

복합베어링을 갖는 고속 고감쇠 주축개발에 관한 연구

이찬홍*, 이후상*, 박천홍*

* 한국기계연구원 공작기계그룹

1. 서론

상품의 다양화 추세에 따라 생산형태가 단품종 소량화가 되고 복잡한 가공공정을 갖는 공작물이 꾸준히 증가하고 있어 이를 뒷받침하는 복합 가공공정과 복합 다기능 공작기계의 기술개발이 어느때 보다 중요한 과제로 등장하고 있다. 이 기술의 장점으로는 하나의 공작기계내에서 절삭가공 뿐만 아니라 연삭가공을 포함한 여러가지 가공작업을 가능하게 하여 이송 및 차탈에 필요한 많은 시간을 절약할 수가 있고, 이때 차탈 어려움에 의한 가공정밀도의 손상을 급격히 감소 시킬 수 있는 것을 들 수 있다. 이와같은 성능을 내기 위해서는 공작기계 측면에서 복합 구조물의 정적, 동적 특성이 우수해야 하고 장시간 기계사용에 대비한 구조물의 열적 특성도 고려되어야 한다. 특히 절삭과 연삭을 수시로 변환시키며 가공을 실행해야 하므로 주축의 고정밀화와 단속절식에 대응한 고감쇠성 구조가 만족되어야 한다. 그리고 공작물의 고정도화와 생산성향상을 위해서 주축의 회전수가 높게 유지되어야 하고, 신소재나 난사재등의 가공물을 고능률적으로 가공하기 위하여 충분한 강성을 지닌 주축구조가 필요하다. 지금까지 범용 공작기계와 고속 공작기계를 위한 주축개발이 많이 시도되어 왔는데 대부분 주축의 정적, 베어링 간격, 베어링 애입, 윤활유의 유량과 점도 등의 설계변수를 변경함으로써 주축내의 크기를 감소시키고 주축선단에서의 정강성을 개선시키는 방향으로 이루어졌다. 그러나 주축시스템 전체의 감쇠를 높이는 데는 그 효과가 적았고, 결과적으로 가공물의 표면조도가 크게 개선되지 못한 상태로 남게 되었다. 한편 연삭기 분야에서는 좀 더 정밀한 가공치수를 얻기 위해서 정, 동특성이 우수한 유정압베어링 주축시스템을 채용하고 있는데, 볼베어링에 비해서 감쇠능력과 부하용량이 크기는 하지만 고속 회전에서의 열발생이 장애요인으로 나타나 현재 공작기계의 추세인 고속 공작기계와 복합가공기에는 사용이 어려운 실정이다.

본 연구에서는 기존의 주축베어링 시스템의 장단점을 보완하여 주축의 정, 동특성 및 고속성을 개선할 수 있는 볼베어링과 유정압베어링의 복합베어링 시스템을 주축베어링으로 제안하고 그 성능을 이론적으로, 실험적으로 검증하기 위해 복합베어링 주축과 기존 주축의 동특성 변화를 분석하였다.

2. 고감쇠 주축의 구성요소 결정

볼베어링 주축이 고속회전을 하면 주축의 불균형, 지지 볼베어링의 강성 및 감쇠특성 감소때문에 시스템 전체의 감쇠특성이 저하되

어 작은 외부하중의 변화에도 쉽게 불안정해진다. 고속주축으로서 상용한 정강성을 유지하고, 동특성 특히 감쇠특성이 우수해지려면 사용가능한 베어링의 종류에 따른 주축의 동특성 개선을 충분히 파악하여 두 개의 각각 다른 베어링을 복합 구성해 볼 필요가 있다.

Table 1-1 : Comparison of Performance for Spindle Bearing's Art

요구성능	구름베어링	정압유체 베어링	동압유체 베어링	정압공기 베어링	자기베어링
회전장도	△	◎	○	◎	△
고속회전	○	×	△	◎	◎
강 성	◎	◎	○	△	×
부하용량	◎	◎	△	△	×
감 쇠 성	×	◎	◎	△	×
발 일	○	△	×	◎	○
보수관리	◎	△	○	△	○
수 명	△	◎	○	◎	◎
제 가 비	◎	△	△	×	×

(주) ◎특히임호, ○ 양, △ 보통, × 불량)

Table 1-1에서 보듯이 각종 베어링이 주축에 이용되었을 경우 성능의 차이를 보이는데, 고속성과 부하용량, 감쇠비, 제작비를 고려할 때 선택의 가능성을 갖고 있는 베어링의 종류는 동압베어링, 정압베어링, 구름베어링 정도로 범위를 좁힐 수 있다.

