

볼베어링 발열에 관한 실험적 고찰

나희형, 임윤철*

연세대학교 대학원, 연세대학교 기계공학과*

Abstract

The heat generation of angular contact ball bearings and deep groove ball bearings is studied with experiment and simulation. The temperature variation of inner, outer races and the temperature incresement distribution are measured by using thermocouples for the shaft speed, preload, viscosity of lubrucant and lubrication method. The measured values from experiment are used to estimate the heat generation rate. Oil-air lubrication using oils with different viscosities and grease lubrication are adopted.

Key words : heat generation, ball bearing, preload, oil-air lubrication

1. 서 론

고속으로 회전하며 비교적 고강성을 필요로 하는 주축에는 앵귤라 콘택트 볼베어링이 주로 사용되는데 고강성을 유지하기 위하여는 적절한 예압을 필요로 한다. 예압량은 접촉각의 함수로 축하중의 형태로 나타나며 베어링의 종류와 운전조건에 따라 달라진다.

축의 회전에 따라 앵귤라 콘택트 볼베어링의 볼은 스핀 모멘트와 자이로 모멘트를 받으며 레이스와 미끄러지면서 열이 발생한다. 또한 작용하중과 사용기름의 점성에 의해서도 열이 발생되며 탄성 히스테리시스, 볼과 케이지의 미끄럼, 시일 마찰등에 의해서도 작은 양이지만 발열이 일어난

다. 이러한 발열은 열변형을 수반하며 결과적으로 예압에 영향을 미치므로 발열량의 예측은 냉각, 윤활계통의 설계에 기초가 될 뿐만 아니라 주축계의 정밀도 유지에도 매우 중요하다.

공작기계에 있어서는 고속화와 함께 고정도화가 요구된다. 가공정도(加工精度)를 요구하는 공작기계 주축은 단순히 고속회전이 가능할 뿐만 아니라 주축의 온도상승을 억제하고 열변형을 적게 하는 것이 중요한 과제이다.

발열량을 직접 계산하지는 않았으나 볼베어링 요소들의 동력학적 해석을 Walters가 수치해석을 통하여 행했으며[1], Harris는 앵귤라 콘택트 볼베어링이 하중을 받는 상태에서의 미끄럼과 마찰력이 작

용할때 볼의 움직임에 대해 해석하였다 [2,3]. 발열량을 예측하는 방법으로 Nelias 와 Sainsot는 볼과 내외륜에 걸리는 힘과 모멘트를 계산, 손실량(Power loss)을 구했고[4], Sadeghi와 Sui는 구름접촉에 대한 열탄성 유체유허 문제를 유한요소법을 이용하여 접촉부의 온도와 압력의 분포를 구하였다[5]. 또한 Dow와 Stockwell은 실험을 통하여 구름/미끄럼 접촉탄성 유체유허 문제의 온도와 압력을 측정하였다[6].

본 연구에서는 발열에 미치는 예압, 사용유허유의 점도, 운전속도와 유허방법에 따른 영향을 다양한 실험으로 알아보고 실험결과와 시뮬레이션을 통하여 발열량을 예측하였다. 발열량의 예측은 축의 실험을 통하여 온도분포와 시뮬레이션으로부터 계산된 온도분포를 비교함으로써 가능하다.

2. 실험

2.1 실험장치

앵귈러 콘택트 볼 베어링의 온도측정을 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 사용한 베어링은 71914 CDGA/P4A로 내경은 70mm, 외경은 100mm이다. 실험에 사용된 축은 3상 유도전동기의 중심축과 일치되도록 조립되어 있으며 회전속도는 인버터를 사용하여 주파수의 변화에 따라 조절되도록 하였다.

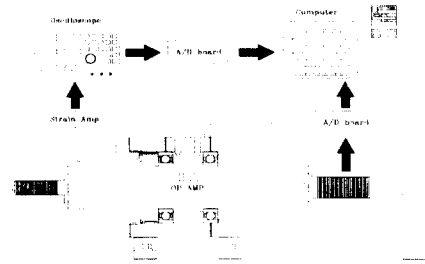


Fig. 1 Test system layout

실험장치 각 부위의 자세한 설명은 다음과 같다

가. 예압기구

주축을 지지하는 앵귈러 콘택트 볼 베어링은 외륜이 링에 의해 예압을 받도록 되어있다. 예압기구는 나사형태로 돌려서 베어링에 힘을 가하도록 만들어져 있는데 예압기구와 베어링 사이에 있는 링에 의해 힘이 베어링에 전달된다. 이 링에 4개의 스트레인 게이지를 사용하여 브릿지를 형성하였고 축방향 힘을 측정할 수 있도록 하였다. 이 링이 실린더 형태이므로 Fig. 2에 도시한 모양으로 브릿지를 구성하였다. 이 형태의 브릿지는 미소한 축방향의 힘 변화뿐만 아니라 굽힘과 반경방향의 힘 변화에도 민감하다.

