

ACCEPTED

볼 베어링의 운전조건에 따른 발열 특성

장윤석 · 나희형 · 임윤철*

연세대학교 대학원, *연세대학교 기계전자공학부

Heat Generation Characteristics of Ball Bearing for Operating Conditions

Yoon-Seok Jang, Hee-Hyeong Na and Yoon-Chul Rhim*

Graduate School, Yonsei University

*School of Electrical & Mechanical Eng., Yonsei University

Abstract—The heat generation of the angular contact and the deep groove ball bearing is studied experimentally and numerically. The temperature variation of the inner and outer races and the temperature increase distribution are measured for the shaft rotational speeds, preloads, viscosities of the lubricant and lubrication methods. The measured temperature distributions are used as the input data of the numerical simulation to estimate the heat generation rate at the bearing. The temperatures of the inner and outer race increase more rapidly and approach faster to their steady values as the rotational speed increases. The optimal viscosity of the oil to minimize the heat generation is 8~10 cSt at 40°C when the oil-air lubrication method is adopted. The heat generation of the bearing increases with the rotational speed and depends more on the lubrication method than on the preload variation.

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

1. 서 론

대부분의 공작기계에 대하여 고속화와 함께 고정도가 요구되는 것이 요즈음의 추세이다. 높은 가공정밀도가 요구되는 공작기계의 주축은 고속회전이 가능함은 물론이고 온도상승에 따른 열변형이 적게 되도록 설계되어야 하며 이와 관련하여 많은 연구가 진행되었다.

발열량을 직접 계산하지는 않았으나 볼베어링 요소들의 동력학적 해석을 Walters가 수치해석을 통하여 행했으며[1], Harris는 앵글라 콘택트 볼 베어링이 하중을 받는 상태에서의 미끄럼과 마찰력이 작용할 때 볼의 움직임에 대해 해석하였다[2,3]. 발열량을 예측하는 방법으로 Nelias와 Sainsot는 볼과 내·외륜에 걸리는 힘과 모멘트를 계산, 손실량(Power loss)을 구했고[4], Sadeghi와 Sui는 구름접촉에 대한 열탄성 유체

윤활 문제를 유한요소법을 이용하여 접촉부의 온도와 압력의 분포를 구하였다[5]. 또한 Dow와 Stockwell은 실험을 통하여 구름/미끄럼 접촉탄성 유체윤활 문제의 온도와 압력을 측정하였다[6]. 이미 발표된 대부분의 논문들에서는 접촉탄성 유체윤활에 대한 온도와 압력을 측정 또는 수치해석한 결과들에 대하여 언급하고 있으며 베어링에서 발생하는 전체적인 열량의 정량적인 해석결과나 이와 관련한 실험결과들을 다룬 논문은 찾기 어렵다. 나희형등은 한 개의 앵글라 콘택트 볼 베어링을 이용하여 오일-공기 윤활과 오일-젤 윤활방법에 대해 베어링의 온도증가를 측정하였고 주축의 온도 분포로부터 베어링에서의 발열량을 예측하였는데 온도변화에 따른 예압의 변화는 고려하지 않았다[7].

본 연구에서는 두 종류의 한쌍의 베어링을 사용하여 베어링 발열에 영향을 미치는 예압, 사용 윤활유의

점도 및 운전속도의 변화와 윤활방법에 따른 영향을 다양한 실험으로 알아보고 실험결과와 시뮬레이션을 통하여 발열량을 예측하였다. 실험을 통하여 얻은 주축의 온도분포와 컴퓨터 시뮬레이션으로부터 계산된 축의 온도분포를 비교함으로써 베어링에서 주축으로의 전달열량을 예측하였고 이 결과로부터 Rashid와 Seireg의 열량분배에 관한 모델[8]을 이용하여 전체 발열량을 예측하였다.

2. 실험

축의 회전에 따라 베어링의 볼은 스핀 모멘트 등을 받으며 레이스와 미끄러지면서 열이 발생한다. 또한 작용하중과 사용기름의 점성에 의해서도 열이 발생되며 탄성 히스테리시스, 볼과 케이지의 미끄럼, 시일 마찰 등에 의해서도 적은 양이지만 발열이 일어난다. 이러한 발열은 열변형을 수반하며 결과적으로 예압에 영향을 미치므로 발열량의 예측은 냉각, 윤활계통의 설계에 기초가 될 뿐만 아니라 주축계의 정밀도 유지에도 매우 중요하다. 본 실험에서는 앵글라 콘택트 볼 베어링과 깊은 홈 볼 베어링에 대해 오일-공기 윤활과 그리이스 윤활법을 적용하여 결과를 비교하였다.