유동압베어링이나 유정압베어링은 감쇠계수가 볼베어링에 비해 400배 정도인 $1.2 \times 10^6 \sim 2 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 가 되어서 구름베어링과의 복합요소로서 적당하다. 그런데 유동압베어링은 부하용량이나 감쇠계수가 크지만, 주축이 운동중인 상태에서만 유마이 형성되어 고유의 특성을 발휘하기 때문에 신뢰성이 유정압베어링에 비하여 떨어진다. 또한 고속회전시 외부 오일냉각에 의한 베어링 냉각이 어려워서 열적인 면에서도 불리하다.

반면 유정압베어링은 유동압베어링과 마찬가지로 고속회전시 열발생이 단점이나 간극의 설계를 통해 열발생의 억제가 가능하며, 공급압력의 증감으로 감쇠계수를 조절할 수 있는 장점을 갖고 있다. 이상과 같은 이유로 볼베어링과 유정압베어링의 장점을 결합한 복합베어링 시스템을 주축에 적용하였다 (Fig.1).

3. 복합베어링의 수학적 모델링

복합베어링 시스템이 주축의 특성개선에 어떤 효과를 나타내는

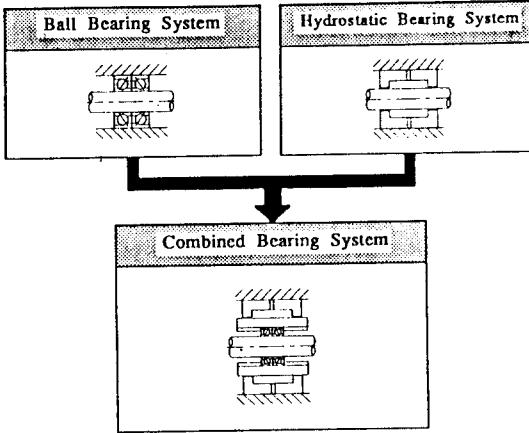


Fig. 1 : Components and Configuration of a Combined Bearing System

지 이론적으로 해석하기 위해서 각각의 베어링을 스프링, 감쇠기의 형태로 모델링하였는데, 복합베어링의 경우에는 볼베어링과 유정압베어링이 직렬로 연결된 상태여서 Fig.2와 같이 각각의 K 와 C 를 직렬로 연결시켰다. 또한 이 직렬로 연결된 두 개의 스프링을 한 개의 등가 스프링으로 만들면 이론 계산에 매우 편리하므로 그림 2와 같이 변환시켰다. 여기서 K_1 과 C_1 은 Ball Bearing의 고유특성이고 K_2 와 C_2 는 유정압베어링의 고유특성이다. 그리고 K_e 와 C_e 는 진동계의 등가 강성과 감쇠계수이다.

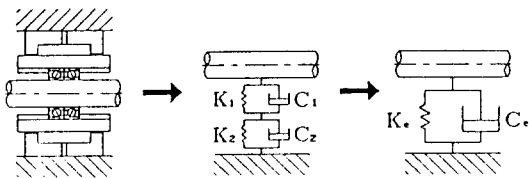


Fig. 2 : Mathematical Modelling of a Combined Bearing System

등가 스프링의 강성 K_e 와 감쇠계수 C_e 는 수학적으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{K_e + j\omega C_e} = \frac{1}{K_1 + j\omega C_1} + \frac{1}{K_2 + j\omega C_2} \quad \dots \dots \dots (1)$$

