

〈論 文〉

# 공작기계용 고속주축계의 오일에어윤활특성에 관한 연구(I)

공급유량, 주축회전수 및 주축계 구조의 영향

김석일\* · 최대봉\*\* · 박경호\*\*

(1992년 7월 21일 접수)

## Oil-Air Lubrication Characteristics of a High Speed Spindle System for Machine Tools(I)

Effects of Oil Supply Rate, Rotational Spindle Speed and Spindle System Structure

Seok-Il Kim, Dae-Bong Choi and Kyung-Ho Park

**Key Words :** Machine Tool (공작기계), High Speed Spindle System (고속주축계), Oil-Air Lubrication (오일에어윤활), Angular Contact Ball Bearing (앵글러콘택트볼베어링), Injection Nozzle with Dual Orifices (이중분사노즐)

### Abstract

Recently a high speed spindle system for machine tools has attracted considerable attention to reduce the machining time, to improve the machining accuracy, to perform the machining of light metals and hard materials and to unite the cutting and grinding processes. In this study, a high speed spindle system is developed by applying the oil-air lubrication method, angular contact ball bearings, injection nozzles with dual orifices and so on. And a lubrication experiment for evaluating the performance of the spindle system is carried out. Especially, in order to establish the lubrication conditions related to the development of a high speed spindle system, the effects of oil supply rate, rotational spindle speed and so on are studied and discussed on the bearing temperature rise, bearing temperature distribution and frictional torque. And the effect of spindle system structure on the bearing temperature distribution is investigated.

### 1. 서 론

공작기계 주축계의 고속화는 생산성의 향상, 가공정밀도의 향상, 경합금 및 난삭재의 고능률절삭, 그리고 절삭과 연삭의 복합화 등을 구현하기 위해서 그 필요성이 증증되고 있는 추세이다. 현재 공작기계 주축계에 사용되고 있는 베어링들로는 구름

베어링, 동압베어링, 정압베어링, 공기베어링, 자기베어링 등이 있지만, 특히 구름베어링은 강성과 부하용량이 크고, 취급이 용이하며, 안정된 성능을 가진 규격화된 제품을 비교적 저렴한 가격으로 구입할 수 있다는 장점들이 있기 때문에 공작기계 주축계의 베어링으로서 가장 많이 사용되고 있다. 따라서 최근 구름베어링을 이용한 공작기계 주축계의 고속화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>(1-5)</sup>

일반적으로 공작기계 주축계의 회전성능을 나타내는 척도로는 베어링의 피치원 직경(mm)과 주축

\*정회원, 한국항공대학 항공기계공학과

\*\*정회원, 한국기계연구원 공작기계연구실

회전수(rpm)의 곱인  $D_m N$ 값을 사용하고 있으며, 현재의 기술수준에서는  $D_m N$ 값이 1,000,000 이상인 주축계를 고속주축계로 간주하고 있다. 그러나 이와 같이 주축계가 고속화될 수록 증대되는 베어링에서의 발열은 베어링의 버닝(burning)현상 외에도, 주축계 및 공작기계 전체의 열변형을 초래하는 원인이 되기 때문에, 고속주축계를 개발하기 위해서는 베어링에서의 발열을 효과적으로 억제할 수 있는 윤활방법이 요구된다. 지금까지 개발된 고속주축계의 윤활방법들 중에는 오일미스트(oil-mist) 윤활방법이나, 제트(jet)윤활방법이 있지만, 전자의 경우에는 오일미스트에 의한 공기오염문제와 온도에 의한 공급유량의 변동이 크다는 문제가 있고, 후자의 경우에는 대규모 급유장치의 필요성과 윤활유의 교반저항에 따른 동력손실이 문제가 되고 있다. 반면에 오일에어(oil-air)윤활방법은 베어링의 내륜 및 외륜과 전동체 사이에 최소한의 유막을 형성할 수 있는 정도의 극히 작은 일정량의 윤활유를 안정된 상태로 대량의 압축공기와 함께 직접 베어링에 공급할 수 있기 때문에, 고속주축계의 윤활방법으로 최근 많은 주목을 받고 있다.

