)은 일반적으로 저속, 고하중 상태에서 이물질 차단이 주요 기능이므로 사용되는 예가 특수하며, 이에 대한 연구는 립실에 비하여 연구된 예가 작지만 광산기계, 농업기계, 해양 플랜트 산업, 시멘트 산업, 건설 중장비 산업 등이 활성화되면서 스크레이퍼 실에 대한 관심도 높아가고 있다.

특히 건설 중장비의 핀-부시 베어링용 스크레이퍼 실에서는 립실보다 접촉압력을 높이기 위하여 경질의 고무재를 사용하고, 립 선단부의 유연성을 확보하기 위해서 립부의 길이를 길게 하는 것이 일반적이다. 건설 중장비의 핀-부시 베어링에 사용되는 스크레이퍼 실에서는 베어링에 충전된 내부의 그리스가 외부로 누설되는 것보다는 외부로부터 침입하는 이물질로 인하여 메탈 베어링이나

회전축에서 발생하는 마멸입자를 최대한 억제하는 것이 회전축계의 안정성을 확보하고, 수명을 연장시키는 방안이다. 스크레이퍼 실에서 립 선단부가 접촉하는 회전축의 가공상태 및 조립오차, 축을 회전·지지하는 메탈 베어링 시스템의 동적 강성도, 실의 조립상태와 사용조건 문제로 인하여 실과 회전축 사이에는 항상 편심된 상태에서 운전되고 있다. 스크레이퍼 실 선단부에는 메탈 베어링 내의 각종 이물질을 제거하기 위하여 주기적으로 배출시킨 그리스에 외부로부터 침입한 이물질이 혼합되고, 이러한 상태에서 회전축은 반복적인 요동운동을 수행해야 하므로 접촉 운동면의 마찰조건은 대단히 가혹하다. 또한 실이 실제로 밀봉기능을 수행하면서 접촉해야 하는 물질은 물, 모래, 흙먼지, 슬러지와 같이 매우 다양하고, 저온과 고온에 모두 견디어야 하므로 실이 사용되는 환경은 매우 열악하다.

접촉식의 립실 형상에 대한 최적화 문제는 기존의 많은 연구자들이 연구를 해오고 있다.^(1,2) 립 타

* 회원, 홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

입 실에 대한 접촉응력 거동문제는 고무재질이 갖는 비선형성 때문에 이론적 해석보다는 유한요소 해석법을 많이 사용하고 있다.⁽³⁻⁸⁾ 재질의 비선형성을 고려한 접촉거동 문제를 해석할 수 있는 범용 프로그램 MARC,⁽⁹⁾ ABAQUS,⁽¹⁰⁾ B-RUBBER⁽¹¹⁾의 개발은 실험적 연구에 의존하던 그 동안의 실 해석을 보다 용이하게 하였다. 또한 O-링 실에 대한 유한요소해석과 실험적 연구를 통한 접촉응력 분포와 압축변형에 관한 연구 등이 행해지고 있다.⁽¹²⁻¹⁴⁾

본 연구에서는 기존의 접촉식 스크레이퍼 실이 주로 접촉력을 증가시키기 위하여 경질의 고무소재를 사용하거나 또는 간섭량을 증가시켜서 누설이나 이물질 침입을 차단하려는 연구를 탈피하고자 한다. 그러기 위해서는 기존의 스크레이퍼 실에 대한 수치적 해석을 수행하고, 이것을 바탕으로 밀봉된 그리스의 누설을 방지하는 기능과 특히 외부의 이물질 침입을 차단하는 기능을 분리시켜서 스크레이퍼 실의 성능을 향상시킨 새로운 이중립 타입의 스크레이퍼 실 모델을 개발하고자 한다.

2. 수치적 해석 조건

그리스를 밀봉해야 하는 스크레이퍼 실은 경질의 NBR(사용온도 : -40~120°C), 극압 첨가제를 사용하는 경우에 사용되는 HNBR(사용온도 : -40~130°C), 에틸렌 아크릴(사용온도 : -35~150°C; Vamac : duPont 제품명), PTFE 플로르 카본(사용온도 : -85~200°C; Teflon : duPont 제품명) 등의 탄성 고무재질을 사용하고 있다. 본 연구에서는 스크레이퍼 실의 접촉거동 특성에 관련된 기본 설계자료를 획득하기 위한 연구이므로 등방성의 NBR 소재에 Mooney-Rivlin 모델을 사용하였다. 스크레이퍼 실의 접촉거동 문제는 비선형성 유한요소 해석 프로그램인 MARC를 사용하여 기존의 스크레이퍼 실에 대한 트라이볼로지적 특성을 고찰하고, 이 결과를 사용하여 새로운 접촉식 실을 개발하고자 한다. 따라서 Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 외부의 이물질을 차단하는 립 선단부와 그리스 누설을 방지하는 O-링 형태의 오일실 측에 대한 각도변화에 따른 거동 문제를 해석하였다.

