

연삭기용 유정압 주축의 복합배열에 관한 연구

이찬홍*, 이후상*

* 한국기계연구원 공작기계그룹

1. 서론

최근에 상품의 국제경쟁력 강화를 위해서 생산공정 시간의 단축과 전문 기능인력의 부족에 대응하는 중소로트의 다품종 생산 합리화가 기계 제조업 전체에 확산되어 가고 있다. 여기서 중요한 3대 요소 개발은 기계가공기술, 품질관리기술, 그리고 가공시스템의 고품위 및 고효율화 기술을 꼽을 수 있다. 이중에 가공시스템의 고효율화는 기본적으로 사용자의 능력에 따라 설비를 효율적으로 운용하느냐에 따라 큰 차이가 있지만, 기능에 따른 사용성 그리고 가공시스템의 가격 대 정밀도에 의해 큰 영향을 받는다. 그래서 공작기계 제조업체에서는 사용자가 요구하는 정밀도에 대해서 최소의 가격으로 공급할 수 있도록 여러가지 요소부품에 대한 기술개발에 주력하고 있다. 그러나 연삭기는 타 공작기계와는 달리고정밀 가공을 실현한다 하여 관련되는 핵심부품을 주변 부품과의 정밀도 및 강성의 평형을 이루지 않고, 필요 이상으로 과도한 강성이나 감쇠특성을 부여하는 경우가 많아 연삭기의 생산단가를 오히려 상승시키는 경향이 있다.

본 연구에서는 연삭기용 유정압 주축의 일반적인 형태인 전부, 후부 유정압 베어링의 장착구조 대신에 기존의 정,동특성을 유지하면서 저가의 전부 유정압베어링과 후부 Angular Contact Ball Bearing의 복합배열 구조를 제시하고 이때의 정적, 동적 성능을 이론적으로 비교, 평가하였다.

2. 주축베어링의 복합배열 구성요소

연삭기용 유정압주축은 일반적으로 Fig.1에서 나타내듯이 전·후부에 유정압 저이널 베어링을 장착하고, 중간에 트러스트 베어링을 삽입하는 구조로 되어 있으며, 축은 V벨트에 의해 구동되도록 하였다. 이 구조에서 3개의 유정압베어링은 고정밀의 형상정도와 치수정도를

요구하기 때문에 가공비가 일반 공작기계 볼베어링의 구매가격보다 여러배 비싼 실정이고, 생산면에 있어서도 가공공정이 길어져 생산합리화의 대상이 될 수 있다. 그리고 일반 주축의 경우 연삭점에서의 정,동적 치짐은 주로 전부베어링의 강성이나 주축자체의 굽힘에 의해서 영향을 받게 되므로 영향력이 적은 후부베어링의 볼베어링화를 고려할 수 있다. 볼베어링에 따른 장점으로는 우선 저가의 구매단가이고, 후부베어링의 레디얼 강성을 훨씬 더 증가 시킬수 있어 벨트 장력으로 인한 치짐이 적어지고, 또한 트러스트 방향의 강성을 동시에 만족 시킬 수 있어 유정압 트러스트 베어링이 필요 없으며, 열발생면에서도 유정압 베어링 보다 유리하다. 다만 감쇠성이 작아져서 연삭점에 미치는 영향은 평가해 볼 필요가 있다.

