

〈論 文〉

볼 베어링용 고무시일의 접촉력 해석에 관한 연구

김청균* · 전인기** · 최인혁***

(1992년 6월 3일 접수)

A Study on the Contact Force of Rubber Seals for Ball Bearings

Chung Kyun Kim, I.K. Chun and I.H. Choi

Key Words : Rubber Seal(고무시일), Interference(간섭량), Mechanical Face Seal(기계평면시일), Contact Force(접촉력), Contact Length Ratio(접촉길이기비), Sealed Lubricant(밀봉유체), Volume Swell Ratio(팽윤비), Inclined Lip Angle(시일 립경사각도)

Abstract

The equations are derived for the evaluation of the axial contact force. The contact forces for rubber seals are analyzed as a function of the ratio of real contact length, the thickness of seal lip, the inclined angle of seal lip, and the interference between the edge of seal lip and the rotating inner ring. The design data for rubber seals are presented in terms of the ratio of real contact length, initial inclined lip angle, lip thickness and the interference. The calculated results show that the deflected interference and the circumferential stress cause considerable change of contact forces for the low sealed pressure.

1. 서 론

기계 시스템에서 사용되고 있는 밀봉장치는 에너지나 환경오염 등에 밀접한 관련을 맺고 있는 기계요소로 고속, 고압력, 진공, 고온 및 저온 등의 가혹한 조건에서 사용되고 있는 정밀기계가 많아지면서 그 중요성이 크게 증대되고 있다.

구름 베어링의 상대접촉 운동면에서 윤활과 시일에 관련된 설계조건은 대단히 중요하다. 베어링용 시일은 먼지, 분진, 수분, 보래입자와 같은 이물질이 베어링 내부로 침입하는 것을 차단하여 윤활제의 기능이 저하되는 것을 방지하여야 하고, 또한 베어링 내부의 윤활제가 외부로 유출되지 않고 베

어링 내부에 균일하게 분포되어 회전 접촉부에서 윤활이 잘 이루어질 수 있도록 보조해 주는 역할을 수행하는 중요한 요소이다.

베어링에 가장 적합한 형태의 시일을 선정하기 위해서는 시일의 효율, 가격, 설치공간, 마찰력, 작동온도, 수명 등을 고려하여야 한다. 볼 베어링의 밀봉 윤활제로는 그리이스가 가장 많이 사용되고 있고, 시일 재질로는 고무계통이 널리 사용되고 있다. 접촉식 고무시일은 베어링의 작동조건이 그다지 가혹하지 않는 상태에서 사용될 경우 시일으로써의 역할은 대단히 효과적이다.

볼 베어링에서 고무재질을 이용한 밀봉형태는 시일 립 선단부가 내륜의 측면을 축방향으로 접촉하고 있는 기계평면시일 형태의 접촉시일과 내륜의 안쪽을 접촉하는 오일시일 형태의 접촉시일이 있다. 본 연구에서는 설치공간이 작고 저렴하면서도 시일성능이 우수한 축방향 접촉식 시일의 접촉력에

*정회원, 홍익대학교 기계공학과

**홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

***한국종합기계(주) 부설연구소

관한 연구를 하였다.

본 연구에서 수행한 베어링용 시일에 관련된 연구는 거의 찾아볼 수가 없었고, 川上善久⁽¹⁾가 단순보 이론을 이용하여 립 선단이 회전부에 접촉하는 오일시일 형태를 이상화시킨 시일 립에 관한 초보적인 연구를 수행한 정도이다.

밀봉용 그리이스 베어링의 수명은 구름 접촉운동에 관련된 피로, 윤활 및 시일기능에 의존하는 것으로 알려져 있는데, Benktander⁽²⁾와 Bras⁽³⁾의 연구 결과에 의하면 베어링의 고장 원인중에서 시일의 손상으로 인한 고장이 가장 큰 것으로 보고되었다. 시일의 성능에 가장 큰 영향을 주고 있는 변수는 시일 립과 베어링 회전부 사이의 접촉력, 즉 접촉면에서의 간섭량에 관한 것이다.