스크레이퍼 실의 기하학적 형태와 변형거동은 축대칭이고, 회전요동운동(Oscillating motion) 상태

에서, 실 립의 온도는 30°C인 등은 상태를 유지하며, 회전축의 운동조건이 변화하여도 접촉응력 상태는 단일립 실(Single lip seal)의 경우 금속 보강태(Metal case) 아래 고무에만 작용한다고 가정하고, 이중립 실(Double lip seal)의 경우는 플링거 스프링(Flinger spring)의 아래쪽 고무에만 미친다고 가정한다. 여기서 고무에 접합된 플링거 스프링은 실을 하우징에 용이하게 설치하도록 강성도를 제공하고, 누설 차단을 위한 1차 밀봉 선단부와 더스크 밀봉 기능을 갖는 2차 밀봉 선단부에 균일한 탄성력을 지지해 준다.

하중지지용 강체의 실축이 회전함에 따라서 축방향으로 발생하는 실 립 선단부의 미세한 미끄럼 이동은 존재하나 본 연구에서는 원주방향의 접촉거동 해석에 관심을 갖고 있으므로 립 선단부와 회전축 계면사이의 상대속도가 대단히 낮다고 가정하여 축방향의 마찰 영향을 배제하였다. 즉, 수치해석을 위하여 원주방향의 솔리드 엘리먼트 절점은 구속하고, 반경방향의 거동은 허용하였다.

Fig. 2는 기존에 사용중인 스크레이퍼 실의 접촉응력 거동문제를 해석하기 위하여 사용한 유한요소해석 솔리드 모델을 보여주고 있는데, 특히 회전축과 접촉하는 실 립 선단부는 미세한 메쉬로 재구성하였다. 단일립 스크레이퍼 실 모델에 대해서는 1,323개의 축대칭 4각형 요소와 1,418개의 요소 절점으로 구성되어 있다.

Fig. 3은 스크레이퍼 실의 기능중에서 회전축과 메탈 베어링 사이에 원활한 그리스 유통작용을 할 수 있도록 도와주는 밀봉기능과 외부의 이물질 침입 차단기능을 분리시켜서 설계한 이중립 형태의 접촉식 실을 보여주고 있다. 이중립식의 스크레이퍼 실 모델에 대한 접촉응력 거동문제를 해석하기 위해 Fig. 3에서 보여주는 바와 같이 1,104개의 축대칭 4각형 요소와 1,280개의 요소 절점으로 구성하였고, 회전축과 접촉하는 더스트 실 립 선단부와 그리스측과 접촉하는 등근 형태의 밀봉립 선단부는 미세한 메쉬로 재구성하였다. 이들 두가지 모델에서 축방향의 기준은 립 선단부가 회전축과 만나는 접촉점을 기준으로 립 선단부의 외곽선을 따라서 결정된다.

실립 선단부와 회전축 사이의 접촉문제 해석에서 초기에 접촉되었던 절점이 하중을 받게 되면 절점에서는 변형이 일어나면서 접촉하고 있던 초기의 절점이 서로 떨어지는 현상이 발생한다. 유한

요소해석에서 이들의 절점이 서로 떨어지면 해석할 수 없으므로 변형된 이후의 절점간 거리가 $1.1 \times 10^{-3} \text{mm}$ 이내에 있다면 절점이 서로 접촉된 것으로 간주하였고, 또한 접촉 절점간의 상대속도가 $0.5 \times 10^{-3} \text{mm/s}$ 일 때에 압착(Sticking)이 일어난다고 가정하였다.

스크레이퍼 실에 대한 접촉거동 문제를 해석하고, 실이 정상상태에 도달하였을 때의 응력분포 해석을 위한 실소재 니트릴 고무(NBR)에 대한 물성치와 유한요소해석을 위한 데이터는 Table 1과 Table 2에서 각각 제시하고 있다.

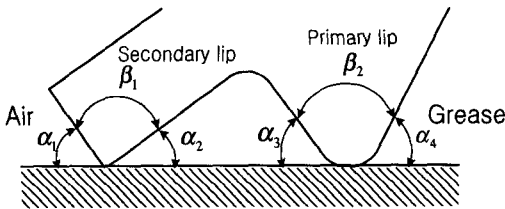


Fig. 1 Schematic of double lip seals.