2-1. 실험장치

두 종류의 볼 베어링에 대한 온도측정을 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 내경 70 mm, 외경 100 mm 치수의 호칭번호 71914인 앵글라 콘택트 볼 베어링 또는 같은 치수의 호칭번호 6914인 깊은 홈 볼 베어링을 사용하여 실험장치를 구성하였다. 실험

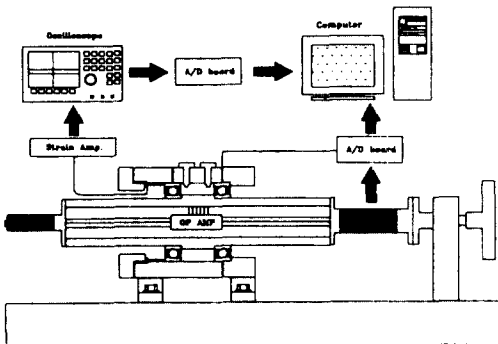


Fig. 1. Test system layout.

험에 사용된 축은 3상 유도전동기에 의하여 구동되며 인버터를 사용하여 회전수를 조절하였다. 두 개의 베어링은 정면조합으로 축에 대칭되게 끼워맞추하였다.

실험장치 각 부위의 자세한 설명은 다음과 같다

2-1-1. 예압기구

주축을 지지하는 2개의 앵글라 콘택트 볼 베어링의 외륜을 링을 사용하여 예압이 작용하도록 구성하였다. 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.

2-1-2. 온도측정기구

본 실험에서는 T 타입 열전대를 사용하여 온도를 측정하였다. 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 내장하였고 슬립링을 통하여 신호를 받을 수 있도록 하였다. 축 속에 전압 증폭 회로를 내장시키는 이유는 열전대의 전압신호가 미약하여 슬립링을 거쳐서 나올 경우 회전할때 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

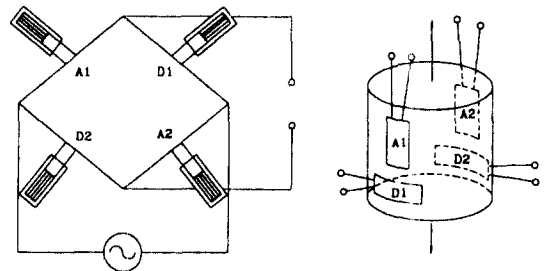


Fig. 2. Full bridge circuit of strain gages.

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.

9개의 구멍이 뚫려 있다. 여기에 설치된 열전대의 전압도 A/D board를 통하여 컴퓨터에 저장된다.

2-1-3. 윤활기구

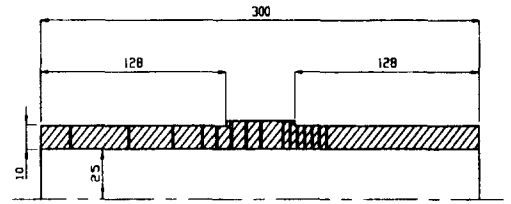
하우징 윗면은 베어링의 냉각과 윤활을 위해 오일과 공기의 분사노즐이 고정될 수 있도록 설계되어 있다. 오일-공기 윤활 실험에 사용한 윤활유와 그리스의 점도와 밀도는 Table 1에 나타내었다.

2-2. 실험과 계산

실험은 회전수, 윤활유의 점도와 유량, 예압 그리고 윤활방법을 각각 다른 조건으로 하여 결과를 얻었다. 발열에 의한 베어링 온도의 정상상태에 대한 실험은 고정된 회전 속도에서 정상상태에 도달할 때까지 시간에 따른 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·외륜사이에는 온도차에 의한 열전달이 이루어지므로 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. 내·외륜의 온도계산 결과는 Biot 수가 모든

**Fig. 3. Sectional view of test shaft.**

경우 0.1보다 작기 때문에 Lumped Capacitance Method를 사용하여 구하며 그 식은 다음과 같다.

$$(1 - \alpha) \cdot H_{Tot} - hA_s(T - T_\infty) = \rho V c \frac{dT}{dt} \quad (2)$$

대류 열전달 계산에는 Churchill 과 Bernstein이 제시한 Nusselt수 계산식을 이용하여 대류계수 h 를 구하였다[11]. 여기서 α 는 발열량에 대한 각 요소로의 전달열량 비율을 나타내며 열량배분에 관한 식은 Rashid와 Seireg의 결과를 이용하였다.

