

# 고속 회전시 베어링 강성강하를 고려한 주축 유니트의 최적화

이찬홍\*

(논문접수일 2010. 10. 08, 심사완료일 2010. 11. 08)

## Optimization of Spindle Units Considering the Decrease of Bearing Stiffness at High Speed Revolution

Chan Hong Lee\*

### Abstract

Radial stiffness of angular contact ball bearings are decreased remarkably at high speed revolution, because the inner and outer ball contact angle with races are changed under the ball centrifugal forces at high speed. In the past, the optimizations of spindle units were done under the assumption of unchanged bearing stiffness for the whole speed range. But the bearing stiffness is changed and the dimension of optimum spindle is also changed with speed. In the design phase, only one model of many optimum spindle models with speed should be selected. As optimization criterion, the area of transfer function at spindle nose is proposed to estimate simply and accurately improvement of dynamic characteristics in spindle units. Finally, according to many analyses of diverse spindle models with decreased bearing stiffness, the spindle with shorter bearing span is better than longer bearing span from the viewpoint of dynamic characteristics.

**Key Words** : Spindle optimization(주축 최적화), High speed spindle(고속 주축), Bearing stiffness decrease(베어링 강성 감소), Dynamic criterion(동적 평가지표), Spindle transfer function(주축 전달함수)

## 1. 서론

고속 가공기의 주축은 고속 회전에도 공구의 절삭점을 진동 없이 동일하게 유지하는 것이 중요하다. 이를 위해서 주축 부품은 정밀 연삭가공을 해서 불균형의 레벨을 낮추는 것

이 중요하고, 또한 주축 구조물의 강성을 가능한 한 높게 유지해서 고속 회전시 유연축 진동현상이나 절삭력에 의한 축공진문제가 없도록 해야 한다. 일반적으로 주축의 강성을 높이기 위해서 고속 주축에는 발열이 적고, 반경방향과 축방향 강성이 큰 세라믹 앵글러 콘택트 볼 베어링을 사용하고, 베

\* 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실 (chlee@kimm.re.kr)  
주소: 305-343 대전광역시 유성구 장동 171

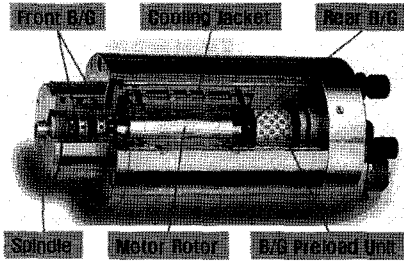


Fig. 1 High speed spindle system with preload unit

어링의 강성은 제조사로부터 제공받아서, 주축의 정적 처짐과 고유진동수 그리고 전달 함수를 예측하는 등 주축 해석과 주축 양산을 위한 최적화 과정을 거치게 된다.

그런데 주축의 회전수가 저속일 때는 고려치 않았던 주축의 고속 회전시 지지 베어링의 강성 강하현상이, 회전수 5만 rpm급 주축의 상용화와 함께 주축 최적화를 위한 검토 자료로서 관심의 대상이 되고 있다<sup>(1)</sup>. 이러한 현상 때문에 저속 회전수에서 주축 강성과 고유진동수는 고속 회전수에서의 특성과 차이가 많음을 예상할 수 있다. 따라서 고속 주축의 최적화는 저속과 고속 회전영역에서 절충된 정동적 특성을 목표로 하고, 하나의 주축 형상으로 저속과 고속 영역을 모두 만족시키는 방향으로 최적화가 수행된다. Fig. 1에는 후단에 예압장치를 갖는 일반 고속 주축의 단면 형상을 나타냈다<sup>(2)</sup>.

본 연구에서는 고속 회전시 앵글러 콘택트 볼 베어링의 접촉각 변화에 따른 베어링 반경방향 강성과 감쇠계수 강하를 보강하기 위해서, 우선 고속 주축의 고강성화를 위한 설계변수를 추출하고, 동적 평가지표로 고유진동수와 공진 피크(Peak)같은 복수 평가지표를 검토하는 대신에 전달함수의 면적을 이용한 단일 평가목표를 제안해서 외부 가진력에 강한 주축 구조물이 되는 최적화 방법론을 제안하였다.