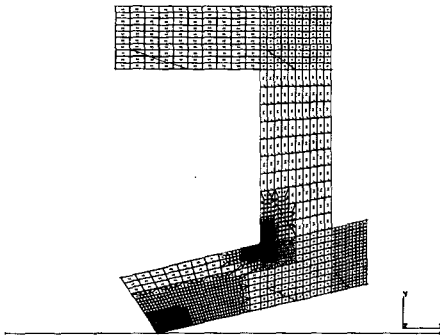


Fig. 2 FEM solid model of single lip scraper seals.

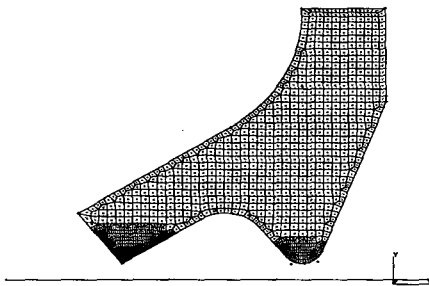


Fig. 3 FEM solid model of double lip scraper seals.

Table 1 Material properties of nitrile rubber.

Material properties	Values
Young's modulus, MPa	5.914
Poisson's ratio, ν	0.49
Density, kg/cm^3	1460
Mooney-Rivlin constant C_1 , MPa	-0.4219
Mooney-Rivlin constant C_2 , MPa	1.3610

Table 2 FEM modeling data.

	Single lip	Double lip
Number of nodes	1418	1280
Number of elements	1323	1104
Element type	5-node isoparametric quadrilateral axisymmetric ring with extra pressure node and Hermann formulation	
Contact distance tolerance, mm	1.1×10^{-3}	
Relative sliding velocity between the nodes, mm/sec	0.5×10^{-3}	

3. 해석결과 및 토의

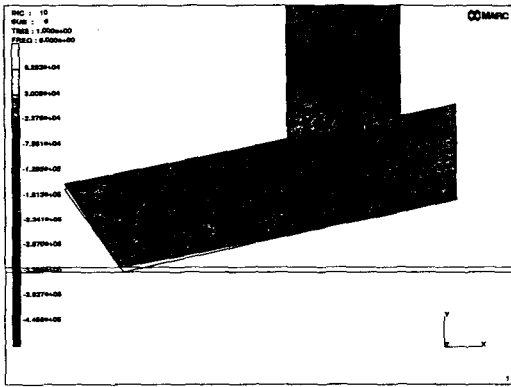
3.1 단일립식 스크레이퍼 실

Fig. 4는 단일립을 갖는 기존의 스크레이퍼 실 선단부에 $\delta=1.0\text{mm}$ 의 밀봉 간섭량(Sealing interference)을 가하였을 때 접촉절점에서의 반경방향 접촉응력 분포도를 나타낸 것으로 밀봉 그리스와 접촉하는 립 선단부에서 최대의 접촉압력이 발생함을 보여주고 있다.

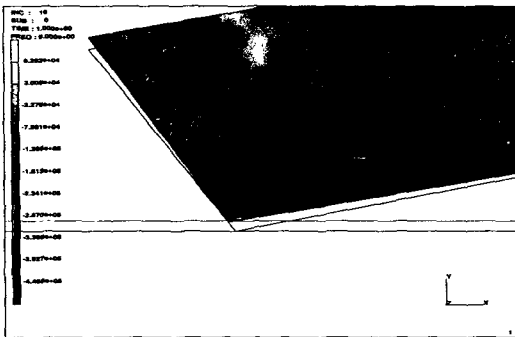
Fig. 5는 회전축에 가하는 밀봉 간섭량을 $\delta=0.5 \sim 2.4\text{mm}$ 으로 변화시켰을 때 립 선단부에 걸리는 최대 접촉응력 크기는 기준이 되는 립 선단부의 접촉선을 따라서 나타낸 결과로 밀봉 간섭량이 증가할수록 실 립 선단부에서 최대 접촉응력이 증가하고 있다. 간섭량이 작을수록 립 선단부에 걸리는 접촉응력은 작으나 립 선단부는 초기의 접촉점으로부터 공기측으로의 이동이 미세하게 일어난다. 그러나 간섭량이 증가할수록 립 선단부에서의 접촉응력은 증가하고, $\delta=2.4\text{mm}$ 부근에서 수렴하는 결과를 보여주고 있으며, 실 립 선단부가 공기측으로 이동하는 길이도 수렴하는 결과를 보여주고 있다.

Fig. 6은 단일립 선단부와 회전축 사이의 간섭량의 변화에 따른 최대 접촉응력과 접촉폭 사이의 관계를 보여주고 있다. 회전축의 간섭량이 증가할수록 최대 접촉응력과 접촉폭은 비선형적으로 증가함을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 Fig. 5에서 보여주는 바와 같이 립선단부의 공기측에서는 접촉응력이 점차적으로 증가를 하나 그리스측에서는 접촉응력이 급격히 감소하는 특성에 기인한 것으로 생각된다.