그래서 본 연구에서는 시일 립의 간섭량과 접촉력에 관련된 이론적 연구를 수행한다. 시일의 접촉면에서 축방향 접촉력이 크게 설계되면 시일 립 선단에서는 마찰과 마멸이 심하게 진행되어 시일수명을 크게 단축시킬 우려가 있고, 접촉력이 작으면 밀봉된 유체의 누설우려가 증가되면서 볼과 레이스 사이의 윤활상태를 나쁘게 하여 베어링 수명을 크게 단축하는 결과를 초래하게 되므로 시일 립의 접촉력에 관련된 연구는 대단히 중요하다.

2. 접촉력 해석

깊은 홈 볼 베어링용 고무시일에서 축방향의 접촉력 크기를 해석하기 위하여 Fig. 1과 같은 시일 립 모델에 대한 시일 립 선단부의 처짐에 의한 힘, 원주방향 응력중 축방향으로 작용하는 힘, 윤활제와 접촉하는 시일의 팽윤에 의한 힘, 접촉부의 온도차이에 의한 힘, 그리고 밀봉 윤활제에 의하여 시일 립에 작용하는 압력을 이론적으로 해석한 후 중첩하여^(4,5) 시일 립에 작용하는 전체 접촉력의 크기를 구하였다.

2.1 처짐량에 의한 힘

川上善久⁽¹⁾은 시일 립의 접촉상태를 이상화시켜 해석한 결과, 즉 시일 립 경사각 $\beta=0$ 이고, 실제 접촉 길이비 $\xi=0$ 인 경우에 대하여 캔틸레버보 해석방법을 이용하여 시일 립의 초기 처짐량 δ 에 의하여 발생하는 접촉력의 크기를 해석하였다. 그러나 본 연구에서는 설계시 유도된 접촉력 방정식이 실제로 사용될 수 있도록 하기 위하여 β 와 ξ 가 고

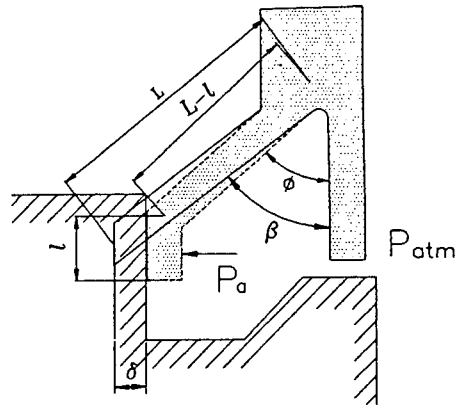


Fig. 1 Lip seal geometry of ball bearing

려된 일반식을 얻고자 하였다.

Fig. 1과 같은 시일 립 모델에 대한 처짐량, 즉 시일 립 선단부의 간섭량 크기를 탄성체보 이론을 이용하여 해석한다. 이 그림에서 시일을 볼 베어링에 설치하기 전의 립 상태는 시일 립 선단부의 초기 경사각 β 에 의하여 표현되고, 러버시일이 베어링 외륜 홈에 설치된 후의 립 상태는 립 선단부가 내륜의 측면에 접촉하면서 점선으로 표시된 형태의 립 상태를 나타내며, 시일 립의 초기 경사각 β 는 설치각 ϕ 로 바뀌게 된다. 시일 립 선단부의 간섭량때문에 발생하는 축방향의 접촉력은 시일 립의 전체 길이와 시일 립 선단부-내륜 사이의 실제 접촉길이 비를 나타내는 $\xi=l/L$ 의 값으로 표현할 수 있다. 실제 접촉 길이비 ξ 가 클수록 시일 립 선단부가 들뜨게 되면서 접촉력이 시일 립 선단부로부터 안쪽으로 이동하게 되고, ξ 가 작을수록 접촉력은 실제길이의 중앙에 작용하게 된다. 주어진 간섭량 δ 에 의하여 발생하는 복원력이 시일 립 접촉길이 중앙에 작용한다고 가정할 경우 축방향의 접촉력 크기는 보 이론을 이용하여 해석하면 다음과 같이 구해진다.