Fig. 3은 실험에 사용한 축의 단면도이다. 축에는 베어링이 대칭적으로 설치되도록 턱을 가공하였으며 축방향 온도분포가 베어링사이를 대칭축으로하여 나타나므로 자세히 관찰하기 위하여 한쪽은 열전대의 간격을 좁게 하였다.

실험 결과로부터 얻은 온도 분포로 발열량을 예측하기 위하여 열전달 계산을 수행하였고 지배방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3)$$

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

지배방정식을 중앙차분하여 LSOR 방법에 의해 계산하였다[14,15].

3. 결과 및 고찰

Fig. 4와 5는 앵글라 콘택트 볼 베어링을 이용하여 실험한 결과로서 내·외륜의 온도변화를 시간에 따라 그린 것이다. 축의 회전속도가 빠를수록 발열량이 커져서 온도 상승량이 증가하나 두 경우 모두 내륜의 온도증가가 외륜보다 크게 나타나는데 이는 외륜쪽이

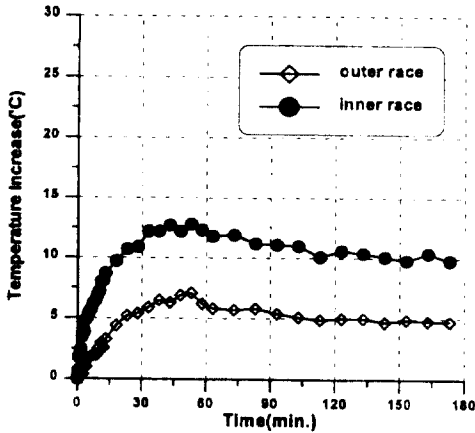


Fig. 4. Temperature variation of races at 3,000 rpm (Angular contact ball bearing, preload 420 N, viscosity 8.3 cSt at 40°C).

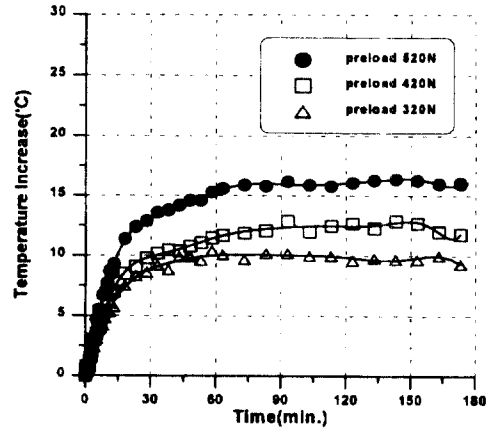


Fig. 6. Temperature variation of outer races w.r.t. time for different preloads (5,000 rpm, viscosity 8.3 cSt at 40°C).

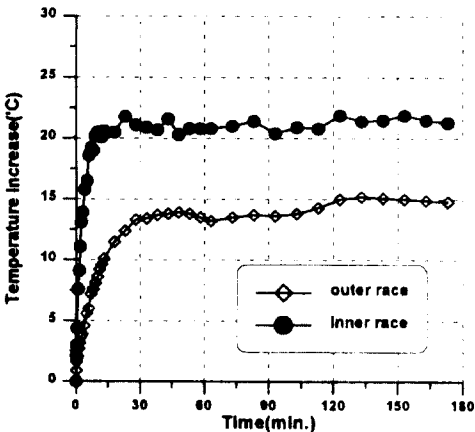


Fig. 5. Temperature variation of races at 7,000 rpm (Angular contact ball bearing, preload 420 N, viscosity 8.3 cSt at 40°C).

