論文 한국정밀공학회지 제13권 제10호 (1996년 10월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 13. No 10. OCTOBER. 1996.

고감쇠 주축 시스템을 위한 베어링의 복합배열에 관한 연구

이 찬 홍*

A Combined Bearing Arrangement for High Damping Spindle Systems

Chan-Hong Lee*

ABSTRACT

The machining accuracy and performance is largely influenced by the static, dynamic and thermal characteristics of spindle systems in machine tools, because the spindle system is a intermedium for cutting force from tool and machine power from motor. Large cutting force and power are transmitted by bearing with a point or line contact. So, the spindle system is the static and dynamic weakest point in machine structure. For improvement of static stiffness of spindle system can be changed design parameters, such as diameter of spindle, stiffness of bearing and bearing span. But for dynamic stiffness, the change of the design parameters are not useful.

In this paper, the combined bearing arrangement is suggested for high damping spindle system. The combined bearing arrangement is composed of tandem double back to back arrangement type ball bearings and a high damping hydrostatic bearing. The variation of static deflection and amplitude in first natural frequency is evaluated with the location of hydrostatic bearing between front and rear ball bearing. The optimized location of hydrostatic bearing for high static and dynamic stiffness is determined rapidly and exactly using the mode shape and transfer function of spindle. The calculation of damping effect on vibration by unbalance of grinding wheel and pulley in optimized spindle system is carried out to verify the validity of the combined bearing arrangement. Finally, the simulation of grinding process show that the surface roughness of workpiece with high damping spindle system is 60% better than with ball bearing spindle system.

Key Words : High damping(고감쇠), Spindle(주축), Bearing arrangement(베어링배열), Hydrostatic bearing (유정압베어링), Dynamic stiffness(동강성)

* 한국기계연구원 공작기계그룹

1. 서 론

공작기계의 가공정밀도와 가공능력은 주축의 정, 동, 열특성에 의해서 큰 영향을 받기 때문에 주축의 구조설계가 공작기계 설계에 있어서 중요한 과정으로 되어 있다[1]. 주축은 동력을 공작물에 전달하고 이때 발생하는 절삭력을 다시 기계구조물에 전달하는 매개역할을 하고 있다. 전달경로로 볼 때 절삭력은, 볼베어링의 경우 점 접촉, 유정압베어링의 경우 매개유체에 의해 전달되므로 주축시스템은 상대적으로 타부품에 비해 정적, 동적으로 취약한 부위가 된다[2].

특히 가공품의 고정도화와 고생산성을 위하여 공작기계 주축의 회전수가 급속히 높아지고, 또한 신소재, 난삭재 등의 가공물을 고능률적으로 가공하기 위하여 강력 절삭이 가능한 주축구조를 요구하면서 주축구조는 더욱 관심의 대상이 되고 있다. 그리고 공작기계가 고기능화 되면서 절삭가공 영역뿐만 아니라 연삭가공을 포함한 여러가지 가공작업을 가능하게 하기 위하여 공작기계 주축의 정, 동특성 개선이 어느 때보다 중요한 과제로 등장하고 있다[3].

고속 공작기계의 경우, 주축의 직경, 베어링 간격, 베어링 예압, 윤활유의 유량과 점도 등의 설계변수를 변경함으로써 주축대의 크기가 축소되고 주축 선단의 정특성 등이 개선되는 효과를 보았으나 시스템 전체의 감쇠를 높이는 데는 큰 효과가 없었다. 그 결과 가공물의 형상오차는 많이 감소하였지만 표면조도는 크게 개선되지 못한 상태이다.

한편 정밀연삭기에는 요구되는 정, 동특성을 만족시키기 위하여 유정압베어링 주축시스템이 많이 쓰이고 있다. 유정압베어링은 볼베어링에 비해 우수한 감쇠능력과 큰 부하용량을 갖고 있기 때문에 가공정밀도 면에서는 우수한 특성을 나타내고 있으나, 고속회전에서의 열발생이 장애요인이 되어 고속회전을 요구하는 공작기계에서는 사용이 어려운 실정이다[4].