지금까지 발표된 오일에어윤활에 대한 연구들은 오일에어윤활의 기본특성을 해석하기 위한 연구(1,3,6-8)와 오일에어윤활특성을 개선하기 위한 연구(6-10)로 크게 구분할 수 있다. 전자의 경우에는 윤활유 점도, (3) 공급유량, (6-8) 공급공기량, (7-8) 주축회전수, (1,6-8) 베어링 예압(7) 등이 베어링의 온도상승 또는 마찰토크에 미치는 영향을 파악하는 데 중점을 두었고, 후자의 경우에는 윤활효과를 개선하기 위한 분사노즐의 형상, (8) 압전소자를 이용한 분사노즐(9)과 예압가변장치(10)의 개발에 노력하였다. 그러나 아직까지 공작기계 주축계의 열변형에 큰 영향을 주는 베어링의 온도분포에 대해서는 해석이 되어 있지 않으며, 윤활유와 압축공기의 분사구멍이 2개인 이중분사노즐을 사용한 오일에어윤활특성과 관련된 체계적인 연구결과를 찾아보기 어려운 실정이다.

본 연구에서는 오일에어윤활방법, 앵글러콘택트 불베어링, 그리고 이중분사노즐 등을 사용해서 공작기계용 고속주축계를 개발하였으며, 그 성능을 평가하기 위해서 일련의 윤활실험을 수행하였다. 특히 이중분사노즐을 사용한 공작기계 주축계의 고속화에서 고려해야 할 오일에어윤활조건을 도출하기 위하여 실험결과를 토대로 공급유량, 주축회전

수 등이 베어링의 온도상승, 베어링의 온도분포, 그리고 주축계의 마찰토크에 미치는 영향을 해석하였다. 또한 주축계의 구조적 특성이 베어링의 온도분포에 미치는 영향을 고찰하였다.

## 2. 실험장치

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 구성된 장치를 이용하여 공작기계용 고속주축계에 대한 오일에어윤활특성을 실험하였다. 이 실험장치에서의 주요구성요소들은 오일에어공급계와 고속주축계이다.

### 2.1 오일에어공급계

오일에어공급계는 기름탱크, 타이머(timer), 솔레노이드밸브(solenoid valve), 펌프, 정량 피스톤식 분배기, 압력스위치 등으로 구성되어 있으며, 그 기본구조는 Fig. 2에서 볼 수 있다.

타이머로 설정된 시간마다 솔레노이드밸브가 간헐적으로 열리면, 압축공기에 의해서 펌프가 구동되기 때문에 윤활유의 유압이 정량 피스톤식 분배기에 작용하며, 그 결과로서 압축공기가 흐르는 배

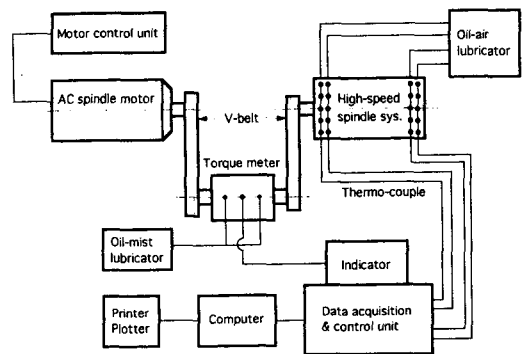


Fig. 1 Experimental setup for oil-air lubrication testing of high-speed spindle system

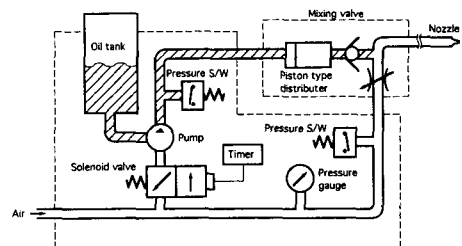


Fig. 2 Schematic diagram of oil-air lubricator

관의 내부로 일정량의 유티활유가 토출된다. 정량 피스톤식 분배기의 정량 니플(nipple)에 의해서 결정되는 유티활유의 1회 토출량은 0.0035 cc에서 0.035 cc까지이며, 0.00175 cc 간격으로 조정할 수 있다. 또한 유티활유의 토출시간은 약 5초 정도이고, 토출시간의 간격은 1분 단위로 1분에서 90분까지 타이머에 의해서 설정될 수 있다.