Fig. 2와 같은 단일립 실 모델에 대한 해석 결과에 의하면 단일립 스크레이퍼 실의 립 선단부와 회전축간 밀봉 간섭량의 최적화와 그리스측 내지는 공기측의 경사각도(α_1, α_2)가 중요한 설계 파라미터로 작용하고 있음을 설명해 주는 결과라 생각된다.



(a) Contact stress distribution



(b) Contact stress distribution in the lip edge

Fig. 4 Contact stress distributions of single lip scraper seals with a sealing interference $\delta = 1.0\text{mm}$ in the radial direction.

3.2 이중립식 스크레이퍼 실

Figs. 7~9는 Fig. 1에서 나타난 이중립 실의 1차 밀봉영역과 2차 밀봉영역의 경사각도가 $\beta_1=90^\circ, \beta_2=54^\circ$ 인 경우, 이중립 실 선단부 사이의 밀봉 간섭량(Sealing interference)을 $0.4\text{mm} \sim 2.4\text{mm}$ 까지 회전축에 가하였을 때 외부의 이물질 차단을 위한 더스트 실 립 선단부와 그리스의 누설을 방지하기 위한 고무재 등근 립 선단부의 접촉응력을 유한요소법으로 해석한 결과로 스크레이퍼 실 립 선단부에서 발생된 응력 분포도를 보여주고 있다.

간섭량이 1.0mm 인 경우에 대한 반경방향으로의

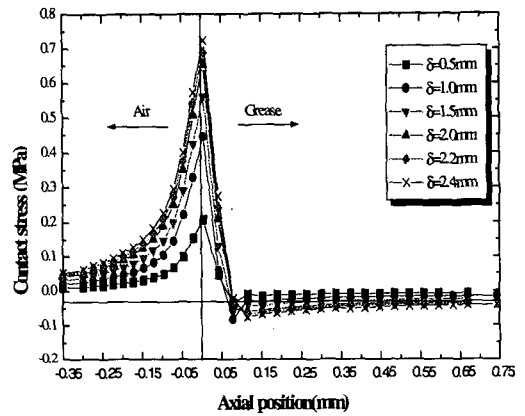


Fig. 5 Maximum contact stress of single lip scraper seals along the contacting surfaces for various values of the sealing interference.

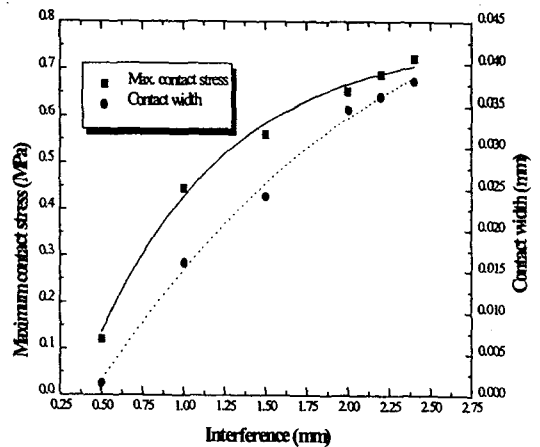
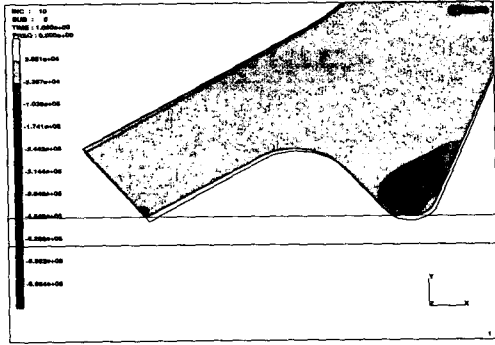
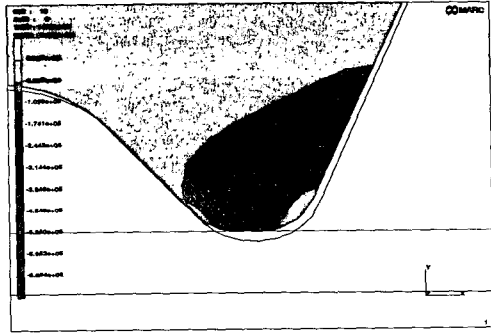


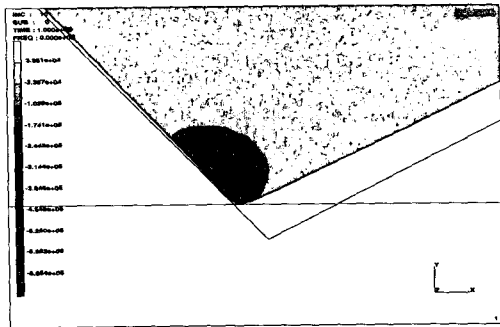
Fig. 6 Effect of shaft interference on the maximum contact stress and contact width of single lip scraper seals.