$$P_a = \pi E D_i \delta \left[\frac{t}{L} \right]^3 \frac{1}{(4-\xi) [(1-\xi) \cos \beta]^2} \quad (1)$$

여기서 E 는 시일 립 재료의 탄성계수, d_i 은 시일 립 선단부의 직경, t 는 시일 립 선단부의 두께, L 은 시일 립의 전체길이를 각각 나타낸다. 식(1)에서 $\beta=0$, $\xi=0$ 인 단순한 경우는 川上善久의 결과식과 일치하며, 간섭량 δ 에 따른 시일의 접촉력은 시일의 기하학적 형태, 재료 및 접촉 길이비의 함

수로 일반화 시킬 수 있다. 또한 간섭량 δ 는 시일 립의 변형되기 전과 변형된 후의 기하학적인 형태를 고려하여 시일 립의 초기 경사각도 β 와 시일의 설치후 각도 ϕ , 시일 선단부의 접촉 길이비 ξ 의 함수로 표시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta = L[\sin \beta + (\xi - 1) \sin \phi] \quad (2)$$

2.2 후프응력 및 열응력에 의한 힘

시일 립 설치시 축방향으로 간섭량의 크기 δ 가 작용하면 Fig. 2에서 보여주고 있는 것과 같이 원주방향의 응력이 발생한다. 이 때 시일 립이 베어링의 측면부와 실제로 접촉하는 위치를 나타내는 안쪽 구간인 $0 \leq x \leq L-l$ 에서는 캔틸레버 보 이론을 그대로 적용할 수 있으나, $L-l \leq x \leq L$ 구간에서는 간섭량 δ 가 균일하게 그대로 유지되므로 원주방향으로 발생하는 후프응력은 다음과 같이 표현된다. 즉,

$$\sigma_{H1} = \begin{cases} \frac{12E}{(4-\xi)(1-\xi)^2} \left(\frac{\delta}{d_i}\right) \left\{ \left(1 - \frac{\xi}{2}\right) \left(\frac{x}{L}\right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{x}{L}\right)^3 \right\} \\ 2E \left[\frac{\delta}{d_i}\right] \end{cases} \begin{matrix} \text{for } 0 \leq x \leq L-l \\ \text{for } L-l \leq x \leq L \end{matrix} \quad (3)$$

또한 밀봉유체의 온도와 시일 립의 마찰열에 의하여 발생하는 열응력을 온도차 ΔT 에 관한 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\delta_{H2} = E\alpha\Delta T \quad \text{for } 0 \leq x \leq L \quad (4)$$

여기서 α 는 시일 립 재료의 열팽창계수이다.

Fig. 2에서 원주방향의 각도 $d\theta$ 가 대단히 작은 경우 원주방향의 응력을 시일 립의 축방향 요소 σ_a 로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sigma_a &= 2(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cos \phi \\ &\simeq (\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) \cos \phi d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

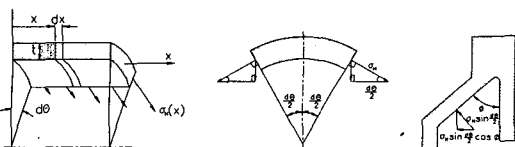


Fig. 2 Circumferential stretch forces due to beam deflection and temperature

시일 설치시의 간섭량 δ 와 작동시의 온도 변화 ΔT 에 의하여 발생하는 축방향의 접촉력 크기 P_s 는 식(5)를 이용하여 미소면적 tdx 와 실제 접촉 길이 구간에 대하여 적분하면 다음과 같은 결과식을 얻을 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned} P_s &= \frac{1}{\cos \beta} \int \sigma_a t dx \\ &= 2\pi E t L \left(\frac{\cos \phi}{\cos \beta}\right) \left\{ \left(\frac{\delta}{d_i}\right) \frac{(3+4\xi-\xi^2)}{(4-\xi)} + \alpha \Delta T \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

2.3 밀봉유체 압력에 의한 힘

베어링 내부에 밀봉된 윤활제의 압력이 시일 립을 따라서 Fig. 3과 같이 균일하게 분포한다고 가정을 하게 되면 밀봉유체 압력 P 에 의하여 발생하는 축방향의 접촉력 크기는 Fig. 3과 같은 모델에 대하여 모우멘트 평형방정식을 적용하면 다음과 같은 식으로 구해질 수 있다.