이 식에서 알 수 있듯이 등가 스프링의 특성은 ω 에 따라 크게 변화한다. 즉 축으로부터 받는 가진력의 주파수에 따라 등가 스프링의 K_e 와 C_e 가 서로 다르게 변화를 해서 전 주파수 영역에서 어떤 일정한 값을 등가 스프링의 고유계수로 선택할 수 없다. 그러나 이 등가 스프링은 주로 스프링이 연결된 진동계의 고유진동수에 가장 영향을 많이 받기 때문에, K_e 와 C_e 의 값은 진동계의 고유진동수에 맞추어서 결정하면 계산상에 무리가 없다. Fig.3에 가진주파수에 따른 K_e 와 C_e 의 변화를 표시하였다. K_e 는 주파수가 상승하면서 급격하게 상승을 하고 어느 주파수 이상에서는 그 수치를 거의 일정하게 유지하게 된다. C_e 는 주파수가 상승하면서 급격하게 감소하고 K_e 와 마찬가지로 어느 주파수 이상에서는 변화가 거의 없다.

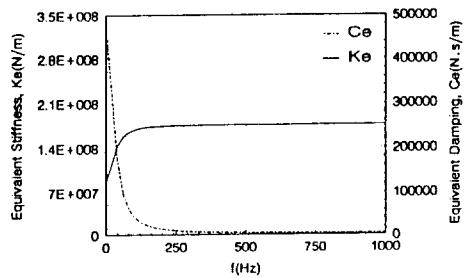


Fig. 3 : Equivalent Stiffness and Damping Variation with Exciting Frequency

K_e 와 C_e 의 값은 ω 외에도 K_1 , C_1 , K_2 , C_2 의 크기 변화에 의한 영향을 받는데, Angular Contact Ball Bearing의 강성 K_1 을 변화시킨다면 등가 강성의 값이 비례적으로 증가하고 등가감쇠도 증가 한다. 이것은 실제로 Angular Contact Ball Bearing보다 강성이 매우 큰 Cylindrical Roller Bearing을 사용할 경우 전체 진동계에 유리함을 나타내는 것이다.

K_1 다음으로 등가 스프링에 영향을 미치는 것은 유정압베어링의 감쇠 C_2 로서, 이 값이 증가하면 등가강성은 약간 증가를 하고 등가감쇠는 오히려 약간 감소하는 경향을 나타낸다. 그리고 C_1 과 K_2 는 등가 스프링에 미소하게 영향을 미쳐서 고려치 않아도 될 정도이다. 여기서 알 수 있는 것은 Ball Bearing의 강성 K_1 의 변화가 복합베어링의 특성개선에 중요하고, 유정압베어링의 경우에는 오일 공급압력 증가를 통한 K_2 의 상승이 큰 의미가 없고 다만 C_2 만을 고려하면 된다는 것을 의미한다.

4. 주축에서의 복합베어링 설치위치 결정

복합베어링은 고감쇠의 특성을 잘 이용할 수 있는 장소에 설치하는 것이 중요하므로, 우선적으로 진동변위가 커서 진동속도가 크게 되는 곳에 설치해야 한다. 일반적으로 강성이 크고 상대적으로 주축의 외경지름이 작을 경우, 베어링 자체에서의 저감보다 주축 자체가 더 저지기 되어 Fig.4-(b)에서 보는바와 같이 베어링 사이에 설치하는 것이 유리하다. 그러나 공작기계의 주축의 경우에는 베어링의 강성보다 주축의 강성이 일반적으로 커서 절실히 인한 주축의 번위는 상대적으로 전부 베어링이나 후부베어링에서 많이 일어나기 때문에 복합베어링의 설치위치는 Fig.4-(a)와 (c)의 형태가 되겠다. 여기서 절식이나 연삭점이 앞쪽에 위치하고 공작물을 고정하기 위한 척이나 연삭수들이 앞에 진동질량으로 작용하기 때문에 전부 베어링의 척집이 일반적으로 크고 후부 베어링의 척집은 작다. 다만 뒷쪽에 벨트에 의해 동력을 전달하는 경우 풀리나 벨트의 진동이 앞으로 전달되는 것을 감쇠하기 위해서 후부베어링쪽에 복합베어링을 설치할 수도 있지만 가공정밀도 측면에서 전부 베어링쪽에 설치하는 것이 더욱 효과적이다.

5. 볼베어링 주축과 복합베어링 주축의 이론해석 및 비교

볼베어링을 장착한 주축과 복합베어링을 장착한 주축의 동적 특성을 비교하기 위해 Fig.5와 Fig.6 같이 두 종류의 주축을 설계하여 위에서 서술한 바와 같이 베어링을 스프링으로, 주축은 Beam의 형태로 모델링하였다.