나. 온도측정기구

이 실험에 사용된 열전대는 copper와 constantan으로 구성된 T 타입 열전대로서 $-180^{\circ}\text{C} \sim 400^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 널리 사용되고

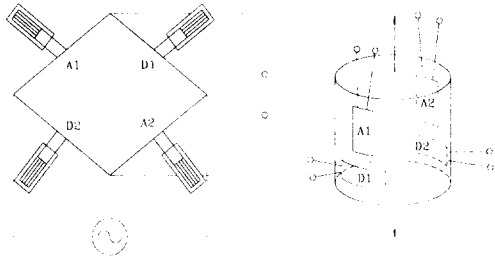


Fig. 2 Full bridge circuit of strain gages

있는 종류이다. 베어링이 지지하는 축의 온도변화를 측정하기 위하여 축에 길이 방향으로 구멍을 뚫어 베어링 내륜이 접촉하는 부분과 그 부분을 중심으로 17조의 열전대를 설치하였다. 내륜과 축의 온도를 측정하기 위해 축 속에 전압 증폭 회로를 내장하여 슬립링을 통하여 신호를 받을 수 있도록 하였다. 축 속에 전압 증폭 회로를 내장시키는 이유는 열전대의 전압신호가 미약하여 슬립링을 거쳐서 나올 경우 회전할 때 슬립링에서 발생하는 잡음에 묻혀 실제 값을 찾기 곤란하므로 슬립링을 거치기 전에 미리 신호전압을 증폭하였다. 슬립링을 통하여 나오는 신호들을 A/D board를 이용하여 컴퓨터에 저장한다. 하우징에는 하우징내면과 베어링 외륜이 접촉하는 부분에 베어링 외륜에 열전대 접점이 접촉하도록 원주방향의 절반에 9개의 구멍이 뚫려 있다. 여기에 설치된 열전대의 전압도 A/D board를 통하여 컴퓨터에 저장된다.

다. 윤활기구

하우징 윗면은 베어링의 냉각과 윤활을 위해 오일과 공기의 분사노즐이 고정될 수 있도록 설계되어 있다. Oil-air 윤활 실험에 사용한 윤활유와 그리스의 점도와 밀도는 다음 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Viscosity and density of oil used in experiment

	Viscosity (cSt)		Density (kg/m^3)
	40 °C	100 °C	
Oil #1	4.051	1.013	884.9
Oil #2	8.307	2.228	878.8
Oil #3	12.02	3.176	865.8
Oil #4	16.05	3.878	858.6
Grease	0.276 Pa·s	0.028 Pa·s	1220.

2.2 실험과 계산

실험은 회전수, 윤활유의 점도, 유량, 예압 그리고 윤활방법을 각각 다른 조건으로 하여 결과를 얻었다. 발열에 의한 베어링 온도의 정상상태에 대한 실험은 고정된 회전 속도에서 정상상태에 도달할 때까지 시간에 대해 데이터를 받았다. 회전수 변화에 따른 발열 변화 실험은 낮은 회전수에서 운전을 시작하여 회전수를 증가시키면서 온도를 측정하였다. 실험 결과의 신뢰도를 높이기 위하여 같은 조건의 실험을 3회 반복하여 얻은 데이터를 평균하여 처리하였다. 발열은 구름요소인 볼과 내,외륜간의 접촉면으로부터 발생한다고 가정하면 전체 발열량의 분포는 다음과 같다.

$$H_{Tot} = H_b + H_i + H_o \quad (1)$$

그런데 실제 베어링내에서 볼과 내,외륜 사이에는 온도차에 의한 열전달이 이루어 지므로 발생 열량의 절반이 볼로 25%가 내륜으로, 25%가 외륜으로 배분된다고 할 수 없다. 볼과 레이스의 온도를 계산하기 전에 온도차에 의한 열전달을 고려하여 배분되는 열량을 계산해야한다. 처음에는 열량의 절반이 볼로 25%가 내륜으로, 25%가 외륜으로 배분된다고 가정하여 각각의 온도를 계산하고 계산된 온도를 이용하여 열배분량을 다시 계산하고 계산된 배분량에 의해 다시 온도를 계산하는 반복을 통하여 최종적인 결과를 얻는다. 열량배분에 관한 식은 Rashid와 Seireg의 결과를 이용하였다[14].