$$\pi d_i L^2 \Delta P \frac{(1-\xi)^2}{2} = P_p l' \cos(\phi - \kappa) \quad (7)$$

여기서 l' 는 Fig. 3의 삼각형 모형으로 부터 cosine 법칙을 이용하여 구하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$l' = L \left\{ 1 - 2\xi + \xi^2 + \frac{\xi^2}{4} - (\xi - \xi^2) \cos \phi \right\}^{1/2} \quad (8)$$

식(8)을 식(7)에 대입하여 정리하면 윤활제의 압력 변화에 따른 축방향 접촉력은 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$P_p = \frac{\pi d_i L (1-\xi)^2 \Delta P}{2 \cos(\phi - \kappa) \sqrt{1 - (2 + \cos \phi) \xi + (5/4 + \cos \phi) \xi^2}} \quad (9)$$

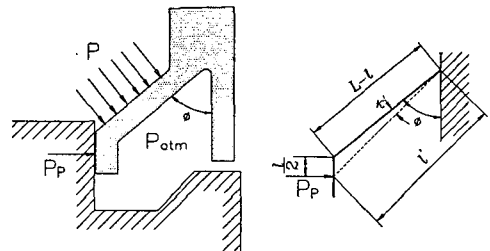


Fig. 3 Uniformly distributed lubricant pressure

여기서 $\Delta P = P - P_{atm}$ 이고, 윗식에서 음의 부호를 붙인 것은 윤활제 압력에 의한 힘이 위에서 고려되었던 다른 항들과는 반대 방향, 즉 시일 립을 열려고 하는 방향으로 작용한다는 것을 의미한다. 또한,

$$\kappa = \cos^{-1} \left\{ \frac{2 - (4 + \cos \phi) \xi + (2 + \cos \phi) \xi^2}{2(1 - \xi) \sqrt{1 - (2 + \cos \phi) \xi + (5/4 + \cos \phi) \xi^2}} \right\}$$

2.4 윤활제 팽윤에 의한 힘

시일 재질로 사용되고 있는 고무제품의 팽윤이나 수축현상은 밀봉유체의 종류, 온도 및 사용 시간에 많은 영향을 받고 있다. 시일 립이 밀봉유체, 즉 그리이스의 영향을 받아 팽윤되는 현상은 시일 립이 윤활제와 실제로 접촉하는 구간에서 발생할 수가 있는데, 이와 같이 윤활제에 의하여 시일 립이 팽윤되기 때문에 발생하는 축방향의 접촉력 크기는 Horve⁽⁶⁾가 제시한 식을 원용하면 다음과 같이 된다.

$$P_v = \int_0^{2\pi} \int_0^{L-l} Et \epsilon_v dx d\theta = 2\pi EtL(1 - \xi) \epsilon_v \tag{10}$$

여기는 ϵ_v 는 시일 재질의 팽윤비를 나타낸다.

접촉식 고무시일이 장착된 볼 베어링에서 축방향으로 작용하는 전체 접촉력의 크기는 P_a 는 립의 처짐량(간섭량)에 의한 힘 P_a , 원주방향으로 발생하는 후프응력(열응력 포함)에 의한 힘 P_s , 밀봉유체의 압력변화에 의한 힘 P_p , 윤활제의 팽윤 현상에 의한 변형된 힘 P_v 의 합으로 주어질 수가 있다. 즉,

$$P_a = P_a + P_s + P_p + P_v \tag{11}$$

3. 연구결과 및 고찰

볼 베어링에서 시일 립과 베어링 내륜간의 접촉력은 베어링의 밀봉 성능에 직접적인 영향을 주고 있기 때문에 이에 관련된 인자(parameter)를 최대한 고려하여 접촉력의 크기를 해석하였다. 즉, 베어링 내륜과 시일 립 선단부의 접촉력은 간섭량, 립 경사각, 작동시 발생하는 온도차에 의한 열팽창, 밀봉 윤활제에 의한 팽윤정도와 립 두께 등의 함수로 해석하였다. 본 연구에서 사용된 시일 립의