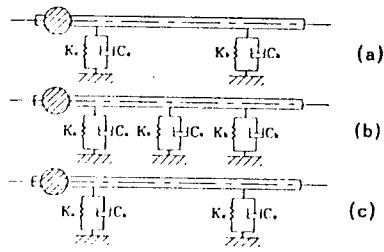


Fig. 4 : Application Position of a Combined Bearing System

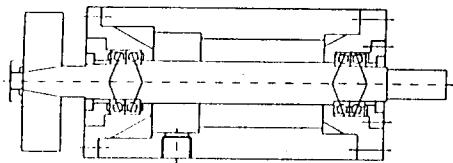


Fig. 5 : Spindle System with a Ball Bearing

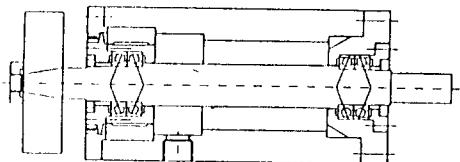


Fig. 6 : Spindle System with a Combined Bearing

볼베어링 탑입의 주축은 Angular Contact Ball Bearing을 사용하였고 예압이 약 70N으로 두개의 베어링을 O Type으로 조립하였다. 전부, 후부 베어링의 간격은 190mm이고 전부 베어링은 고정형, 후부 베어링은 자유단으로 설계하였으며 베어링의 윤활방법은 그리스 윤활을 하였다.

동력 전달방법은 직결타입으로 Flexible Coupling을 사용하여 동력 전달시 불필요한 진동을 최소화로 줄었다. 주축의 실험 회전수는 0~10000rpm 정도로서 일반적인 고속주축에서 많이 사용하는 범위를 택하였고, 회전중의 Unbalance 효과를 관찰하기 위해서 앞쪽에 3kg 정도의 Disc를 장착하였다.

복합베어링 탑입의 주축은 볼베어링 탑입의 주축과 마찬가지로 전, 후부에 볼베어링을 사용하였고, 전부에 베어링 하우징을 유정압 베어링의 로터로 사용하여 두개의 상이한 베어링을 복합하였다. 유정압베어링의 공급유압은 15kg/cm²과 30kg/cm²으로 각각 변화 시켰고, 유정압베어링의 회전상태를 관찰하기 위해 로터의 회전부위를 외부로 돌출시켰다.

5.1 동적 특성의 해석 비교

주축모델을 이용해서 동적 특성을 계산하기 위해서 볼베어링 주축과 복합베어링 주축의 전, 후부 베어링 K와 C를 나타내면 Fig. 7 과 같다. 볼베어링의 고유치는 베어링 카일로그나 관련문헌에서 수치를 얻었고, 복합베어링은 위에서 서술한 방법에 의해 등가 스프링으로 계산하여 얻었다. 복합베어링의 강성은 볼베어링의 강성과 비

슷하고 반면 감쇠계수는 2배정도 크다.

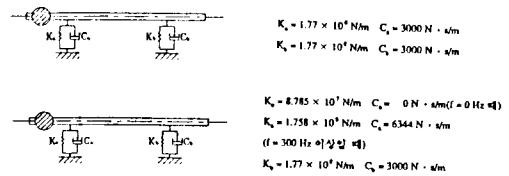


Fig. 7 : Values of Bearing Stiffness and Damping

동적 특성의 계산에서는 일반적으로 주축계의 고유진동수와 진동모우드 규명에 일차적으로 주안점을 두고, 다음으로 1차 고유진동수 부분의 전달함수를 표시하는 것으로 기준을 정한다. 고유진동수는 주축계가 임의의 가진주파수에 대해서 안정하게 될 것인가를 나타내는 척도로서, 공작기계에서는 가진주파수가 저 주파수 영역에 존재하므로 1차 고유진동수의 크기가 매우 중요하다. 주축계의 진동모우드는 구조물에서의 취약한 부위를 나타냄으로, 이것으로서 구조물의 개선방향을 제시할 수 있어서 진동모우드의 관찰이 중요하다. Fig.7에 도시된 진동시스템을 유한요소법으로 해석하면 Fig.8과 같다. 볼베어링 주축과 복합베어링 주축의 스프링 강성이 거의 비슷하여 진동모우드와 고유진동수가 거의 비슷하게 나타나고 있다. 1차 고유진동수에서는 앞부분의 Disc질량 때문에 주축선단이 정적변위의 형태보다 약간 더 급격하게 처짐이 생기고 있다.