실험 결과로부터 얻은 온도 분포로 발열량을 예측하기 위하여 열전달 계산을 수행하였다. 열전달식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

축의 양 끝은 단열조건으로 고려하였고 열량의 전달은 내륜과 축의 접촉면을 통해서만 이루어진다고 가정하였다.

지배방정식을 LSOR 방법에 의해 중앙차분하여 계산하였다.

Fig. 3은 실험 축의 단면도이다.

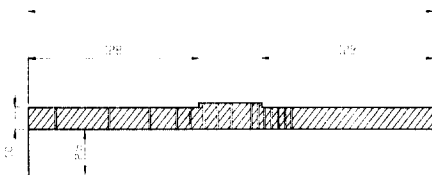


Fig. 3 Sectinnal view of Test shaft

3. 결과 및 고찰

Figure 4와 Fig. 5는 앵귤라 콘택트 볼 베어링을 이용하여 실험한 결과로 내외륜의 온도변화를 시간에 따라 그린 것이다. 모두 내륜의 온도증가가 외륜보다 크게 나타나는데 외륜쪽은 하우징을 통하여 열전달이 많이 일어나기 때문이다.

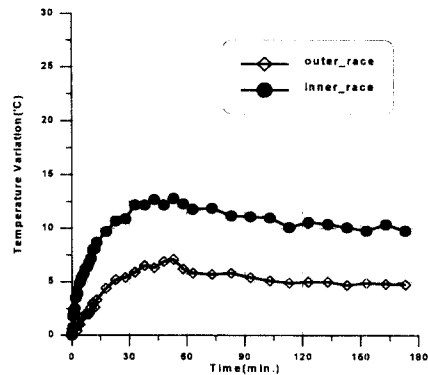


Fig. 4 Temperature variation of races at 3,000rpm (Angular contact ball bearing, Preload 420N, Viscosity 8.3cSt at 40°C)

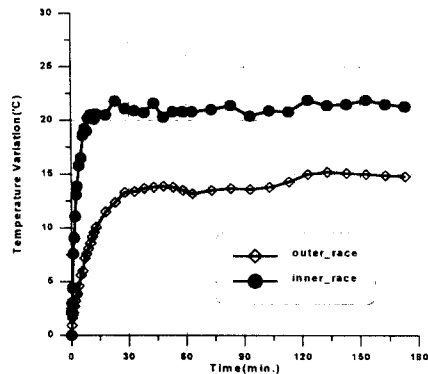


Fig. 5 Temperature variation of races at 7000rpm (Angular contact ball bearing, Preload 420N, Viscosity 8.3cSt at 40°C)

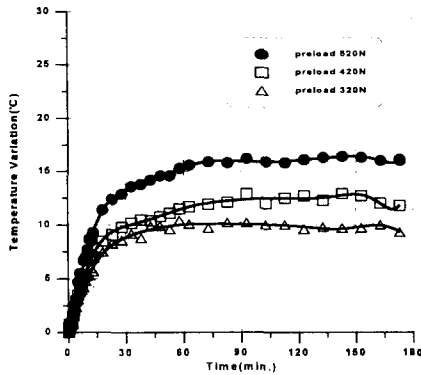


Fig. 6 Temperature variation of outer races w.r.t. time for different preload (5,000RPM, Viscosity 8.3cSt at 40°C)

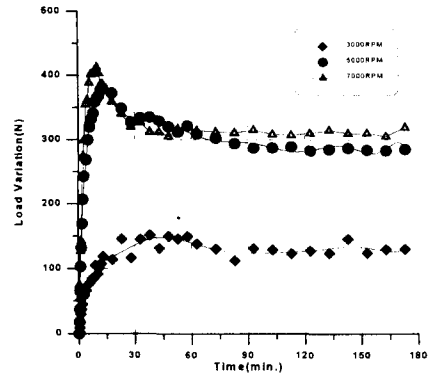


Fig. 8 Load variation w.r.t. time for different rotational speed (Preload 330N, Viscosity 8.3cSt at 40°C)

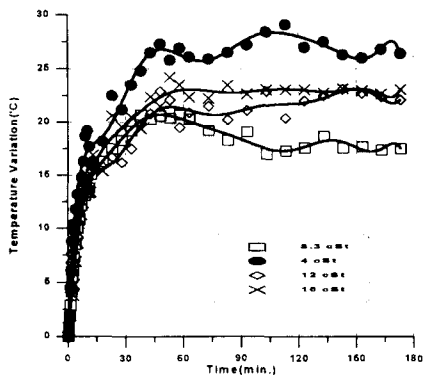


Fig. 7 Temperature variation of inner races w.r.t. time for different preload (5,000RPM, Viscosity 8.3cSt at 40°C)

Figure 6은 앵글라콘택트 볼 베어링을 사용하여 회전속도와 윤활유의 점도가 같은 조건에서 예압량을 다르게 하여 외륜의 온도증가를 실험한 결과다. 온도 증가 경향은 비슷하나 예압량이 커질수록 온도증가 폭이 크다.