(a) Contact stress distribution of double lip scraper seals



(b) Contact stress distribution in the primary lip edge



(c) Contact stress distribution in the secondary lip edge

Fig. 7 Contact stress distributions of double lip scraper seals with a sealing interference $\delta = 1.0\text{mm}$ in the radial direction.

접촉응력 분포도를 보면 실의 더스트 립 선단부에서는 Fig. 7에서 보여주는 것처럼 간섭량에 따른

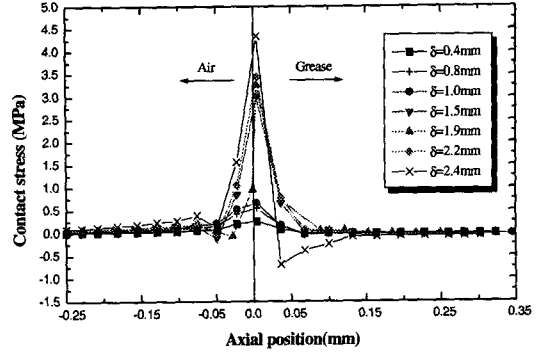


Fig. 8 Maximum contact stress along the secondary sealing zone of double lip scraper seals for various values of the sealing interference. ($\alpha_1 = 55^\circ$; $\alpha_2 = 35^\circ$; $\beta_2 = 90^\circ$)

더스트 립 선단부의 압축변형 거동이 공기측으로 크게 진행되고, 1차 밀봉 선단부에서는 그리스측에서 공기측으로 약간 변형되는 거동을 보여주고 있다.

본 연구에서 제시한 Fig. 3의 모델은 외부로부터 침입하는 이물질 차단에 효과적이라는 사실을 Fig. 7(c)의 결과로부터 알 수 있다. 2차 밀봉부인 더스트 립 선단부에서 발생하는 접촉응력의 크기를 회전축과의 접촉선 위치에 따라서 표시한 Fig. 8의 결과를 보면 립 선단부의 간섭량이 증가할수록 접촉응력은 증가한다. 이 결과를 기존의 스크레이퍼 실인 Fig. 5와 비교하면 간섭량이 작을수록 유사한 접촉응력 패턴을 보여주지만, 간섭량이 큰 $\delta = 2.4\text{mm}$ 에서는 6배 정도로 커다란 접촉압력 증가를 보여준다.

또한 Fig. 9의 결과는 밀봉된 그리스의 누설 방지, 즉 1차 밀봉기능을 수행하는 등근 립 선단부에서의 최대 접촉응력을 축방향과의 접촉길이에 따라서 제시한 결과로 간섭량의 증가는 접촉응력의 증가로 나타나고, 그 크기는 기존의 Fig. 2 모델에서 제시한 Fig. 5의 결과와 유사하나 간섭량이 커질수록 약간 증가된 접촉응력 크기를 보여준다.

Fig. 10과 Fig. 11에서는 이중립식 스크레이퍼 실에 대한 회전축과의 간섭량 변화에 따른 최대 접촉응력과 접촉폭을 나타내고 있다. Fig. 10에서 보는 바와 같이 더스트 립 선단부의 최대 접촉응력과 접촉폭은 비선형적으로 증가하나, 단일 립 실

모델에 대한 Fig. 6의 결과와 비교하여 다른 경향을 보여주고 있다. 이러한 결과는 더스트 립 선단부의 형상설계 변경에 따른 차이로 기인된 것으로 판단된다.

또한 Fig. 11은 1차 밀봉을 수행하는 스크레이퍼 실의 등근 립 선단부에서는 간섭량이 증가함에 따라 최대 접촉응력이 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 립 선단부가 등근형상을 하며, 실 립부의 경사각도가 2차 밀봉부에 비하여 대단히 크다($\alpha_4 \gg \alpha_2$)는 사실에 주목할 필요가 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 이중립 스크레이퍼 실의 1차 밀봉영역과 2차 밀봉영역의 경사각도가 $\beta_1=69^\circ$, $\beta_1=65^\circ$ 인 경우 간섭량의 변화에 따른 접촉응력 변화를 접촉길이에 따라서 나타낸 결과이다. 이러한 해석 결과에 의하면 최대 접촉응력이 그리스측으로부터 공기측으로 점차적으로 이동함을 알 수 있다.