본 연구에서는 이러한 베어링 종류에 따른 각각의 장단점을 상호 보완함으로써 주축의 정, 동특성이 동시에 개선될 수 있는 볼베어링과 유정압베어링의 복합배열 시스템을 주축 베어링 배열 시스템으로 제안하고자 하며, 그 타당성을 이론적으로 검증하기 위해 유정압베어링의 설치에 따른 주축의 정, 동특성의 변화 및 주축의 선단과 풀리부위의 불균형에 의한 진동억제 효과를 분석하였다. 또한 주축의 정적, 동적 특성 개선을 최대로 하기 위한 고감쇠 유정압베어링의 위치 결정을 주축의 진동모우드와 주축선단의 전달함수를 이용해 신속하게 찾는 방법이 제안되었고, 베어링의 복합배열 시스템이 정밀연삭기에 적용되었을 때 가공물의 표면조도 향상에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 베어링의 복합배열 구성요소 결정

볼베어링 주축이 고속회전을 하면 주축의 불균형, 지지 볼베어링의 강성 및 감쇠특성 감소 등의 이유로 주축 시스템 전체의 감쇠특성이 저하되서 외부하중의 작은 변화에도 쉽게 불안정해지는 경향이 있다. 그래서 고속주축으로서 상용한 정강성을 유지하고, 동특성 특히 감쇠특성을 향상시키기 위해서 채택가능한 베어링의 종류에 따른 주축의 장단점을 충분히 고려하여 두개의 각각 다른 베어링의 종류를 복합 구성해 보는 것을 생각할 수 있다.

유동압베어링이나 유정압베어링은 감쇠계수가 볼베어링에 비해 10배정도인 30,000 ~ 80,000 N · s/m의 값을 갖고 있어서[5] 고속회전의 장점을 갖는 볼베어링과 복합배열을 생각해 볼 수 있는 적합한 베어링 종류이다.

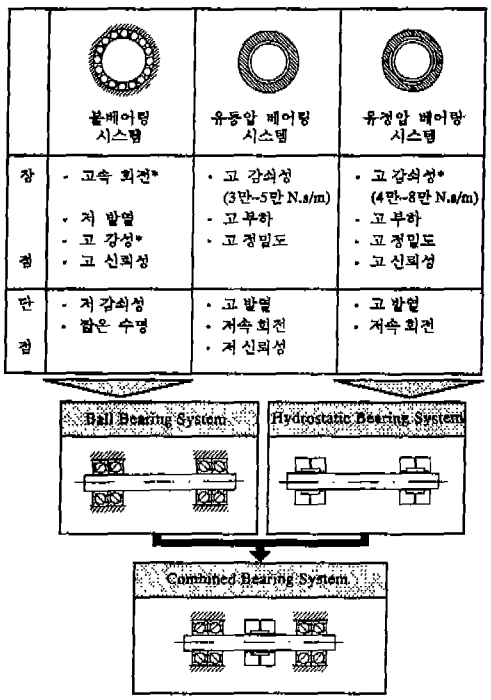


Fig. 1 Configuration of a combined bearing arrangement spindle system.

유동압베어링은 부하용량이나 감쇠계수는 크지만 주축이 운동중인 상태에서만 유막이 형성되서 신뢰성이 유정압베어링에 비하여 떨어진다. 또한 고속회전을 할 때에도 베어링에 공급되는 새로운 오일이 거의 없어 베어링 온도가 상승해서 열적인 면에서 불리하다.

유정압베어링은 간극이 작은 경우 고속회전시 역시 열발생이 단점이지만, 간극을 크게 해서 발열을 감소시키고 오일공급 압력을 증대시켜서 베어링의 감쇠를 크게 보존하도록 설계하면 저발열과 고감쇠를 동시에 실현시킬 수 있는 베어링이다. 여기서 오일공급 압력을 증가시키는 방법은 유체발열을 신속히 외부로 이동시키는 효과를 나타내 베어링의 온도가 오히려 낮아지므로 damper 설계시 적절한 설계방식이라 할 수 있다. 또한 유정압베어링이 복합배열 시스템의 구성요소가 되는 경우 유정압베어링에 오일을 공급하지 않으면 양단에 있는 볼베어링만의 특성을 갖는 주축시스템이 구성되는 장점도 있다. 이상과 같은 이유로 볼베어링과 유정압베어링의 장점을 결합한 복합배열 시스템을 주축에 적용하여 다음과 같은 정적, 동적 특성을 분석하였다.