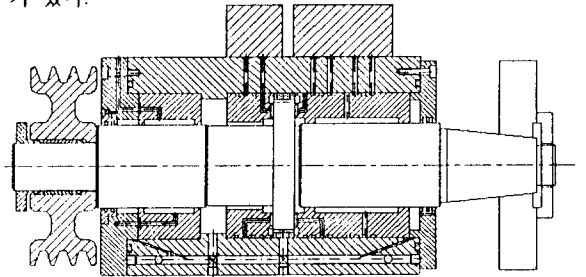


Fig. 1 : Spindle Assembly with Hydrostatic Bearings

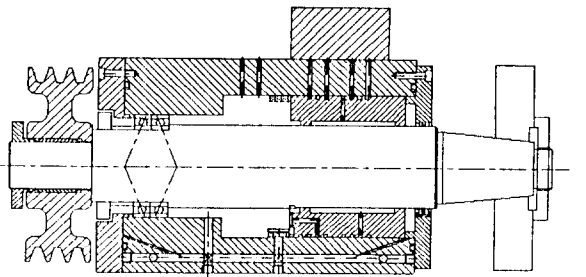


Fig. 2 : Spindle Assembly with Combined Arrangement

3. 복합베어링로 인한 주축의 정,동적 특성 변화

기존 유정압 주축은 간단히 모델링 해서 Fig.1의 전·후부 베어링을 강성계수 K와 감쇠계수 C로 나타내고 주축을 동일 지름의 Beam으로 표시할 수 있다. 그리고 연삭 슛돌을 질량 m_1 으로, 폴리의 질량을 m_2 로 표시한다.

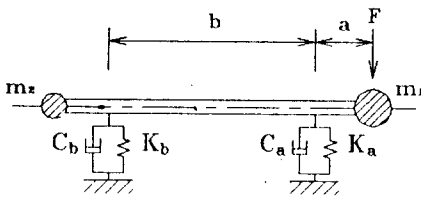


Fig.3 : Modelling of Spindle with Hydrostatic Bearings

수학적으로 볼때 복합베어링은 단지 후부베어링의 K와 C를 변화 시키는 것으로 주축 자체의 굽힘에는 영향을 주지 않으므로 주축을 굽힘이 없는 강체로 가정하고, 후부베어링의 고유특성이 주축의 정강성에 어느정도 영향을 미치는지를 관찰하도록 한다. 주축 선단에서의 처짐을 y라고 하면 베어링의 위치와의 관계식은 식(1)과 같이 나타낼 수 있고, 만약 K_a 와 K_b 가 같고 a와 b가 같을 경우, 전부베어링으로 인한 처짐은 후부베어링으로 인한 처짐보다 4배가 됨을 알 수 있다.

$$K_a \text{ 로 인한 주축선단의 처짐 : } y_a = \frac{F}{b^2} \left(\frac{(a+b)^2}{K_a} \right)$$

$$K_b \text{ 로 인한 주축선단의 처짐 : } y_b = \frac{F}{b^2} \left(\frac{a^2}{K_b} \right)$$

$$K_a, K_b \text{ 로 인한 주축선단의 처짐 : } y = \frac{F}{b^2} \left[\frac{a^2}{K_b} + \frac{(a+b)^2}{K_a} \right] \dots (1)$$

즉 K_b 는 K_a 보다 y에 기여하는 몫이 25%밖에 되지 않는다. 그래서 같은 정도의 강성을 전부베어링에 각각 보강을 할 경우, 전부베어링에서는 후부에 비해 4배 정도의 개선 효과를 낸다.

복합베어링로 인한 동적 특성 변화를 관찰 할 때는 정적일 때와는 달리 주축을 강체로 가정할 수 없는데, 그 이유는 동적 특성에 큰 영향을 주는 감쇠력이 주축의 굽힘과 전후부 베어링에서의 변위에 따라 크게 변하기 때문이다. 그래서 주축계의 진동모우드를 계산해 내고, 이 중에서 주축 선단에 가장 큰 영향을 주는 모우드를 선택해서 전후부 베어링의 감쇠력이 연삭스�돌로부터 들어오는 외력을 어느정도 감쇠시키느냐 하는 각각의 기여율을

파악할 수 있다.

Fig.1 과 Fig.2에 나타난 실제 유정압 주축을 이용하여 정,동적 특성 변화를 다음과 같이 분석하였다.