Fig. 14와 Fig. 15는 이중립 스크레이퍼 실에 대한 회전축 간섭량의 변화에 따른 접촉응력과 접촉폭 크기의 변화를 나타낸 결과이다. 2차 밀봉영역의 경사각도가 $\beta_1=90^\circ$ 인 경우 접촉응력과 접촉폭을 나타낸 Fig. 10의 결과와 비교하면 $\beta_1=69^\circ$ 인 경우의 접촉응력 분포를 나타낸 Fig. 14의 결과가 9배 정도 작음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Bond 등⁽¹⁾이 제시한 공기측과 오일측 사이의 각도(β_1)가 작을수록 접촉응력은 작아지며, 마찰손실도 작아진다는 결과와 일치한다. 그러나, 접촉폭은 Fig. 14의 $\beta_1=69^\circ$ 인 경우가 Fig. 10에서 나타난 $\beta_1=90^\circ$ 인 경우의 결과보다 약간 큼을 알 수 있다. 이는 2차 밀봉영역에서 Fig. 1에서 나타난 바와 같이 Fig. 10의 그리스측의 경사각도 α_2 가 Fig. 14의 경사각도 α_2 보다 크기 때문으로 생각된다. 1차 밀봉영역의 경우 Fig. 15에서 나타난 1차 밀봉영역의 경사각 $\beta_2=65^\circ$ 가 Fig. 12의 $\beta_2=54^\circ$ 에 비하여 크기 때문에 접촉응력도 약 1.3배 정도 큼을 알 수 있고, 이는 Fig. 10과 Fig. 14의 결과에서도 같은 현상을 보여주고 있다.

위의 결과를 통하여 이중립 스크레이퍼 실에 대한 최적화 설계에 있어서도 기존의 립실의 설계시

고려하는 공기측과 그리스측 사이의 경사각도 (α_1, α_2)에 관련한 상호 연관성을 고려하여야 함을 알 수가 있다. 기존의 스크레이퍼 실에서는 단일립 선단부가 그리스의 밀봉기능과 더스트 차단기능을 동시에 갖어야 하기 때문에 1차 밀봉기능을 강조하면 그리스의 누설은 완화될 수 있으나 이물질 침입이 문제가 된다. 반대로 이물질 차단 기능을 강조하여 선단부의 접촉력을 증가시키면 그리스의 배출기능이 떨어지면서 오염물질에 의한 메탈 배어링의 윤활성능이 저하되고, 립 선단부와 회전축 사이에는 마찰과 마멸이 급속히 진행된다. 이러한 문제는 이중립 타입의 스크레이퍼 실에 립 선단부를 보호할 수 있는 메카니즘을 도입함으로써 해결할 수 있다. 실립 선단부에서는 항상 그리스 박막에 의하여 보호되기 때문에 장수명을 유지할 수 있으며, 이것이 새로이 개발한 접촉식 스크레이퍼 실의 특징이다.

이중립 스크레이퍼 실은 단일립 실에 비하여 설치공간이 문제가 될 수 있으나, 이 문제는 최적화 설계와 플링거 스프링의 강성도를 적절히 활용함으로써 해결할 수 있다. 그래서 본 연구에서 제시한 이중립 스크레이퍼 실의 선단부를 갖는 새로운 접촉식 실(Fig. 3 참조)은 실 내부의 그리스를 밀봉해야 하는 1차 밀봉 등근 립 선단부의 접촉압력 크기가 약간 증가되었으나, 외부의 이물질 침입

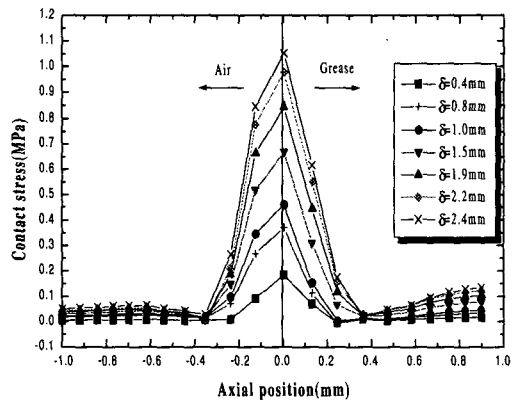


Fig. 9 Maximum contact stress along the primary sealing zone of double lip scraper seals for various values of the sealing interference. ($\alpha_3=55^\circ$; $\alpha_4=70^\circ$; $\beta_2=54^\circ$)