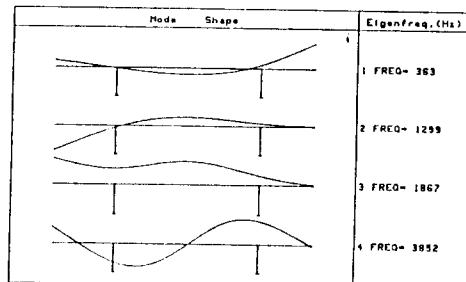
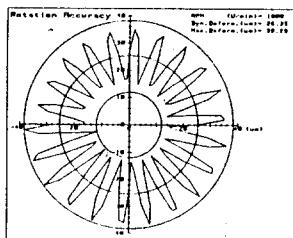


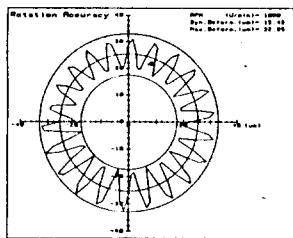
Fig. 8 : Mode shape of Ball Bearing & Combined Bearing Spindles

1차 고유진동수의 중요성을 고려하여 고유진동수 부근의 전달함수를 계산하고 두 종류의 주축을 이 영역에서 비교해 보면 볼베어링 주축은 9.4 μm/N이고 복합베어링은 4.6 μm/N을 나타내서 51%의 진폭 감소를 보았다. 이 때 감쇠비는 각각 0.003과 0.007로서 복합베어링 주축이 2.4배의 감쇠능력을 가지고 있음을 알 수 있다.

복합베어링 주축의 감쇠효과를 좀더 시각적으로 나타내기 위해 연식가공을 Simulation하여 두 주축을 사용한 가공물의 표면조도를 비교해 보면 표면조도가 볼베어링 주축에서는 26.4μm, 복합베어링 주축에서는 15.5μm로서 41%의 표면조도 개선효과가 있다 (Fig.9).



a) Ball Bearing Spindle



b) Combined Bearing Spindle

Fig. 9 : Comparison of Grinding process Simulation

6. 복합베어링 주축의 실험 결과

복합베어링 주축의 실험조건을 볼베어링 주축의 조건과 거의 동일하게 유지하고자 주축과 볼베어링을 동일하게 사용하였고, 주축 하우징 역시 같은 것을 사용하였다. Fig.10에는 복합베어링 주축의 실험 전경을 나타내었다.

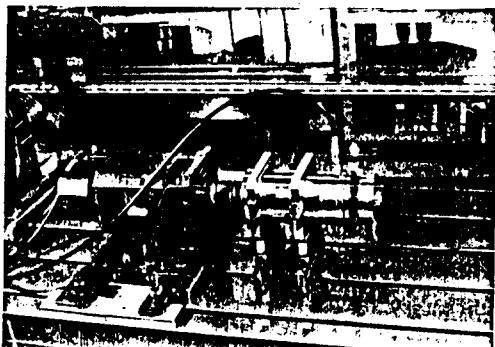


Fig. 10 : Experimetal Set up of a Combined Bearing Spindle

6.1 주축의 고유진동수와 감쇠능력 측정 및 비교

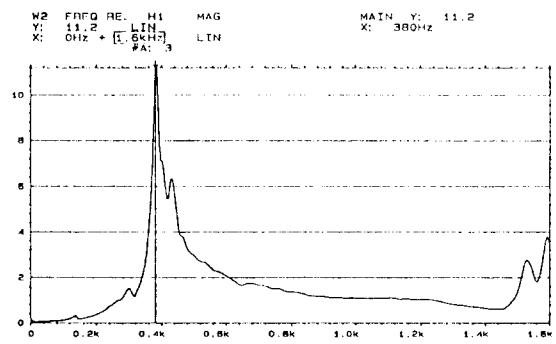
주축의 고유진동수는 Impulse Hammer에 의해서 가진력을 입력으로 하고 가속도계에 의한 가속도를 출력으로 하는 전달함수를 구해서 Amplitude가 가장 큰 Peak를 찾았다. 그림 14에서 보듯이 볼베어링 주축은 1차 고유진동수가 380Hz가 되고 복합베어링 주축은 고유진동수가 356Hz 나타났다. 이론치에 비해서 각각 4.2%와 2.0%의 Error를 나타내서 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그리고 여기서 감쇠비는 Half Power법을 이용하여 구해보면 볼베어링 주축의 감쇠비는