3. 복합배열 주축의 정적, 동적 특성해석

복합배열 시스템이 주축의 특성개선에 어떤 효과를 나타내는지 이론적으로 해석하기 위하여 주축과 베어링 시스템을 스프링, 감쇠기 및 빔형태로 모델링[1]하였으며 (Fig. 2) 해석방법은 유한요소법과 진동모우드 합성법[2]을 이용하였다(Fig. 3).

주축에 복합배열을 설치했을 때 주축시스템은 Fig.3과 같이 나타낼 수 있으며 축방향 강성은 반경방향보다 매우 크고 진동에 관련된 문제가 거의 발생하지 않으므로 여기서는 무시하였다.

주축모델을 이용한 정특성의 계산은 주축선단에 반경방향으로 1N의 하중을 가하고, 주축선단에서 변위를 기준으로 계산하였다. 주축선단은 공작물이나 공구가 직접 부착되는 부위이므로 이 부분의 변위나 진동은 직접 가공정도에 영향을 미치게 된다. 동특성의 계산은 일반적인 경우 시스템의 1차 고유진동수를 기준으로 정의하고 있다. 그러나 여기서는 주축구조를 변화시키지 않고 전후 볼베어링 사이의 고감쇠 유정압베어링의 위치만을 변화시키는 것이므로, 1차 고유진동수에는 거의 영향을 주지 못하고 다만 주축선단에서 1차 고유진동수의 진폭에는 크게 영향을 주기 때문에 이 수치를 평가기준으로 하였다.

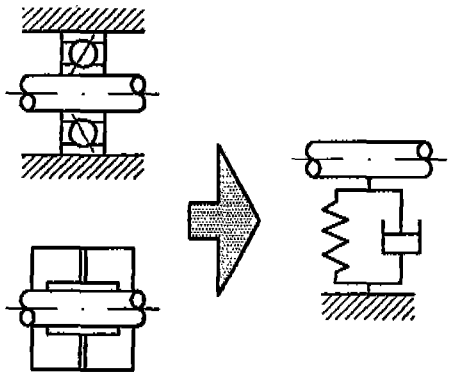
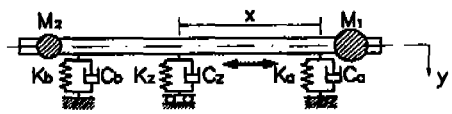


Fig. 2 Modeling of static and dynamic characteristics of bearings.

주축의 정, 동특성 해석에서는 유정압베어링의 설치위치 변경에 따라 베어링의 스프링계수와 감쇠계수를 Fig. 3과 같이 동시에 변화시켜야 한다. 그러나 유정압베어링의 설계에 따라서는 스프링계수나 감쇠계수를 각각 독립적으로 증감시킬 수 있으므로, 스프링계수와 감쇠계수가 주축선단에 미치는 영향을 분리해서 검토할 필요가 있다. 먼저 유정압베어링의 정강성 K_z가 볼베어링 사이 250mm를 이동할 때 주축의 정, 동특성에 미치는 영향을 Fig. 4와 같이 나타내었다.

그림과 같이 주축선단에서 정적 변위 δ는 전부베어링으로 부터의 거리 x의 크기가 증가함에 따라 다소 증가하였다가 감소하는 추세를 보이고 있으며, x=127mm인 지점에서 주축 선단의 변위가 최소화됨을 알 수 있다.

동특성을 나타내는 1차 고유진동수의 진폭 $|A_1|$은 정적 변위에 비해 매우 큰 폭으로 변화하고 있으며, 주축선단에서 정적 변위가 최소가 되는 위치에서 비슷하게 최소가 되는 것을 알 수 있다. 즉 임의의 점 부근에서 정, 동특성이 모두 우수하게 되었다.