배관 내부로 토출된 직후의 유티활유는 덩어리 형태이며, 압축공기의 흐름을 따라서 베어링쪽으로 이동하게 된다. 그리고 이동과정에서 유티활유의 흐름은 배관 내벽과의 점성저항 때문에 평균화가 이루어지며, 분사노즐에 의해서 베어링으로 분사되는 시점에서는 연속적인 형태로 바뀌게 된다.

따라서 오일 에어유티활에서는 정량화된 유티활유를 안정하게 베어링에 연속공급할 수 있기 때문에, 그리이스(grease) 유티활에서와 같은 유티활유의 열화수명 문제가 발생하지 않으며, 유량을 최소한으로 억제할 수 있다. 또한 오일미스트유티활에서와 같은 환경 오염문제도 야기되지 않는다. 특히 유티활유와 함께 공급되는 대량의 압축공기에 의해서 주축계의 내부 압력이 높아지기 때문에 칩(chip)이나, 절삭유가 주축계의 내부로 침입하는 것을 방지하는 효과가 있다.

2.2 고속주축계

본 연구에서 개발한 고속주축계의 모델은 Fig. 3에서 볼 수 있다. 주축을 지지하는 전반부 베어링과 후반부 베어링으로는 앵귤러콘택트 볼베어링인 B71916C와 B71914C를 2개씩 사용하였고, 베어링

의 축방향 고정방법으로는 베어링 예압을 균일하게 부가할 수 있는 스텝슬리브(steppeed sleeve)에 의한 정위치 예압방법을 사용하였다. 또한 베어링들은 T-O-T배열을 하고 있고, 경예압용으로 제작된 베어링을 사용하고 있기 때문에, 베어링 예압은 약 440N 정도이다.<sup>(11)</sup> 유티활유로는 40°C에서 점도가 10cSt인 스피들오일(spindle oil) #60을, 그리고 유티활유와 압축공기를 베어링에 공급하기 위한 배관으로는 내경이 2mm, 길이가 4m인 나이론 튜브( nylon tube)를 이용하였다.

기존의 고속주축계에서는 대부분 분사구멍이 1개인 단일분사노즐을 사용하여 베어링의 내륜과 보지기(retainer) 사이로 유티활유와 압축공기를 공급하였고, 베어링과 분사노즐 간의 거리도 비교적 멀게 설치하였다. 그러나 베어링과 분사노즐의 거리가 증가할 수록 압축공기의 팽창현상에 의해서 베어링 부근에서의 압축공기의 압력이 더 낮아지기 때문에 유티활유와 압축공기의 베어링 관통률이 저하된다. 또한 단일분사노즐을 사용하여 베어링의 내륜과 보지기 사이로 유티활유와 압축공기를 공급하는 경우에는 공급된 유티활유와 압축공기의 일부만 베어링을 관통하게 되고, 그 나머지는 유동저항이 작은 분사노즐측의 베어링 외륜과 보지기 사이로 되돌아 나오게 되는 데, 그 경향은 고속회전일 수록 강하게 나타난다. 따라서 베어링의 내륜과 보지기 사이, 그리고 외륜과 보지기 사이로 유티활유와 압축공기를 공급할 수 있는 2개의 분사구멍을 가진 이중분사노즐을 사용하면, 유티활유와 압축공기의 일부가 분사노즐측의 베어링 외륜과 보지기 사이로 되돌아 나