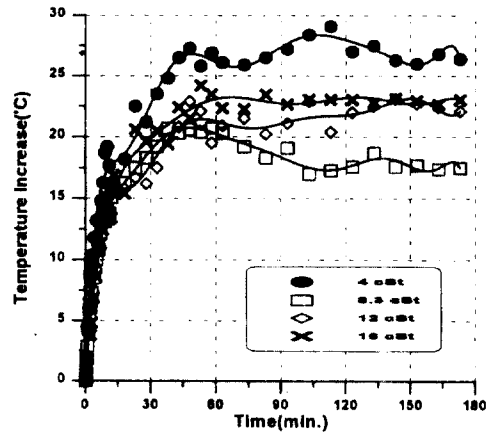


Fig. 7. Temperature variation of inner races w.r.t. time (for different viscosities (5,000 rpm, preload 420 N).

하우징을 통하여 열전달이 많이 일어나기 때문이다.

Fig. 6은 앵귤라 콘택트 볼 베어링을 사용하여 회전 속도와 윤활유의 점도가 같은 조건에서 예압량을 다르게 하여 외륜의 온도증가를 실험한 결과다. 온도 증가 경향은 비슷하나 예압량이 커질수록 온도증가 폭이 크다.

Fig. 7은 점도가 다른 윤활유를 이용하여 오일-공기 윤활조건에서 앵귤라 콘택트 볼 베어링의 정상상태 도달까지의 온도 변화를 나타낸 것이다. 8.3 cSt에서 최소의

온도증가를 보이고 있다. 점도가 더 낮은 조건에서

온도증가가 더 크게 나타나고 또한 점도가 8.3 cSt보다 높아질수록 온도증가도 더욱 증가한다. 이는 점도가 너무 낮으면 직접적인 고체 접촉이 발생하여 발열이 많아지며 점도가 높으면 유체의 점성소산에 의하여 역시 발열이 많아지기 때문이라고 생각된다.

Fig. 8은 점도가 다른 윤활유를 사용하였을 때 5,000 rpm에서 내·외륜의 정상상태 온도를 나타낸 것이다. 본 실험에서는 회전축의 자중(약45 N)이외의 반경방향으로의 축하중은 없으므로 내·외륜의 원주방향으로의 온도차는 거의 나타나지 않는다. 윤활유 점도가 8cSt부근에서 발열에 따른 온도 상승량이 최소가 됨을 보여주고 있는데 윤활유 점도가 4cSt인 경우 발

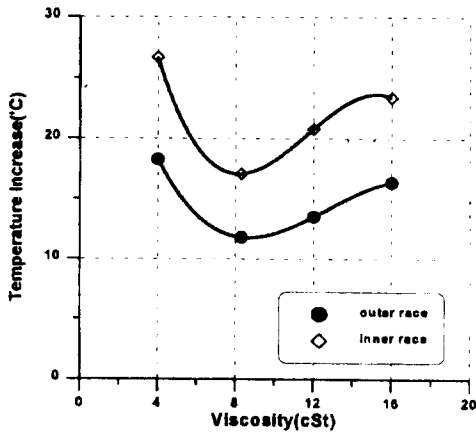


Fig. 8. Temperature variation of races w.r.t viscosity (5,000 rpm, preload is 420 N).

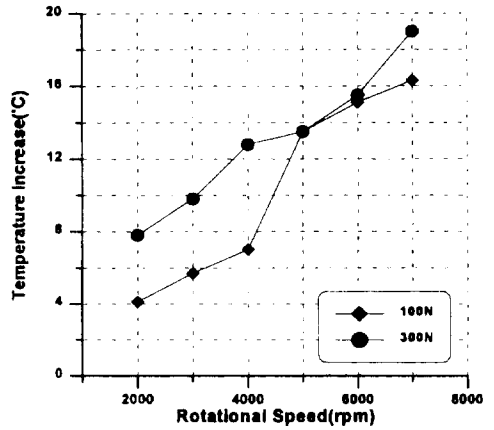


Fig. 10. Temperature variation of inner race of deep groove ball bearing w.r.t. rotational speed for different preloads (oil-air lub. viscosity 8.3 cSt at 40°C).