M_1=5 kg , M_2= 2 kg , D=50 mm
K_a=325 N/μm, C_a= 4,200 N·s/m
K_b=325 N/μm, C_b= 4,200 N·s/m
K_z= 44 N/μm, C_b=30,200 N·s/m

Fig. 3 Modeling of a combined bearing arrangement spindle system

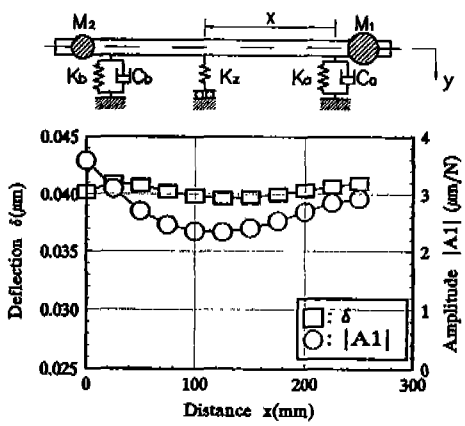
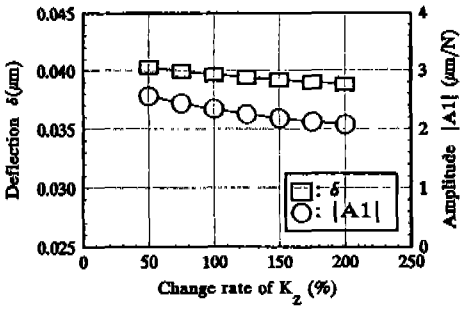
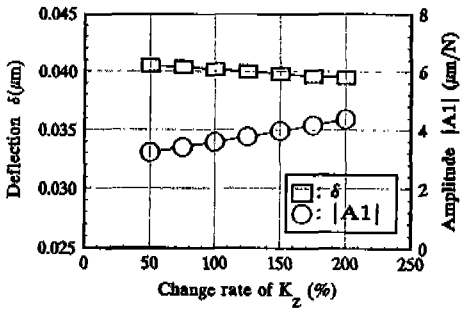


Fig. 4 Characteristics of a spindle with the position of K_z.



(a) Deflection and amplitude at x=127mm



(b) Deflection and amplitude at x=0mm

Fig. 5 Characteristics of a spindle with K_z.

δ가 최소가 되는 유정압 베어링의 최적위치 x=127mm에서 K_z의 값을 50% ~ 200% 증가시키면 Fig. 5-(a)와 같이 δ와 $|A_1|$이 모두 서서히 감소하지만, 유정압 베어링을 전부 볼베어링에 가까이 위치하면 (x=0mm) δ는 약간 감소하고 $|A_1|$은 오히려 급격히 증가한다(Fig. 5-(b)). 이것은 전부 베어링 부위의 정강성이 커지면서 주축의 굽힘진동과 질량 M_1의 관성효과에 의해 주축선단에서의 $|A_1|$성분이 증가하기 때문이다. 그러나 K_a 부근의 강성이 증가하면서 $|A_1|$이 계속 커지는 것이 아니고 K_a, M_1의 크기와 주축의 강성 비율에 따라 $|A_1|$의 한계치가 결정된다.

유정압베어링의 설계를 감쇠능력 위주로 설계하여 극단적으로 K_z=0 이라 가정하면, Fig. 6과 같이 주축선단의 강성은 변화가 없으며 1차 고유진동수의 진폭은 x의 증가에 따라 급격히 커져서 x=52mm 부근에서 최대가 되고 다시 감소해서 x=127mm 부근에서 최소상태가 된다. 또한 C_z가 후부 볼베어링에 접근할수록 다시 크게 증가한다. 결국 C_z의 설치 위치에 따라 $|A_1|$은 크게 증감되므로 설치 위치에 주의를 해야 한다. K_z의 이동 때와 비교해 보면 C_z만의 이동이 $|A_1|$을 감소시키는 데 효과가 큰 것을 알 수 있다.

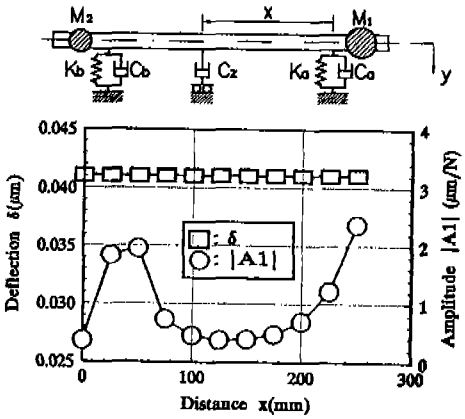


Fig. 6 Characteristics of a spindle with the position of C_z.