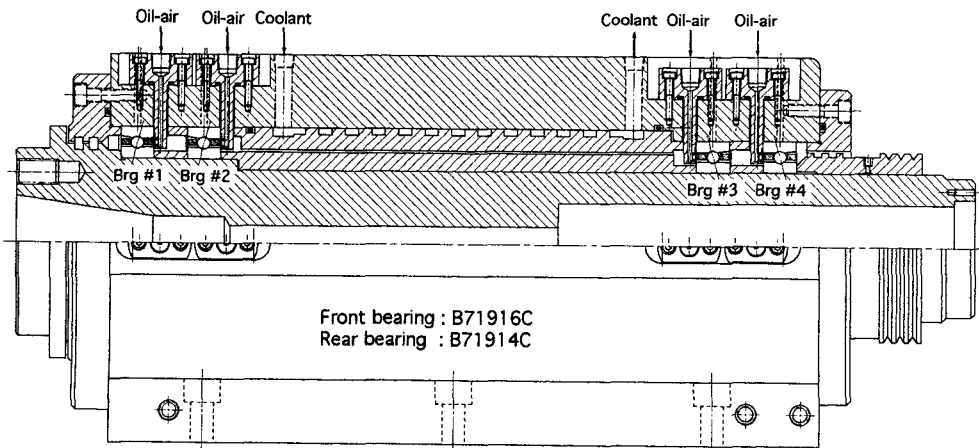


Fig. 3 Test model of spindle-bearing system

오는 현상을 효과적으로 억제할 수 있기 때문에 윤활유와 압축공기의 베어링 관통률이 향상되고, 결과적으로 베어링의 온도상승으로 보다 더 낮출 수 있게 된다. 따라서 본 연구에서는, 윤활유와 압축공기의 베어링 관통률을 극대화시키기 위해서, Fig. 4에서와 같이 베어링과 분사노즐 사이의 거리를 최대한으로 근접시켰고, 동시에 이중분사노즐을 이용하여 베어링의 내륜과 보지기 사이, 그리고 외

륜과 보지기 사이로 윤활유와 압축공기를 공급하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 Fig. 1에서 볼 수 있는 바와 같이 베어링 외륜의 온도분포를 측정하기 위해서 30° 간격으로 12개의 C-C형 열전대(thermo-couple)들을 베어링 외륜에 설치하였고, 회전하는 주축계의 마찰토크를 측정하기 위해서 AC스핀들모터(AC spindle motor)와 주축계 사이에 토크미터(torque meter)를 설치하였다. 특히 윤활유와 함께 베어링에 공급되는 압축공기는 온도제어를 별도로 하지 않았지만, 분사시점에서의 온도가 주변온도보다 8~9°C 정도 낮게 측정되었다. 또한 윤활조건으로 주어지는 공급유량과 공급공기량은 베어링 하나에 대한 값들을 의미하며, 표현상의 편의를 위하여 Fig. 5~13에 대한 내용설명에서는 주축회전수를  $N$ , 공급유량을  $V_o$ , 그리고 공급공기량을  $V_a$ 로 각각 나타내었다.

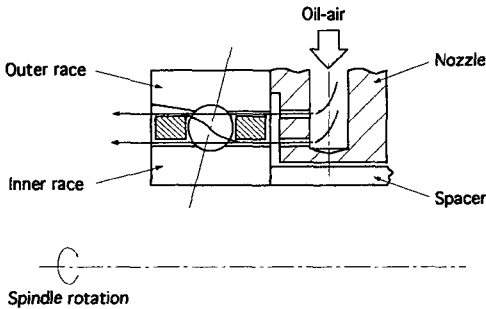


Fig. 4 Configuration of nozzle with dual orifices

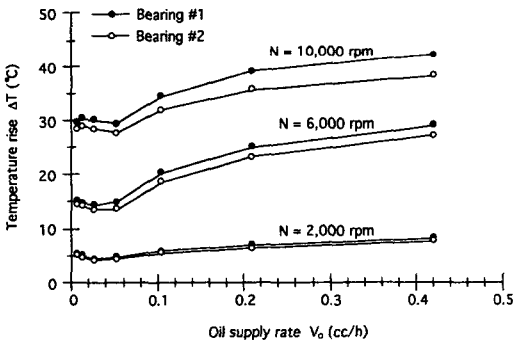


Fig. 5 Effect of oil supply rate on temperature rise of front bearings for  $V_a = 24$  l/min

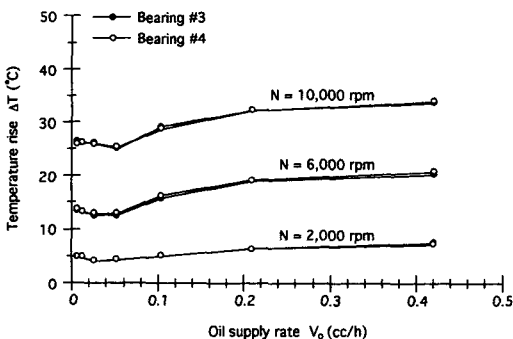


Fig. 6 Effect of oil supply rate on temperature rise of rear bearings for  $V_a = 24$  l/min