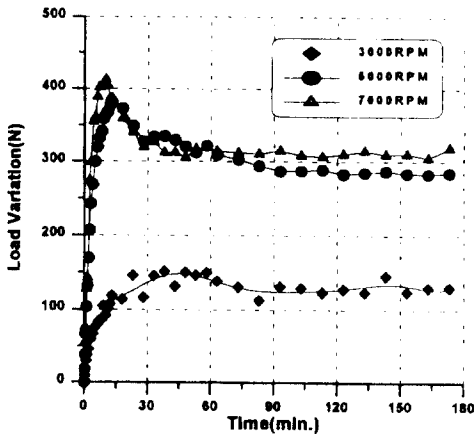


Fig. 9. Load variation w.r.t. time for different rotational speeds (preload 330 N, viscosity 8.3 cSt at 40°C).

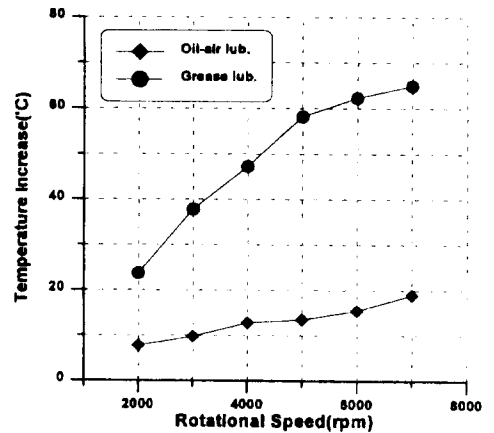


Fig. 11. Temperature variation of inner race of deep groove ball bearing w.r.t. rotational speed for different lubrication methods (preload 300 N).

열이 큰 것은 온도 상승과 더불어 윤활유의 점도가 더욱 낮아져 윤활막의 형성이 잘 이루어지지 않은 것으로 고려된다.

Fig. 9는 각 회전수에서 초기예압의 변화를 나타낸 그래프로서 회전이 시작되면 볼에 작용하는 원심력에 의해 외륜이 힘을 받고 온도가 증가하면서 볼과 내·외륜의 열팽창 때문에 하중이 증가한 것으로 고려된다. 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 정상상

태에 도달한다.

Fig. 10은 깊은 홈 볼 베어링을 사용한 실험결과로서 오일-공기윤활방법으로 예압이 100N과 300N인 조건에서 회전 속도에 따라 내륜의 온도를 나타낸 것이다. 낮은 회전속도에서는 예압의 영향에 의한 온도 차이가 크나 높은 회전속도에서는 차이가 줄어드는 경향을 보인다.

Fig. 11은 깊은 홈 볼 베어링을 윤활방법을 다르게 하여 실험한 결과로서 그리스 윤활법을 사용할 경우 온도증가가 크다. 발열도 커지만 그리스윤활의 냉각 효과가 오일-공기 윤활보다 떨어지기 때문이다.

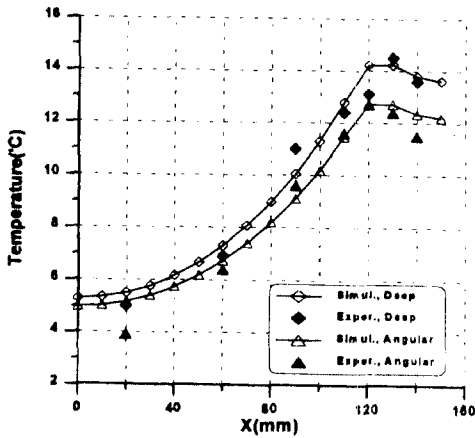


Fig. 12. Comparison of temperature variation with experiment and simulation along the shaft length at 5,000 rpm.

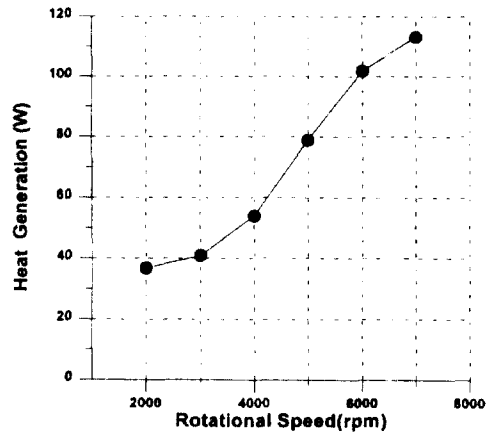


Fig. 14. Estimation of heat generation of bearing w.r.t. rotational speed (preload 300 N, viscosity 8.3 cSt at 40°C).