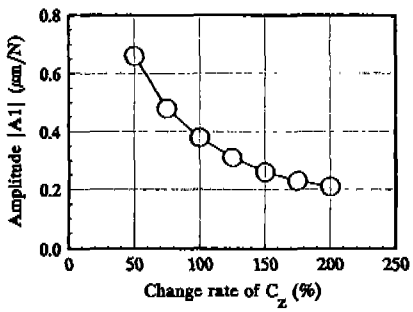


Fig. 7 Characteristics of a spindle with C_z at x=127mm.

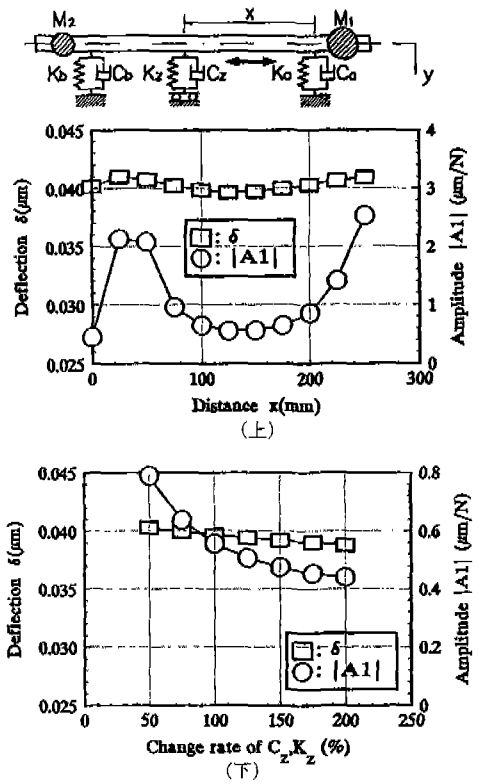


Fig. 8 Characteristics of a spindle with the position of K_z and C_z.

또한 C_z의 값을 x=127mm 위치에서 증가시키면, Fig. 7에서와 같이 $|A_1|$이 급격히 감소해서 주축선단의 진동이 매우 작아진다. 위의 결과로부터 C_z를 되도록 크게하고 K_z를 작게하면 $|A_1|$을 최소화시킬 수 있다. 이때 주축의 정강성은 다소 저하하지만 동강성이 우수해지므로 가공물의 표면조도는 좋아진다.

그러나 일반적으로 유정압베어링은 K_z와 C_z의 성분이 임의의 비율로 존재하기 때문에 두 개의 성분이 동시에 이동하면서 주축의 정, 동특성에 영향을 준다.

Fig. 8에서 보는 바와 같이 전체적인 곡선의 형태는 주축의 정적 변형 δ가 주로 K_z에 의해 영향을 받고, 주축의 동적 변형 $|A_1|$은 C_z에 영향을 받는 것으로 나타났다. 또한 $|A_1|$의 크기가 Fig. 6에 비해 큰 것으로 보아 K_z가 작을수록 주축에서의 진동감쇠 효과가 큰 것을 알 수 있으며, 주축의 정, 동특성을 극대화할 수 있는 최적의 유정압베어링 위치가 전후부 볼베어링사이에 존재함을 알 수 있다.

이러한 복합배열 베어링 시스템을 갖는 주축이 연삭기용 주축으로 사용될 경우 연삭숫돌의 불균일 진동과 풀리 및 벨트에 의한 진동에 어떤 효과를 나타내는지 알아보기 위해 연삭숫돌 부위에서의 전달함수를 Fig. 9, Fig. 10에 나타내었다.

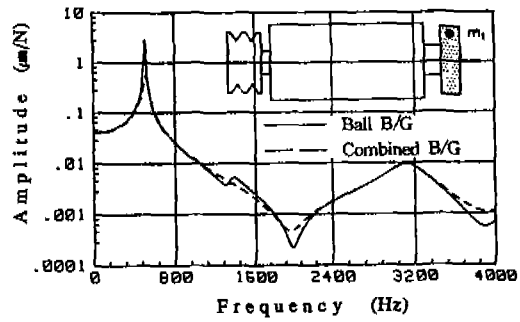


Fig. 9 Transfer function of a grinding wheel (excited by the grinding wheel unbalance).