Table 1 Basic data for contact force calculations

Diameter of seal lip edge, mm	39.0'
Overall length of seal lip, mm	3.233
Thickness of seal lip, mm	0.35
Inclined angle of seal lip, Degree	30.0
Average temperature of sealed lubricant and rubbing surface, °C	55.0
Coefficient of thermal expansion, mm/mm°C	2.788×10^{-5}
Sealed lubricant pressure	$0.01 * P_{atm}$
Volume swell rate of rubber, mm/mm	0.005
Elastic Modulus, MPa	4.8

치수, 작동조건과 시일재질(NBR)의 물성치는 Table 1에서 주어진다.

시일 립 선단부가 회전하는 내륜의 축방향 내면 홈에 닿게 되면서 발생하는 접촉력의 크기를 시일 립의 초기 경사각 β 로 표현되는 간섭량의 함수로 나타내게 되면 Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있다. 시일 립 선단부가 내륜의 축방향 측면부에 실제로 접촉하는 정도를 나타내는 길이비 $\xi = l/L$ 를 0, 0.1, 0.2, 0.3의 경우에 대하여 해석한 결과 시일 립 선단부의 실제 접촉길이가 증가될수록 또한 시일 립의 경사도가 클수록 접촉력은 급격하게 상

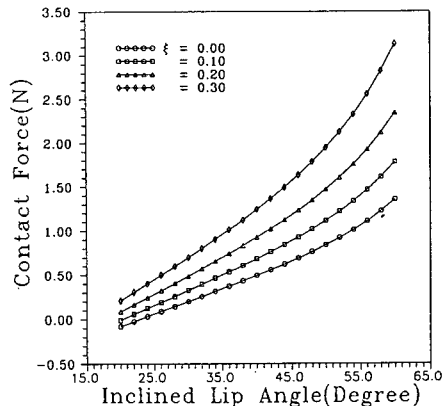


Fig. 4 Contact forces as a function of inclined lip angle

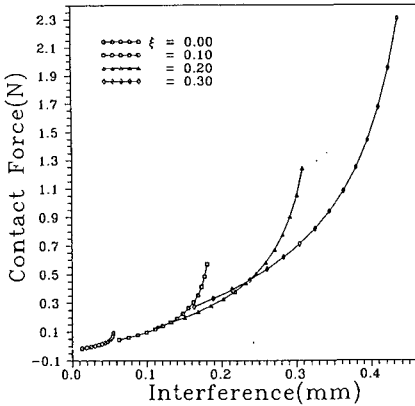


Fig. 5 Contact forces as a function of the interference

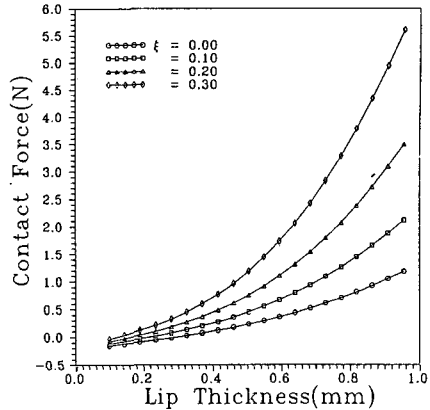


Fig. 6 Contact forces as a function of lip thickness

승하고 있음을 알 수 있다. 즉, 시일 립의 초기 경사각 β 가 증가할수록 베어링 내륜 접촉면과의 간섭량이 증가하게 되므로 이것은 축방향의 접촉력을 증가시키게 된다. 또한 Fig. 5는 β 의 함수로 접촉력을 도시하고 있는 Fig. 4의 결과를 시일 립의 간섭량 크기에 관한 함수로 접촉력을 다시 그린 것이다. 