0.002가 되고 복합베어링의 감쇠비는 0.008이 되어서 이론치와 33%와 14%의 Error를 나타내고 있다. 이 Error의 일부는 정화하지 않은 그림의 판독과 Peak의 좌우 불평형의 영향을 받았다. 무엇보다도 중요한 복합베어링의 감쇠능력을 좀더 시작적으로 관찰하기 위해 6.2g되는 Ball을 1.1m되는 상공에서 낙하시키 앞쪽의 Disc에 충돌하게 하였다. 이때 Disc에서의 진동이 얼마나 빨리 감쇠되는 가를 관찰하였다. 그림 12에서 보듯이 복합베어링의 감쇠 효과를 매우 큰 것을 알 수 있다.

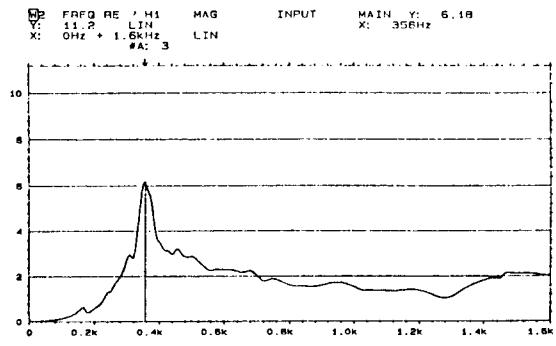
6.2 주축 회전수에 따른 회전정도의 평가

복합베어링은 볼베어링과 유정압베어링의 조합으로서 모터로부터의 동력이 전달될 때 두개 중 하나는 질 회전하고 다른 것은 마찰로 인해서 적개 회전한다. 실험에서 측정한 바에 의하면 모터의 회전수가 증가할 수록 볼베어링의 회전수가 유정압베어링의 회전수에 대해서 상대적으로 높아지는 것을 알 수 있다. 이것은 유정압베어링이 회전속도가 빨라지면서 유체마찰이 커져서 회전하기가 어려워지기 때문이다.

주축의 회전수에 따라서 회전정도가 얼마나 변화하는지 알기 위해 Capacity Type의 Gap Sensor를 이용해 주축의 회전정도를 측정하였다. Fig.13에는 주축회전수에 따른 회전정도 평가를 각각의 주축에 대해서 실시하여 결과를 얻었다. 그림에서 보듯이 복합베어링 주축이 볼베어링 주축의 회전정도에 대해서 안정되고 전 회전영역에서 평균적으로 50%이상의 회전정도 개선 효과가 보인다.