Table : Parameters of Hydrostatic Spindles

	Spindle of Fig. 1	Spindle of Fig. 2
a	140 mm	
b	180 mm	
m_1	11 kg	
m_2	6.5 kg	
K_a	3.56×10^8 N/m	
C_a	120000 N · s / m	
K_b	1.71×10^8 N/m	3.61×10^8 N/m
C_b	80000 N · s / m	6000 N · s / m

주축의 정적 해석을 위해 FEM에 테이블의 계수를 입력시켰다. Fig.2의 경우는 후부베어링이 O - Type의 Angular Contact Ball Bearing로서 유정압 베어링에 비해서 강성이 2배이상 상승하였음을 알 수 있다. 이와 같은 복합베어링로 인한 연삭스�돌의 위치에서 주축의 처짐은 1N의 외력에 대해서 $0.071 \mu\text{m}$ 에서 $0.015 \mu\text{m}$ 로 감소해서 12% 정도의 강성개선이 이루어졌다 (Fig.4).

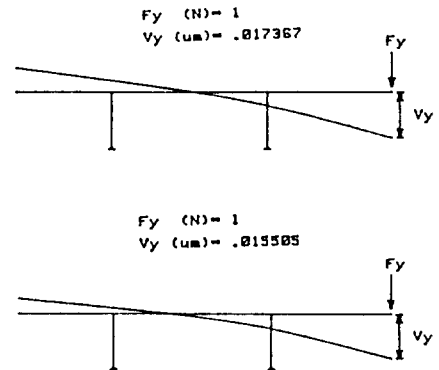


Fig. 4 : Static Deflection of Spindles

주축의 동적 해석결과로서 Fig. 5에 기존 주축의 진동모우드를 나타냈고, Fig. 6에 복합베어링로 인한 진동모우드의 결과를 나타내었다. 우선 주축선단에서의 전달함수를 확인한 결과 1차 진동모우드가 주축선단의 변위에 가장 큰 영향을 미치는 동적 기동임을 확인하였다. 여기서 전부 유정압베어링의 강성은 후부보다 2배정도 크기 때문에 Fig. 5의 1차 모우드에서 보듯이 전부베어링쪽의 변위가 후부보다 작다. 그래서 베어링의 강성변화는 없

이 같은 양의 감쇠계수를 첨가시킬 수 있다면 후부베어링 쪽이 연삭숫돌에서의 외력 가진력을 감소시키는데 효과가 있다 하겠다. 그러나 복합베어링을 채용하는 경우, 베어링의 강성이 2배이상 커지는데 반해서 감쇠계수는 13배정도 감소해서 주축계 전체에 어떤 영향을 미치게 될지 자세한 분석이 필요하다.