여기서 시일 립 선단부의 간섭량 δ 는 식 (2)에서 시일립의 초기 경사각 β 의 함수로 주어질 수 있기 때문에 시일 해석시 접촉압력을 경사각보다는 간섭량에 관한 항으로 표현하는 것이 설계자에게 보다 편리하고 실제적인 데이터를 제공할 수 있게 된다. Fig. 5에서 접촉 길이비 $\xi=0.3$ 이 갖는 의미는 초기 간섭량 $\delta=0.16$ mm ($\xi=0.3$ 에 해당하는 초기 간섭량)가 시일 립 선단부에 이미 가해진 상태, 즉 0.25 N의 초기접촉력이 시일 립에 이미 작용하고 있다는 것으로 간섭량이 증가함에 따라서 접촉력이 증가하는 것을 나타낸다. 이들의 계산결과에 의하면 시일의 초기 경사각, 즉 시일 립의 간섭량이 클수록 접촉력의 크기는 급격하게 증가되는데 이것은 시일 립 처짐에 따른 탄성 복원력과 후프응력이 지배적으로 작용하면서 이와 같은 현상이 나타나는 것으로 밝혀졌다.

Fig. 6은 시일 립 두께가 접촉력의 크기에 미치는 영향을 보여주고 있는데, 시일 립 두께가 증가함에 따라서 접촉력의 기울기가 증가됨을 알 수 있다. 이것은 시일 립 두께가 처짐량에 의한 접촉력의 크기를 표현하는 식(1)에서 접촉력이 시일 립 두께의 3승 지수에 비례하기 때문에 립의 처짐량에 의한 접촉력의 크기는 시일 립 두께가 지배적인 영향을 미치게 된다. 특히 시일 립의 실제 접촉길이비

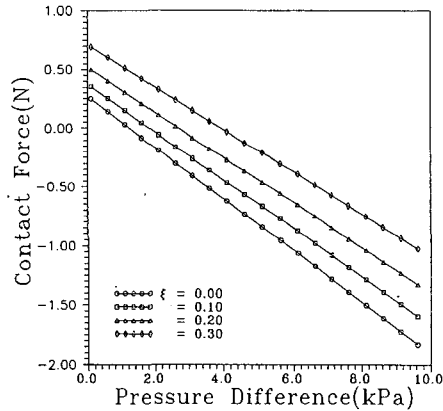


Fig. 7 Contact forces as a function of pressure difference

ξ 가 증가할수록 접촉력의 기울기는 급격하게 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또한 시일 립 두께가 변화해도 밀봉유체의 압력은 영향을 받지 않으나 시일 립의 온도가 변하면서 영향을 받는다. 시일 립 두께의 증가는 접촉력을 크게 상승시켜 마찰 에너지에 의한 손실을 예상할 수는 있으나, 베어링에서 밀봉성을 요구하는 경우 접촉력을 크게 하기 위하여 설계자가 취할 수 있는 설계방법으로는 시일 립의 두께를 증가시키는 것이 가장 간단한 방법임을 알 수 있다.

Fig. 7은 베어링 내부에 공급된 밀봉 윤활제의 압력변화에 따라서 접촉력에 미치는 영향을 도시하고 있다. 베어링이 작동하게 되면 베어링 내부의 윤활제 유동에 의하여 발생하는 내부 압력의 증가, 즉 누설 압력의 상승은 접촉력을 크게 악화시키게

된다. 그림에서 보여주는 것과 같이 베어링이 작동할 때 내부에서 발생하는 압력 상승으로 인하여 시일의 접촉력은 크게 감소하므로 시일 설계시 작동 중인 베어링의 평균압력을 정확하게 파악하여 설계에 반영하는 것이 대단히 중요하다. 이러한 요소들에 의한 접촉력의 크기는 선형적인 관계로 나타나는데, 즉 발생 마찰력이 클수록 재료가 겪는 열응력은 커져서 접촉력은 상승하게 되나, 마찰열이 증가함에 따라 윤활제인 그리이스의 유동성이 좋아지기 때문에 내부압력이 상승하게 되고 이것은 시일 립을 개방하려는 방향으로 힘이 작용하게 되어 접촉력의 크기는 감소하게 되는 것이다.