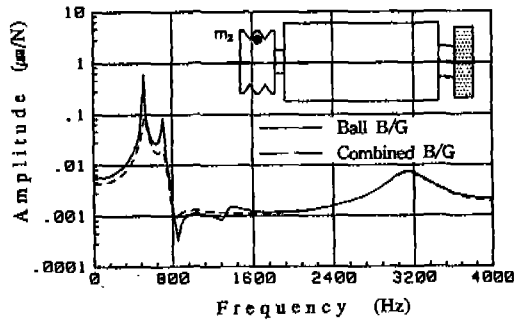


Fig.10 Transfer function of a grinding wheel (excited by the pulley and belt unbalance).

연삭숫돌의 불균일에 대한 감쇠효과는 1차 고유진동수에서 가장 크고 저 주파수대 0~180 H_z 사이에서 평균감쇠효과가 4% 정도된다(Fig. 9). 풀리 및 벨트로 인한 진동의 감쇠효과는 1차, 2차 고유진동수에서 가장 크고 저 주파수대에서 평균감쇠효과는 23% 정도가 된다.

4. 진동모우드를 이용한 고감쇠 유정압베어링의 최적 위치결정

유정압베어링의 최적위치를 결정하기 위하여 Fig. 8과 같이 x의 위치에 따라 반복계산을 진행할 수 있으나 복잡

한 주축모델의 입력과 변경, 그리고 정적, 동적 계산량의 증대로 인해서 좀 더 신속하고 신뢰성이 유지되는 계산방법이 필요하다.

본 논문에서는 주축의 진동모우드와 주축선단의 전달함수를 이용하여 신속하게 고감쇠 유정압베어링의 최적위치를 결정하는 방법을 제시한다. C_z에 의한 감쇠특성을 최대로 하기 위해서는 $C_z \cdot \dot{y}$의 크기가 가장 큰 곳에 설치해야 하므로 주축의 진동모우드에서 변위변화가 가장 큰 위치에 감쇠베어링을 설치하되, 고유진동수는 여러개이므로 어느 고유진동수가 주축선단에 가장 큰 영향을 미치는 지 주축선단부의 전달함수를 검토해서 진동진폭이 가장 큰 고유진동수를 선택한 후 해당 진동모우드에 의해 감쇠베어링을 설치한다. 주축의 회전영역은 일반적으로 저 주파수 영역이므로 주로 1차 고유진동수의 영향을 가장 많이 받는다.

대상 주축 시스템의 연삭숫돌 부위에 대한 전달함수는 Fig. 9와 같으며 1차 고유진동수가 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타나고 있다. 그러므로 1차 진동모우드에서 설치 가능한 곳으로 $\dot{y}$가 가장 큰 위치를 찾으면 된다[6]. 계산에 의하면 전후 볼베어링 사이의 꼭지점에 해당하는 x=127mm가 최적 위치로 확인되어 Fig. 8에 보인 반복법에 의한 최적 위치와 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다 (Fig. 11).

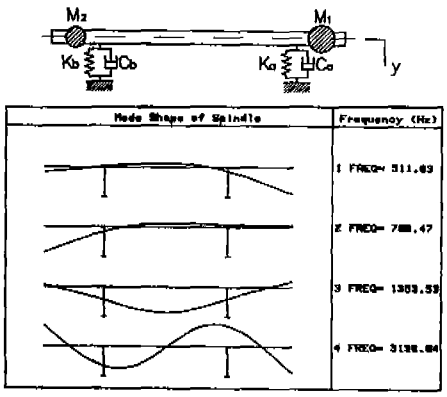


Fig. 11 Mode shape of a ball bearing spindle system.

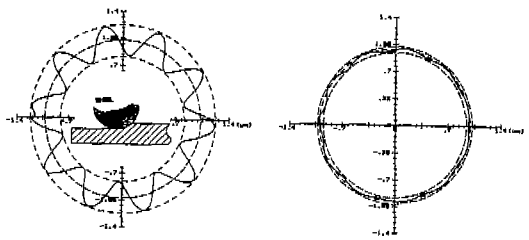
5. 연삭가공에서 복합배열 시스템의 효과

현재 공작기계가 고기능화되면서 동일 기계에서 절삭과 연삭가공이 가능한 공작기계의 연구가 활발히 진행되고 있다. 이는 주축의 정강성이 회전수에 관계없이 우수하고 감쇠능력이 뛰어난 베어링시스템을 요구한다.