#### 3.1 공급유량의 영향

Fig. 5와 6에는 공급공기량이 24 l/min인 경우에 대해서 공급유량이 전반부 베어링 외륜과 후반부 베어링 외륜의 평균온도상승에 미치는 영향을 표시하였다. 실험결과들은 모두 공급유량이 증가함에 따라서 베어링 외륜의 온도상승은 감소하다가, 어느 수준 이상의 공급유량에서는 다시 증가하고 있는 경향을 보여주고 있다. 이러한 현상은 공급유량이 경계윤활에 필요한 유량보다 작은 경우에는 베어링 내/외륜과 볼의 금속접촉에 의한 발열이 나타나고, 경계윤활에 필요한 유량보다 많은 경우에는 과도하게 공급된 윤활유의 교반저항에 의한 발열이 나타나는 데 기인한 것으로 생각된다. 또한 전반부 베어링과 후반부 베어링 모두 주축회전수가 2,000 rpm인 경우에는 공급유량이 0.026 cc/h일 때, 그리고 주축회전수가 10,000 rpm인 경우에는 공급유량이 0.053 cc/h일 때 온도상승이 가장 작게 나타나고 있다. 이 사실로 부터 주축회전수가 증가할수록 경계윤활에 필요한 유량, 즉 온도상승을 최소로 하기 위한 최적공급유량이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것은 주축이 고속회전할 수록 베어링 볼과 함께 회전하는 공기층(에어벨트)의 영향도 증대하여, 결과적으로 윤활유와 압축공기의 베어링

관통물이 저하되기 때문에 나타나는 현상이라고 판단된다.

주축회전수가 10,000 rpm인 경우에 대한 본 실험의 범위에서는 베어링 외륜의 온도상승은 공급유량에 의해서 전반부 베어링이 약 10.5°C, 후반부 베어링이 약 8.7°C 정도의 차이를 나타내고 있다. 이 값들은 최적공급유량에 대한 온도상승값과 비교할 때 전반부 베어링이 약 38%, 후반부 베어링이 약 35% 정도 더 증가된 것으로, 공급유량이 베어링의 발열에 큰 영향을 준다는 사실을 보여주고 있다.

또한 전반부 베어링에서 베어링 #1이 베어링 #2보다 온도상승이 더 큰 것으로 나타나고 있는데, 이는 베어링 반경방향으로의 베어링 #1에 대한 분사노즐 구멍위치가 설계값과 다소 틀리게 설치됨으로써 유향유와 압축공기의 베어링 관통물이 낮아진 결과라고 생각된다. 본 실험에서는 주축회전수가 10,000 rpm인 경우에 대한 베어링 #1의 온도상승이 베어링 #2의 온도상승보다 공급유량에 따라서 약 1.3~4.1°C 정도, 즉 약 5~11% 정도 높게 측정되었다.

Fig. 7은 공급공기량이 24 l/min인 경우에 대해서 공급유량이 주축계의 마찰토크에 미치는 영향을 보여주고 있다. 주축회전수가 10,000 rpm인 경우에는 공급유량이 0.026 cc/h일 때 마찰토크가 가장 작게 나타났지만, 주축회전수가 2,000 rpm과 6,000 rpm인 경우에는 공급유량에 따라서 마찰토크가 감소하는 현상이 나타나지 않았다. 또한 공급유량이 0.053 cc/h 이상인 경우에는 마찰토크가 공급유량에 비례하고 있음을 볼 수 있다. 이것은 최적유향조건을 넘어서 과도하게 공급된 유향유가 베어링내에서 교반저항을 유발함으로써 마찰토크가 증가되는 현상이라고 판단된다.

주축회전수가 10,000 rpm인 경우에 대한 본 실험의 범위에서는 공급유량에 의해서 마찰토크가 약 0.03 Nm 정도의 차이를 나타내고 있는데, 이 값은 최적공급유량에 대한 마찰토크보다 약 42% 정도 더 증가된 것이다. 이러한 결과는 공급유량이 베어링의 발열에 큰 영향을 준다는 앞서의 사실과 일치하고 있다.