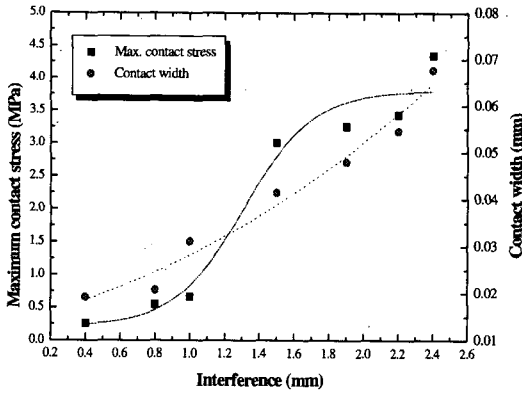


Fig. 10 Effect of shaft interference on the maximum contact stress and contact width along the secondary sealing zone. ($\alpha_1 = 55^\circ; \alpha_2 = 35^\circ; \beta_1 = 90^\circ$)

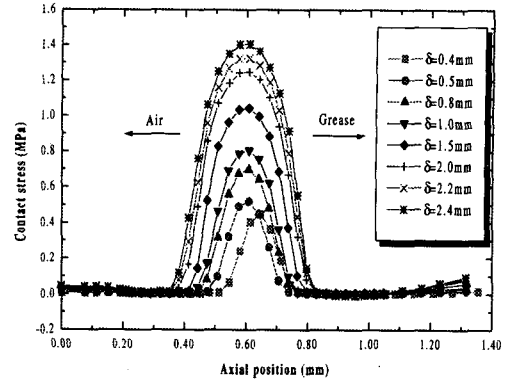


Fig. 13 Maximum contact stress along the primary sealing zone of double scraper seals for various values of the sealing interference. ($\alpha_3 = 43^\circ; \alpha_4 = 71^\circ; \beta_2 = 65^\circ$)

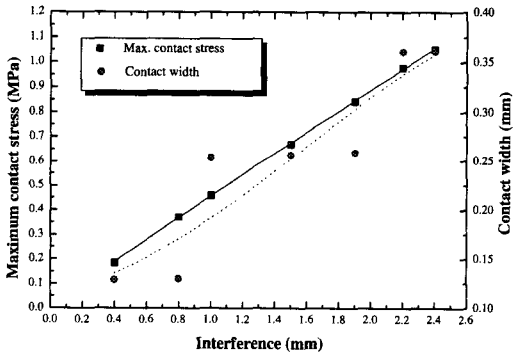


Fig. 11 Effect of shaft interference on the maximum contact stress and contact width along the primary sealing zone. ($\alpha_3 = 55^\circ; \alpha_4 = 70^\circ; \beta_2 = 54^\circ$)

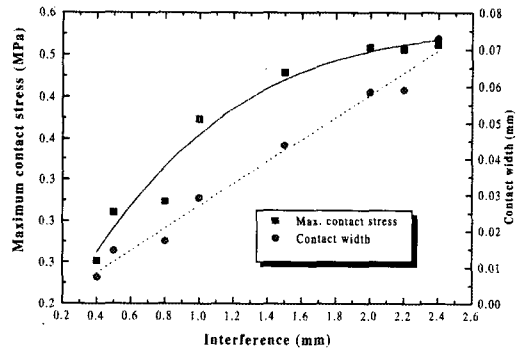


Fig. 14 Effect of shaft interference on the maximum contact stress and contact width along the secondary sealing zone. ($\alpha_1 = 90^\circ; \alpha_2 = 21^\circ; \beta_1 = 69^\circ$)

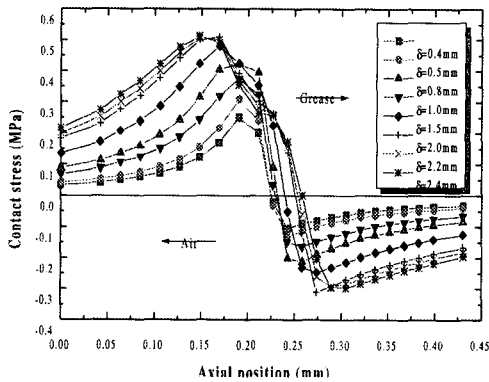


Fig. 12 Maximum contact stress along the secondary sealing zone of double lip seals for various values of sealing interference. ($\alpha_1 = 90^\circ; \alpha_2 = 21^\circ; \beta_1 = 69^\circ$)

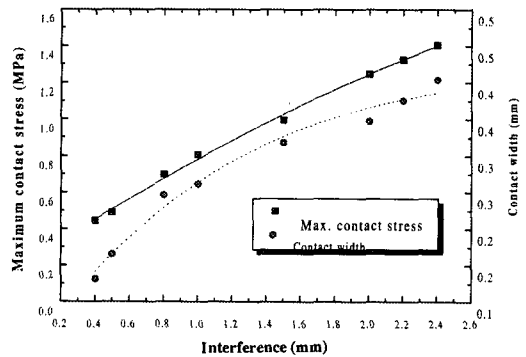


Fig. 15 Effect of shaft interference on the maximum contact stress and contact width along the secondary sealing zone. ($\alpha_3 = 43^\circ; \alpha_4 = 71^\circ; \beta_2 = 65^\circ$)

이 우려되는 더스트 립 선단부의 2차 밀봉기능을 더욱 보강시켜서 스크레이퍼 실의 밀봉성능을 크게 향상시켰다.