본 연구의 대상인 복합배열 시스템은 이런 용도에 매우 적합해서 경합금 가공 등 고속절삭이 필요한 경우 유정압베어링의 공급압력을 0 bar로 하여 고속회전이 가능하도록 하고, 정밀연삭, 단속절삭 등에는 주축의 감쇠능력을 증대시키기 위하여 유정압베어링의 공급압력을 증가시킬 수 있다. 그래서 정밀연삭기의 주축에 이 시스템을 적용하면 큰 감쇠효과를 볼 수 있으리라 생각되고, 기존의 주축 시스템에도 유정압베어링의 폭을 작게해서 추가로 설치를 할 수 있다.

정밀연삭기와 복합가공기에서의 연삭가공은 일반적으로 연삭깊이가 작고, 상용 연삭조건을 사용하기 때문에 격심한 연삭력 변동은 발생하지 않지만, 연삭가공의 특성 때문에 작은 진동이 지속적으로 주축에 전달되어 주축이 미소 진동을 계속하게 된다. 복합배열의 감쇠효과는 이러한 미소 진동에도 큰 효과가 있지만 미소 변화량을 통해 감쇠효과를 평가하기에는 어려움이 있으므로, 보다 큰 진동의 감쇠가 요구되는 연삭 개시점에서 연삭력변동(Ramp형태)에 의한 연삭숫돌의 진동을 연삭가공 시뮬레이션에 의해 평가하였다.

연삭조건은 연삭숫돌지름 350mm, 연삭깊이 50㎛, 연삭속도 20m/sec, 연삭하중 25N으로 하였다. 연삭가공 시뮬레이션은 주축의 진동시스템을 근간으로 해서 연삭력의 변동을 가진력으로 해 연삭숫돌의 진동을 극좌표로 표시하는 것으로 이루어졌다.



a) without a combined bearing arrangement system b) with a combined bearing arrangement system

Fig. 12 Rotational accuracy of spindle systems.

Fig. 12에서 보는 바와 같이 복합배열을 설치한 주축은 설치하지 않은 주축에 비해 주축의 정적 변위오차가 3% 정도, 표면조도는 60% 정도 개선되는 것을 예측할 수 있었다.

6. 결 론

복합배열 시스템의 이론적 검증을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 복합배열 시스템은 주축의 진동을 감소시키는데 큰 효과가 있으며 유정압베어링의 감쇠계수 C_z가 커질수록, 정강성 K_z가 작을수록 감쇠효과는 더욱 우수해진다.

2) 유정압베어링의 설치 위치에 따라 주축의 정특성과 동특성은 크게 변화하며 전, 후부 볼베어링 사이에 정, 동특성을 최대로 하는 최적위치가 존재한다.

3) 주축의 정, 동특성을 최대로 하는 유정압베어링의 최적 설치 위치는 주축의 진동모우드와 주축선단의 전달함수를 이용해 신속하게 결정할 수 있다.

4) 연삭가공 시뮬레이션 결과, 복합배열 주축은 볼베어링 주축에 비해 정적변위 오차 3%, 표면 조도 60%의 개선효과가 있다.

참 고 문 헌

1. L. Ophey, "Daempfungs und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schraegkugellager," Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr.138, 1985.
2. G. Spur, A. Kirchheim and C.H. Lee, "Berechnung von Spindel-Lager-Systemen," ZWF, 85, 1, pp.55-59, 1990.
3. 日本機械振興協會 技術研究所, "加工技術データファイル," 5, 1981.
4. NSK, "Precision Rolling Bearings for Machine Tool Spindles", Pr. No. A124, 1989.
5. 日本機械學會, "すべり軸受の靜特性および動特性資料集," 日本工業出版, 1984.
6. D.J. Ewins, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press LTD, 1984.
7. Lewinschal, L., Bearing systems for high performance machine tools", SKF Sweden, 1990.
8. 青山藤詞郎, "靜壓軸受", 工業調査會, 1990.
9. 星鐵太郎, "機械加工の 振動解析", 工業調査會, 1993.
10. Klyk, M., "Hochgeschwindigkeitsschleifen mit CBN", Vulkan-Verlag, 1993.
11. 日本能率協會, "95工作機械關連技術者會議", 1995.
12. Rao, S.S., "Mechanical Vibrations", Addison Wesley, 1986.