### 3.2 주축회전수의 영향

Fig. 8은 공급유량이 0.053 cc/h, 공급공기량이 24 l/min인 경우에 대해서 주축회전수가 전반부 베

어링, 후반부 베어링, 그리고 주축 선단부의 평균 온도상승에 미치는 영향을 보여주고 있다. 주축회전수의 증가에 따라서 거의 직선적으로 베어링의 온도상승도 증대하고 있지만, 약 6,000 rpm 정도의 주축회전수를 경계로 그 기울기가 급격하게 변해서 고속회전영역에서는 베어링의 온도상승의 증가율이 큰 것으로 나타나고 있다. 이러한 현상은 앵글러콘택트 볼베어링이 고속회전할 수록 증가하는 베어링 볼의 자이로스코픽 모멘트(gyroscopic moment)가 베어링 볼의 마찰모멘트보다 큰 경우에 발생하는 베어링 볼의 미끄럼운동 때문에 베어링에서의 발열이 증대된 결과라고 판단된다. 본 연

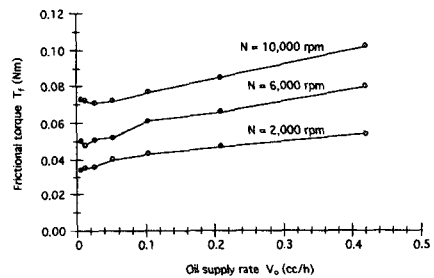


Fig. 7 Effect of oil supply rate on frictional torque of spindle system for  $V_a=24$  l/min

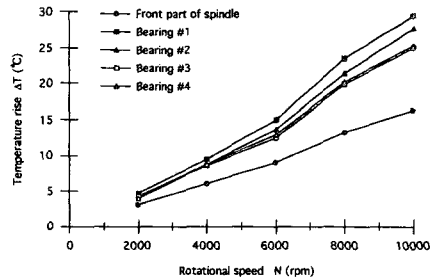


Fig. 8 Effect of rotational speed on temperature rise for  $V_o=0.053$  cc/h and  $V_a=24$  l/min

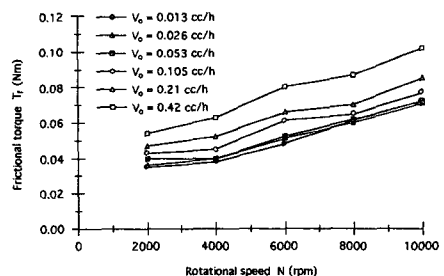


Fig. 9 Effect of rotational speed on frictional torque of spindle system for  $V_a=24$  l/min

구의 실험모델에서는 약 6,000 rpm 정도의 주축회전수에서 자이로스코픽 모멘트에 의한 베어링 볼의 미끄럼운동이 발생되기 시작하는 것으로 보여진다. 또한 주축 선단부의 온도상승은 베어링의 온도상승과 비례하는 관계에 있음을 볼 수 있다.

Fig. 9에서는 공급공기량이 24 l/min이고, 공급유량이 0.013~0.42 cc/h인 경우에 대해서 주축회전수가 주축계의 마찰토크에 미치는 영향을 볼 수 있다. 주축회전수가 증가할 수록 마찰토크도 비례적으로 증가하고 있으며, 공급유량이 0.053 cc/h 이하인 경우에는 마찰토크에 대한 공급유량의 영향이 비교적 작게 나타나고 있다.

3.3 베어링의 온도분포

Fig. 10과 11에는 공급유량이 0.053 cc/h, 공급

공기량이 24 l/min인 경우에 대한 베어링 #2(전반부 베어링)의 외륜과 베어링 #3(후반부 베어링)의 외륜에서의 온도상승분포를 표시하였다.