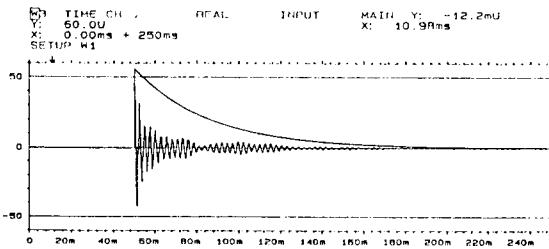


a) Ball Bearing Spindle

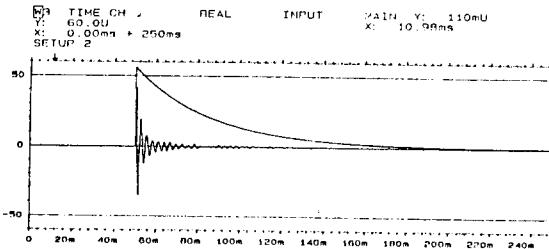


b) Combined Bearing Spindle

Fig. 11 : Transfunction of Spindles using Impact Hammer



a) Ball Bearing Spindle



b) Combined Bearing Spindle

Fig. 12 : Damping Characteristics of Spindles using Ball Impact

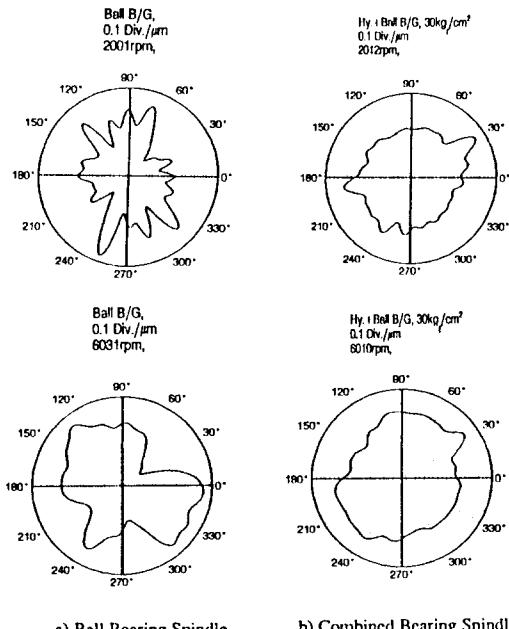


Fig. 13 : Rotational Accuracy of Spindle

Fig. 14에는 회전수별로 측정 데이터를 나타내어 축의 떨림이 각도에 따라서 어떻게 변하고 있는지 표시하였다. 볼베어링 주축에서는 복합베어링 주축보다 축이 많이 떨리는 현상을 볼수가 있다. 복합베어링 주축의 감쇠특성은 주축 Disc에 편심을 의도적으로 만들어 실험해 보면 더욱 확실하게 나타난다. Fig. 15에 보이는 것과 같이 22g의 편심을 추가로 하면 5000rpm에서 회전정도의 값이 복합베어링 주축에서는 5%이하, 볼베어링 주축에서는 15%나 악화되어서, 복합베어링

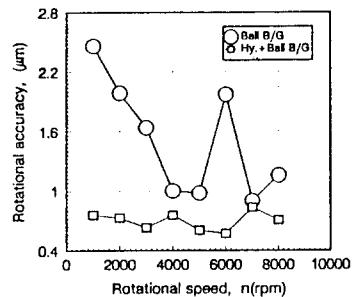


Fig. 14 : Variation of Rotational Accuracy with RPM

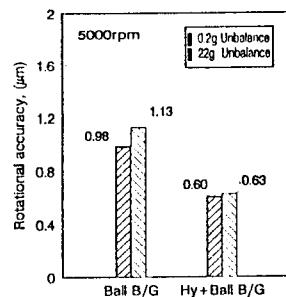


Fig. 15 : Variation of Rotational Accuracy with Unbalance Mass 22g

주축은 외부 가진력에 대한 감쇠능력이 뛰어남을 알 수 있다.

7. 결론

볼베어링과 유정압베어링을 결합한 복합베어링을 개발하여 공작 기계의 주축에 이용하여 디움과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 복합베어링은 가진주파수에 따라 등가감성 K_w와 등가감쇠 C_w가 크게 변화하고, 볼베어링의 감쇠능력보다 적어도 2배 이상의 능력을 갖는다.
- 2) 복합베어링의 설치위치는 절삭력을 받는 앞쪽이 뒤쪽보다 감쇠성능상 유리하다.
- 3) 복합베어링은 외부 가진에 매우 큰 감쇠능력을 가지고 있고 고유진동수에서 특히 큰 효과를 발휘한다.
- 4) 복합베어링 주축은 볼베어링 주축에 비해 전 회전영역에서 회전정도가 우수하고 Unbalance실험에 대해서도 우수한 감쇠성을 나타냈다.

8. 참고 문헌

- 1) 日本機械學會, 1984, "すべり軸受の特徴性および動作特性資料集," 日本工業出版,
- 2) G. Spur, A. Kirchheim and C. H. Lee, 1990, "Berechnung von Spindel-Lager-Systemen," ZWF, 85, 1, pp.55~59.
- 3) 이후상, 이찬홍, 박천홍, 최대봉, "고정밀 고감쇠 주축 개발을 위한 복합베어링시스템에 관한 연구", 대한기계학회, 92년도 추계학술대회논문집, pp.339~343.