Figure 7은 점도가 다른 윤활유를 이용하여 오일-공기 윤활조건에서 앵글라 콘택트 볼 베어링의 온도 변화를 나타낸 것이다. 8.3cSt에서 최소의 온도증가를 보이고 있다. 점도가 너무 낮으면 윤활막의 형성이 어렵고 점도가 높으면 점성마찰에 의한 발열이 증가하는 것으로 생각된다.

Figure 8은 각 회전수에서 하중변화를 나타낸 그래프로서 온도가 증가하면서 볼과 내외륜의 열팽창 때문에 하중이 증가한 것으로 고려된다. 온도증가가 높은 운전조건에서 열팽창이 더 크므로 베어링에 작용하는 축방향하중이 더 크다. 발열의 원인이 되는 회전속도와 작용하중이 커지면 발열량이 커지므로 온도증가가 커지고, 온도증가에 따라 예압량도 더 증가한다. 이렇게 증가된 예압량은 다시 발열을 증가시키고 온도는 다시 상승할 것이다. 이러한 반복과정을 거쳐 온도와 예압량증가는 정상상태에 도달한다.

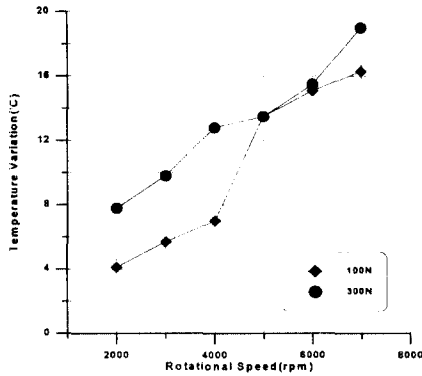


Fig. 9 Temperature variation of inner race of deep groove bearing w.r.t. rotational speed for different preload (Viscosity 8.3cSt at 40°C)

Figure 9는 깊은 홈 볼 베어링을 사용한 실험결과로서 오일-공기유회방법으로 예압이 100N과 300N인 조건에서 회전 속도에 따라 내륜의 온도를 나타낸 것이다. 낮은 회전속도에서는 예압의 영향에 의한 온도 차이가 크나 높은 회전속도에서는 차이가 줄어들음을 보인다. Figure 10은 깊은 홈 볼 베어링을 유회방법을 다르게하여 실험한 결과로서 그리스 유회법을 사용할 경우 온도증가가 크게 나타난다. 발열도 크지만 그리스유회의 냉각효과가 오일-공기 유회보다 떨어지기 때문이다.

Figure 11은 5,000rpm에서 앵글라 콘택트 볼 베어링과 깊은 홈 볼 베어링 실험에 대한 정상상태의 축의 온도분포를 그린 것으로 축 모델을 대상으로 열전달 수치계산을 한 결과와 비교하였다. 축에 전달되는

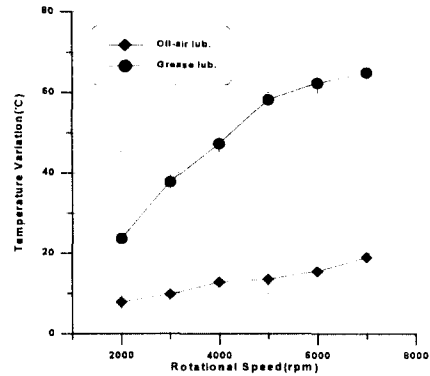


Fig. 10 Temperature variation of inner race of deep groove bearing w.r.t. rotational speed for different lubrication method (Preload .300N)

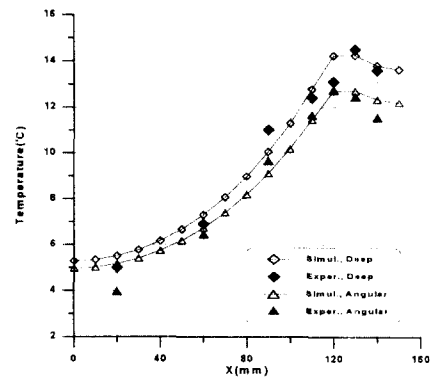


Fig. 11 Comparison of temperature variation with experiment and simulation along the shaft length at 5,000rpm

열량을 예측하기 위하여 다양한 조건에 의해 계산을 하여 실험결과와 잘 맞는 조건을 실제 조건과 흡사한 것으로 고려하였다.