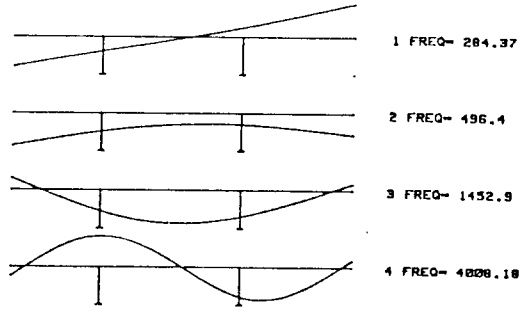


Fig. 5 : Mode Shape of Spindle with Hydrostatic Bearings

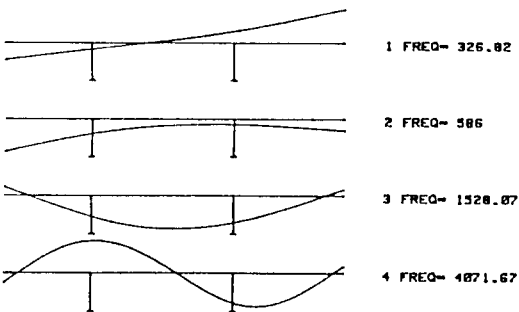


Fig. 6 : Mode Shape of Spindle with Combined Arrangement

복합베어링으로 인한 동적 효과는 Fig. 6의 1차 모드에 잘 나타나 있는데 후부베어링의 강성이 증가하면서 1차 고유진동수가 431Hz(15%)가 상승하였고, 진동모우드에서 전부베어링 위치에서의 변위가 후부보다 커서 주축계의 감쇠능력이 전부베어링의 감쇠계수 영향을 많이 받을 것으로 예상된다. 그래서 후부베어링의 감쇠계수가 작아진 것을 되도록 전부 베어링에서 보충하기 위해서는 후부베어링의 강성을 더욱 크게 하면 유리하다. 결과적으로 기존주축의 전체 감쇠비 0.33에서 복합베어링으로 인한 감쇠비 0.2로 변화해 시스템 전체의 감쇠능력은 1차 고유진동수에서 39% 정도 감소했다. 이와 같이 시스템 감쇠의 저하는 단지 후부베어링의 감쇠계수 감소에 의해서만 생겨난 것이 아니고 시스템의 고유진동수가 상승하면서 시스템 감쇠가 24% 저하되는 현상이 생겨 나온 결과로서 실제적으로 후부베어링의 감쇠변화로 생긴 시스템 감쇠 저하

는 15% 정도가 된다.

복합베어링으로 인한 정,동적 특성변화를 정리해 보면 Table 2와 같고, 이 결과로부터 연삭기용 주축에 복합베어링을

Table 2 : Static and dynamic Characteristics of Spindle Systems

		일반 유정압 주축	복합 베어링의 주축
정적특성	y (μm/N)	0.017	0.015 (12%감소)
	f ₁ (Hz)	284	327 (15%증가)
동적특성	ξ	0.33	0.2 (39%감소)

채용했을 경우 정적인 면에서는 연삭점에서의 치집이 작아 가공물의 형상정도를 유지하는데 유리하게 작용하고, 동적인 면에서는 외력에 민감하게 대응하는 1차 고유진동수를 상승시키므로써 외부가진력에 둔감한 동적 강성을 증대시킨다. 그러나 감쇠성이 약화되서 연삭가공시 유입되는 외력의 감쇠능력에는 불리할 것으로 나타났다. 이와 같이 동적인 면에서 단점이 존재하기는 하나 연삭기의 중요한 가공능력인 형상정도와 표면조도를 균형있게 만족해야 하는 의미에서 어느정도의 범위내에서 감쇠능력의 저하는 크게 문제되지 않는다. 그리고 최근에 고능률의 연삭기 제조추세에 따라 강력한 주축시스템을 요구하고 있고, 필요 이상의 표면조도를 요구하지 않기 때문에 복합베어링의 필요성은 증대되어 가고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 연삭기용 유정압 주축의 후부 베어링으로 Ball Bearing를 채택하여 복합베어링을 구성하였고, 이에 따른 정적, 동적 특성 변화를 검토하고 적용성에 대해서 서술하였다.

- 1) 복합베어링으로 인해 가공물의 형상정도를 높일 수 있는 정적 치집 개선이 12%가 있었다.
- 2) 동적 특성 개선으로서 1차 고유진동수가 15% 증가되었다.
- 3) 복합베어링으로 인해 1차 고유진동수에서의 감쇠비가 39% 감소하였다.
- 4) 복합베어링은 후부베어링쪽에서 열발생이 감소되어 열특성에 유리하다.
- 5) 복합베어링에 의한 주축구조는 고강성 구조로서 고능률 연삭기에 적합하다.

참 고 문 헌

- 1) Weck, 1991, "Werkzeug maschinen II", VDI - Verlag.
- 2) 이후상, 이찬홍, 박천홍, 1992, "연삭기용 유정압 베어링 주축의 최적화에 관한 연구", 대한기계학회, '92 춘계 학술대회, pp.329 ~ 334.
- 3) 中澤 弘, 1988, "工作機械の最先端技術", 工業調査會.