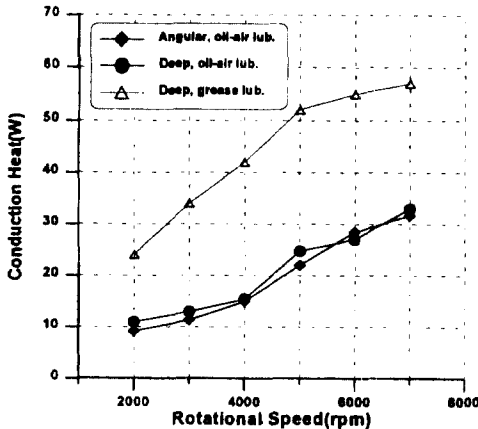


Fig. 13. Estimation of heat conduction rate of bearings w.r.t. rotational speed (preload 300 N).

Fig. 12는 5,000 rpm에서 앵글라 콘택트 볼 베어링과 깊은 홈 볼 베어링 실험에 대한 정상상태에서의 축의 온도분포를 그린 것으로서 축 모델을 대상으로 열전달 수치계산을 한 결과와 비교하였다. 축에 전달되는 열량을 예측하기 위하여 축 표면에서의 국소 열전달계수를 변화시켜가며 다양한 조건에 의해 계산을 하여 실험결과와 잘 맞는 조건을 실제 조건과 흡사한 것으로 고려했었다.

Fig. 13은 앵글라 콘택트 볼 베어링과 깊은 홈 볼 베어링의 공기-유회방법과 그리스 유회방법으로 실험한 각 회전수에 대한 결과를 바탕으로 열전달 수치계산을 통해 가장 잘 맞는 조건과 그 때의 예측값을

도시하였다. 이 열량은 실제 발열량이 아니고 축에 전달되는 열량이므로 실제 발열량은 전달열량보다 훨씬 클 것이다.

Fig. 14는 볼과 내륜사이의 접촉면에서의 열전달을 Rashid와 Seireg의 모델을 이용하여 전체 발생열량을 예측한 것이다. 오일-공기유회법을 사용할 경우 7,000 rpm에서 전체 발생열량의 약 28%가 내륜으로, 약 30.5%가 외륜으로 그리고 약 41.5%가 볼로 전달되므로 내륜에 전달되는 열량으로부터 계산해보면 약 115 W의 발열이 일어난다고 예측할 수 있다.

4. 결 론

공작기계 주축의 상사시스템을 제작하여 회전속도, 예압, 유회유의 점도, 유회방법 등을 변화시켜가며 베어링의 내·외륜의 온도를 측정하였고 수치계산을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 내·외륜에서의 온도는 축의 회전수와 예압량이 증가할수록 빠르게 증가하고 또 그 증가폭이 크나 온도가 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 비슷하다.
2. Oil-Air 유회방법에서 발열량을 최소화하기 위해서 가장 적절한 유회유의 점도는 40°C에서 약 8~10 cSt 이다.
3. 초기예압은 온도증가와 함께 급격히 증가하였다가 다소 감소하면서 시간경과에 따라 정상상태에 도달하며 예압량의 발열에 대한 영향은 저속인 경우가 고속인 경우보다 크다.

4. 발열량은 베어링 종류 또는 예압량의 변화보다 윤활방법에 따라 훨씬 큰 차이가 나타난다.

5. 실험결과와 온도분포를 이용하여 베어링에서 발생하는 발열량을 예측할 수 있었으며, 일정한 예압과 윤활조건에서의 발열량은 주축의 회전속도에 대하여 실험범위 내에서는 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 Thrust 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: Part 1.," Journal of Lubrication Technology, Vol. 109, pp. 503-511.
7. Hee-Hyeong Na & Yoon Chul Rhim, "Heat Generation of Angular contact Ball Bearings," Korea-USA Tribology symposium, 1995, pp.193-199
8. 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.
9. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1991.
10. B.J. Hamrock & D. Dowson, Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, 1981.
11. Incropera & Dewitt, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 1985.
12. Alastair Cameron, Basic Lubrication Theory, Ellis Horwood series in Engineering science, 1981.
13. R. Reid, J.M. Prausnitz, B.E. Poling, The Properties of Gases & Liquids, McGraw Hill, 1987.
14. C.A.J. Fletcher, Computational Techniques for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, 1990
15. D.A. Anderson, J.C. Tannehill, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, McGraw Hill, 1984