Figure 12는 앵글라 콘택트 볼 베어링과 깊은 홈 볼 베어링의 공기-유회방법과 그리스유회방법으로 실험한 각 회전수에

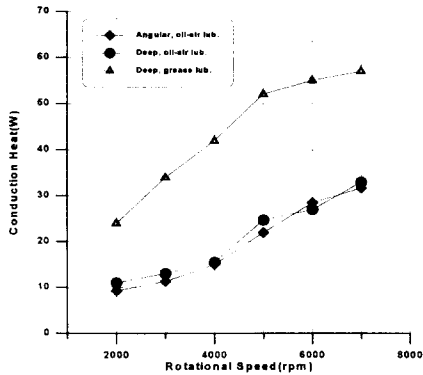


Fig. 12 Estimation of heat conduction rate of bearings w.r.t. rotational speed

대한 결과를 바탕으로 열전달 수치계산을 통해 가장 잘 맞는 조건과 그 때의 예측값을 얻었다. 이 열량은 실제 발열량이 아니고 축에 전달되는 열량이므로 실제 발열량은 전달열량보다 훨씬 클 것이다. 접촉면에서의 열전달을 Rashid와 Seireg의 결과를 이용하여 계산해보면 오일-공기윤활법을 사용할 경우 전체 발생열량의 약 28%가 내륜으로, 약 30.5%가 외륜으로 그리고 약 41.5%가 볼로 전달되므로 내륜에 전달되는 열량으로 계산해보면 7,000rpm에서 약 115W의 발열이 일어난다고 예측할 수 있다.

4. 결 론

공작기계 주축의 상사시스템을 제작하여 회전속도, 예압, 윤활유의 점도, 윤활방법 등을 변화시켜가며 베어링의 내,외륜의 온

도를 측정하였고 수치계산을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Oil-Air 윤활방법에서 발열량을 최소화하기 위해서 가장 적절한 윤활유의 점도는 40°C에서 약 8~10 cSt 이다.
2. 온도증가와 함께 예압이 증가하였으며 시간이 지남에 따라 같은 형태로 정상상태에 도달하였다.
3. 실험결과와 온도분포를 이용하여 베어링에서 발생하는 발열량을 예측할 수 있었으며, 일정한 예압과 윤활조건에서의 발열량은 주축의 회전속도에 대하여 선형적인 경향을 보였다.

참 고 문 헌

- [1] C. T. Walters, "The Dynamics of Ball Bearings", Journal of Lubrication Technology, January, 1971, pp.1-10.
- [2] T. A. Harris, "An Analytical Method to predict skidding in Thrust Loaded Angular Contact Ball Bearings", Journal of Lubrication Technology, January, 1971, pp.17-24.
- [3] T. A. Harris, "Ball Motion in Thruat Loaded angular contact bearings with Coulomb Friction", Journal of Lubrication Technology, January, 1971, pp.32-38.
- [4] D. Nelias, P. Sainsot & L. Flamand, "Power Loss of Gearbox Ball Bearing

- Under Axial and Radial Loads.", Tribology Transactions, Vol. 37, 1994, pp. 83-90.
- [5] F. Sadeghi, P. C. Sui, "Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling/Sliding Contacts.", Tribology Transactions, Vol. 112, 1990, pp.189-195
- [6] T. A. Dow, R. D. Stockwell & J. W. Kannel, "Thermal Effects in Rolling/Sliding EHD Contacts : Part1.", Journal of Lubrication Technology, Vol. 109, pp. 503-511.
- [7] Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1991.
- [8] B. J. Hamrock & D. Dowson, Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, 1981.
- [9] Incropera & Dewitt, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 1985.
- [10] Alastair Cameron, Basic Lubrication Theory, Ellis Horwood series in Engineering science, 1981.
- [11] R. Reid, J. M. Prausnitz, B. E. Poling, The Properties of Gases & Liquids, McGraw Hill, 1987.
- [12] C.A.J.Fletcher, Computational Techniques for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, 1990
- [13] D. A. Anderson, J. C. Tannehill, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, McGraw Hill, 1984
- [14] M. Rashid, A. Seireg, 'Heat Partition and Transient temperature Distribution in Layered Concentrated Contacts.' J. of Tri. ASME, Vol. 109, JULY, 1987 pp.487-501.
- [15] Hee-Hyeong Na & Yoon Chul Rhim, "Heat Generation of Angular Contact Ball Bearing", Korea-USA Tribology Symposium, 1995