Fig. 8은 베어링 내부의 온도변화가 접촉력의 크기에 미치는 영향을 보여주고 있다. 이 그림에 의하면 온도가 증가함에 따라서 접촉력의 크기는 약

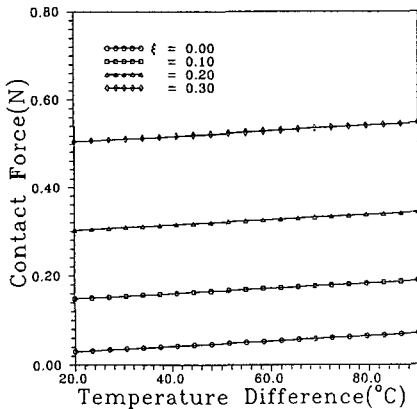


Fig. 8 Contact forces as a function of temperature difference

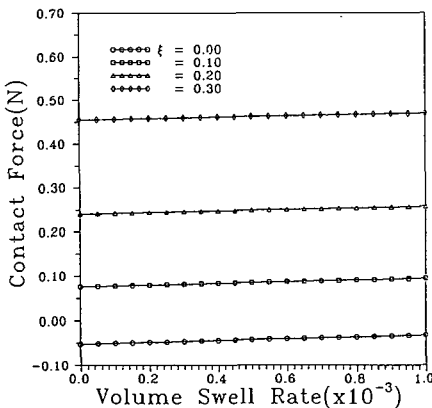


Fig. 9 Contact forces as a function of volume swell rate

간 증가하나, 시일 립 선단부의 접촉 길이비가 증가할수록 더 큰 영향을 받고 있다. 그러나 시일 재질이 등방성의 고무라고 가정할 경우 그리이스 윤활제에 의하여 시일 립의 팽윤현상이 접촉력에 미치는 영향은 Fig. 9에서 보여주는 것처럼 체적 팽창율이 증가되면서 대단히 작게 선형적으로 증가하는 것으로 나타나고 있다.

4. 결 론

베어링 용 러버시일의 밀봉성능에서 가장 중요한 접촉력에 대하여 이론적 해석을 하였다. 베어링 용 시일의 접촉력 해석을 보다 정확하게 하기 위하여 시일 립 선단부의 처짐에 따른 복원력과 후프응력에 의한 축방향의 복원력, 밀봉 윤활제의 온도, 압력 및 체적 팽윤율이 동시에 고려하여 접촉력에 미치는 영향을 해석하였다.

계산결과에 의하면 밀봉 윤활제의 작동 압력이 작은 경우는 시일의 처짐량, 즉 간섭량에 따른 성분과 원주방향의 후프응력이 접촉력에 영향을 주는 지배적인 것으로 밝혀졌다. 또한 접촉력의 크기는 립 선단부의 접촉 길이비, 시일 립의 초기 경사각도, 시일 립의 두께 및 간섭량이 클수록 급격하게 증가되는 경향을 보여주고 있다.

본 연구에서는 가능한 실제적인 시일 립의 접촉 현상에서 발생하는 문제점을 복합적으로 해석하였기 때문에 누설을 방지하면서 마찰손실을 최소화할 수 있는 접촉력의 크기가 선정되게 되면 베어링 용 시일 립 설계에 직접 사용할 수 있을 정도로 비교적 정확한 시일 립의 길이, 두께, 초기, 경사각, 간섭량 등의 설계 데이터를 이론적인 해석방법을 통하여 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 1991년 한국종합기계(주)의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 川上善久, June 1983, “高密封性能玉軸受としての用途,” 機械設計, Vol.27, No.7, pp. 73~77.
- (2) Benktander, S.A., 1981, “Automotive Hub

- Bearing Units-European Experience," SAE Paper 810757.
- (3) Bras, J.C.M., 1987, "Specification and Seal Development for Passenger Vehicle Wheel Bearings," SAE Paper 871982.
- (4) Schmitt, W.A., April 1968, "Radial Load as a Lip Seal Design and Quality Control Factor," J. of Lub. Tech., pp. 405~411.
- (5) Stakenborg, M. J. L., 1988, "On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seals," Tribology International, pp. 335~340.
- (6) Horve, L. A., 1975, "Achieving Dimensional Control with Molded Lip Seals," ASLE Trans., pp. 181~186.