4. 결 론

단일립 선단부를 갖는 기존의 스크레이퍼 실과 새로운 개념의 이중립을 갖는 접촉식 실에 대한 접촉응력 특성문제를 비선형 유한요소법으로 비교· 해석하였다. 실 설계에서 회전축과 실 립 선단부간의 접촉응력은 밀봉성능에 직접적인 영향을 주기 때문에 마찰 손실이나 마멸량을 줄이면서 수명을 연장시킬 수 있는 새로운 스크레이퍼 실 개발에서 중요한 설계 파라메타이다.

본 연구에서 수행한 계산결과에 의하면 누설방지 기능과 이물질 침입 차단을 동시에 추구하는 단일립 선단부보다는 이들 기능을 분리시킨 이중립식 스크레이퍼 실이 간섭량 조절 측면에서 대단히 유리하다. 계산한 결과에 의하면 밀봉기능을 갖는 밀봉된 유체측 둥근 립 선단부는 접촉면적을 증가시키고 이물질을 차단해야 하는 립 선단부는 접촉면적을 작게하여 접촉면압을 증가시키는 것이 유리하며, 이들의 접촉면 형상에 관련된 데이터는 공기측과 그리스측의 경사각도에 대한 최적화 설계를 통하여 얻을 수 있다.

참고문헌

(1) Bond, R., Johnston, D.E. and Lopes, R. D. J., 1986, "A New Rotary Shaft Seal Lip Design Giving Improved Product Performance," *ASLE Lub. Eng.* Vol. 42, No. 4, pp. 218~223.

(2) Saito, T., Iida, S., Wada, N., Heizen, S. R., and Nishina, H., 1990, "Development of a New Radial Lip Seal with Rubber and PTFE Lips," *SAE*, 900335.

(3) Gawlinski, M. and Konderla, P., 1984, "Dynamic Analysis of Oil Lip Seals," *BHRA, 10th Int. Conf. on Fluid Sealing*, Insbruck.

(4) Chang, H. H., 1988, "On the Numerical Study for Rubber Seals," *SAE Paper 880255*, pp. 261~267.

(5) Medri, G., Strozzi, A., Brasi, J. and Gabelli, A., 1984, "Mechanical Behaviour of Two Elastomeric Seals for Rolling Element Bearing Units," *BHRA, 10th Int. Conf. on Fluid Sealing*, Paper K1, Insbruck.

(6) Kim, C. K., and Jun, I. K., 1994, "The Contact Forces of Lip Seals for a Ball Bearing," *Tribology International*, Vol. 27, No. 6, pp. 303-400.

(7) Kim, C. K. and Shim, W. J., 1997, "Analysis of Contact Force and Thermal Behaviour of Lip Seals," *Tribology International*, Vol. 30, No. 2, pp. 113-119.

(8) Ogata, M., Matsukawa, K., Mori, A. and Shimotsuma, Y., 1995, "Sealing Surface Deformation and Lubrication Characteristics of a Lip-Type Oil Seal," *Proc. of the International Tribology Conference*, pp. 1603~1608.

(9) *MARC User's Manual*, Version K6.2, MARC Analysis Research Co., 1996.

(10) *ABAQUS User's Manual*, Version 4.5(a), Providence RI, 1984.

(11) *Symposium on Analysis and Design of Rubber Parts*, BMI, Columbus OH, 1984.

(12) Green, I. and English, C., 1994, "Stress and Deformation of Compressed Elastomeric O-Ring Seals," *BHRA, 14th Int. Conf. on Fluid Sealing*, pp.83~95.

(13) Dragoni, E., and Strozzi, A., 1988, "Analysis of a Unpressurized, Laterally Restrained, Elastomeric O-Ring Seal," *J. of Tribology*, Vol. 110, pp. 193~220.

(14) Geoge, A. F., Strozzi, A. and Rich, J. I., 1987, "Stress Fields in a Compressed Elastomeric O-Ring Seals and a Compression of Computer Predictions and Experimental Results," *Tribology International*, Vol. 20, No. 5, pp. 237~247.