두 경우 모두 주축회전수와 관계없이 베어링의 온도상승은 분사노즐에 의해서 베어링으로 유회유가 공급된 직후부터 주축의 회전방향(시계방향)을 따라서 커지다가, 분사노즐의 반대위치부터는 급격히 낮아지는 분포를 보여주고 있다. 이러한 현상은 분사초기의 유회유가 원활한 베어링 회전에 필요한 유막두께보다 큰 덩어리의 형태로 유입되기 때문에 야기되는 유회유의 교반저항에 의한 국부적인 온도상승효과, 그리고 주축계의 구조적인 측면에서 볼 때 분사노즐의 반대방향에 위치한 하우징과 베드 (bed)의 접촉면에서 발생하는 열전도효과에 기인하는 것으로 판단된다. 또한 온도상승의 최대값이

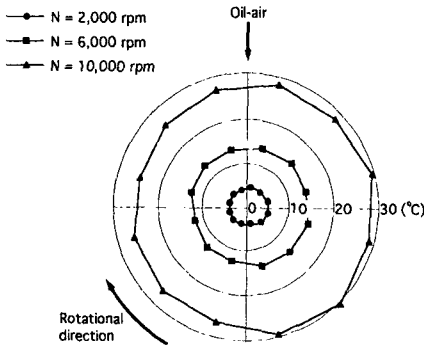


Fig. 10 Temperature rise distribution of bearing #2 (front bearing) for  $V_o=0.053$  cc/h and  $V_a=24$  l/min

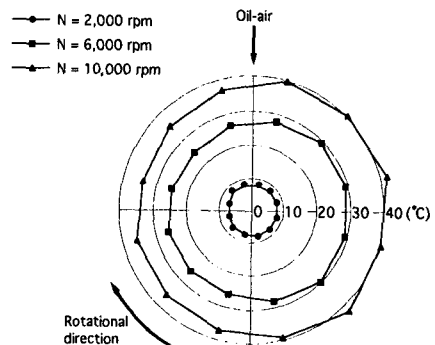


Fig. 12 Temperature rise distribution of bearing #2 (front bearing) for  $V_o=0.42$  cc/h and  $V_a=24$  l/min

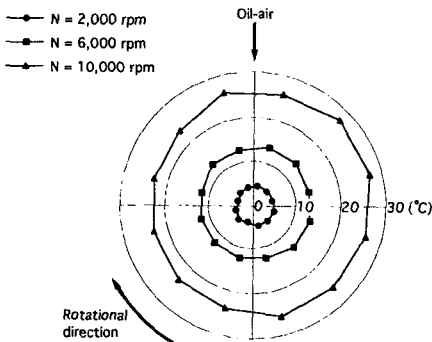


Fig. 11 Temperature rise distribution of bearing #3 (rear bearing) for  $V_o=0.053$  cc/h and  $V_a=24$  l/min

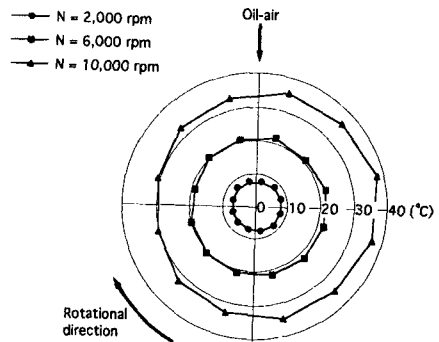


Fig. 13 Temperature rise distribution of bearing #3 (rear bearing) for  $V_o=0.42$  cc/h and  $V_a=24$  l/min

분사노즐 부근에서 얻어지지 않는 이유는 윤활유와 함께 공급되는 압축공기에 의한 베어링의 냉각효과 때문이라고 생각된다.

주축회전수가 10,000 rpm일 때 베어링 외륜에서 측정된 최고온도와 최저온도간의 차이는 전반부 베어링의 경우가 약 5.2°C, 후반부 베어링의 경우가 약 4.2°C 정도로 나타났다. 이는 각각의 최저온도에 대해서 전반부 베어링의 경우가 약 21%, 후반부 베어링의 경우가 약 18% 정도에 해당된다. 이러한 결과로부터 베어링의 온도상승분포는 베어링 원주상에서의 분사노즐 위치와 주축계의 구조적 특성에 의해서 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

공급유량이 0.42 cc/h, 공급공기량이 24 l/min인 경우에 대한 베어링 #2(전반부 베어링)의 외륜과 베어링 #3(후반부 베어링)의 외륜에서의 온도상승분포는 Fig. 12와 13에 표시하였다. Fig. 10과 11에 표시된 공급유량 0.053 cc/h일때의 결과와 비교하면, 윤활유의 교반저항 증가에 의해서 전체적인 베어링의 온도상승은 크게 나타났지만, 온도상승분포는 전반적으로 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 따라서 공급유량은 베어링의 온도상승분포에 크게 영향을 주지 않는 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 오일에어윤활방법, 앵글러콘택트 블베어링, 그리고 이중분사노즐 등을 사용해서 고속주축계를 개발하였으며, 그 성능을 평가하기 위해서 윤활실험을 수행하였다. 특히 실험결과에 대한 해석을 통해서 다음과 같은 사실들을 얻었다.

(1) 주축회전수가 증가할 수록 윤활유와 압축공기의 베어링 관통률이 저하되기 때문에 베어링의 온도상승을 최소로 하기 위한 최적공급유량은 증가한다. 주축회전수가 10,000 rpm이하인 경우, 본 연구의 실험모델에 대한 베어링 하나의 최적공급유량은 0.026~0.053 cc/h이다.

(2) 베어링 반경방향에서의 분사노즐 구멍위치는 윤활유와 압축공기의 베어링 관통률과 밀접한 관련이 있기 때문에 베어링의 온도상승에 큰 영향을 준다.

(3) 베어링의 온도상승과 주축계의 마찰토크는 주축회전수에 비례하며, 특히 주축회전수가 높은 영역에서는 자이로스코프효과와 관련된 베어링 볼의 미끄럼운동에 의해서 베어링의 온도상승은 더

커진다.

(4) 최적공급유량 이상에서는 주축계의 마찰토크가 공급유량에 비례하지만, 최적공급유량 이하에서는 마찰토크에 대한 공급유량의 영향이 비교적 작게 나타난다.

(5) 주축 선단부의 온도상승은 베어링의 온도상승과 비례한다.

(6) 베어링의 온도상승분포는 베어링 원주방향에서의 분사노즐 위치와 주축계의 구조적 특성에 의해서 큰 영향을 받지만, 주축회전수나 공급유량의 영향은 크게 받지 않는다.

#### 후 기

본 연구논문은 한국기계연구원 공작기계실에서 수행하는 첨단요소연구개발사업 『머시닝센터용 초고속 주축유닛 개발』에 대한 1991년도 연구결과의 일부를 토대로 작성한 것임을 밝힌다.

#### 참고문헌

- (1) 小野瀬喜章, 1985, “工作機械主軸の高速化に對應した軸受とオイルエア潤滑の効果,” 應用機械工學, 2月號, pp. 159~164.
- (2) 近藤英夫, 1985, “マシニングセンターオイルとエア潤滑, 高周波モータで高速高精度をはかる,” 應用機械工學, 8月號, pp. 76~81.
- (3) 澤本毅, 正田義雄, 1986, “工作機械主軸用ころがり軸受の高速化,” 應用機械工學, 1月號, pp. 78~84.
- (4) 森脇俊道, 1987, “工作機械の高速化技術の現狀,” 日本精密工學會誌, 第53卷, 第7號, pp. 1001~1004.
- (5) 中澤弘 外 16人, 1988, “工作機械の最先端技術,” (株)工業調査會.
- (6) 正田義雄, 小野瀬喜章, 1987, “オイルエア潤滑による工作機械主軸の高速化,” 潤滑, 第32卷, 第3號, pp. 175~178.
- (7) 中川淨, 青山藤詞郎, 稻崎一郎, 清水哲, 1987, “工作機械用高速主軸のオイルエア潤滑特性,” 日本機械學會論文集, C編, 53卷, 485號, pp. 144~150.
- (8) 宮原忠干, 1987, “軸受のオイルエア潤滑,” ベアリングエンジニア, 第53號, p. 36.

- (9) Tsutsui, S. Aoyama, T. and Inasaki, I. 1988, "Development of a Spindle System with an Adjustable Preload Mechanism using a Piezoelectric Actuator," JSME Int. J., Series III, Vol. 31, No. 3, pp. 593~597.
- (10) Aoyama, T. Inasaki, I. Tsutsui S. and Shimizu, T. 1989, "Development of an Oil-Air Lubrication System with a Piezoelectric Nozzle for Machine Tool Spindles," JSME Int. J., Series III, Vol. 32, No. 2, pp. 259~263.
- (11) "FAG 공작기계용 스핀들 베어링," FAG Catalogue WL41119/4KA