## 2. 고속 회전시 주축 베어링의 강성 강하

고속 주축은 공작기계의 독립된 유닛으로서 간결성과 일체화된 구동원을 위해서 주축 내에 모터를 장착하고, 공구의 착탈을 위해서 주축 후미에 유압장치가 설치된 구조를 하고 있다. 주축 구조를 간단히 강성과 질량의 관점에서 설명하면, Fig. 2에 나타난 바와 같이 탄성체인 주축 빔과 전후 베어링의 스프링 강성, 그리고 중앙의 내장 모터와 후미 유압장치의 질량으로 설명할 수 있다. 그리고  $F_a$ 는 축방향으로

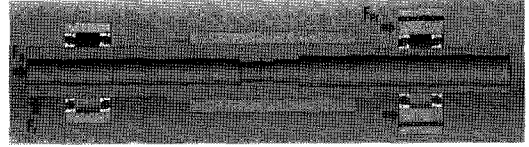


Fig. 2 High speed spindle system with angular contact ball bearings

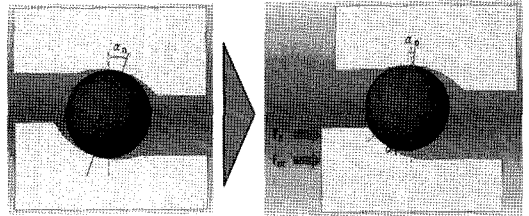


Fig. 3 Change of ball contact angle at high speed

작용하는 힘,  $F_r$ 는 반경방향을 작용하는 힘,  $F_{pr}$ 은 베어링 예압력 이다.

주축에 설치된 고속 앵글러 콘택트 볼 베어링은 회전수가 증가하면서, 초기에 주어진 베어링 접촉각  $\alpha_n$ 에서 베어링 내륜과 외륜의 볼 접촉각  $\alpha_i, \alpha_o$ 가 반대 방향으로 변화한다. 즉 주축 회전수가 3~4만 rpm 정도가 되면 외륜 볼 접촉각은 거의 0에 가까이 근접하고, 내륜 볼 접촉각은 초기 접촉각보다 50%쯤 증가한다<sup>(1)</sup>. 그래서 Fig. 3에 보이는 바와 같이 주축을 지지하는 볼 접촉이 볼 중심을 기준으로 지지력을 직선으로 전달하는 일직선이 아니고 지지력이 감소하는 꺾은 선의 형태를 나타낸다. 여기서  $F_a$ 와  $F_{pr}$ 은 Fig. 2에 표기한 축력 및 베어링 예압력과 동일하다.

볼 베어링에서 볼과 내외륜의 접촉은 Hertz 접촉 강성식에 의해서 식(1)과 같이 표현할 수 있다<sup>(1)</sup>. 내외륜에서 접촉은 2군데에서 이루어지므로 베어링에서의 총합 강성은 내륜과 외륜 접촉강성이 직렬로 연결된 것으로 생각하여 계산할 수 있다. 참고문헌<sup>(3)</sup>에서 나타난 바와 같이 내외륜 접촉각이 회전수에 따라서 변화하면 반경방향의 강성은 점차 감소하게 된다.

$$k = 1.5K \cdot \delta^{0.5} \tag{1}$$

- k: 볼과 내/외륜과 접촉강성,
- $\delta$ : 단일 볼의 내/외륜 접촉하중
- K: 베어링 재료와 형상에 따른 파라미터

Fig. 4에 주축 회전수에 따른 앵귤러 콘택트 볼 베어링의 반경 및 축방향 강성변화를 나타내었다. 강철 볼 베어링의 강성 강하는 볼의 지름이 클수록 크게 나타나 6000 rpm에서 이미 강성 강하가 시작되었고, 2만 rpm에서는 초기 강성의 1/3 정도 강성으로 감소하였다. 질량이 작은 세라믹 볼 베어링의 경우는 강성 강하의 시작 회전수가 14,000 rpm 으로서 약 3만 rpm에서는 초기 강성의 1/2 정도 강성이 된다<sup>(3)</sup>.

회전수 증가는 베어링의 강성 감소뿐만 아니라, 감쇠계수의 감소로 연결된다. 베어링의 감쇠계수는 볼과 내외륜의 접촉시 매개되는 윤활유에 의해서 생겨나는 것이므로 강성 감소 메커니즘과 동일하게 접촉각의 변화에 따라 베어링 감쇠 계수도 동일한 비율로 감소하게 된다.

### 3. 베어링 강성변화 고속 주축의 최적화 방법론

일반적인 고속 주축의 최적화인 경우, 베어링의 강성변화는 전 회전범위에서 없는 것으로 가정하기 때문에, 주축 범의 굽힘과 전후부 베어링 강성/감쇠, 그리고 내장형 모터와 유압장치의 질량안배를 입력 파라미터로 하여 정적 처짐과 고유진동수, 공진진폭 등의 분석결과 조합에 의한 목적함수 구성으로 최적화를 실행한다. 여기서 입력 파라미터는 전 회전수에 대해서 변화가 없는 것으로 가정하였으므로, 최적화 결과도 전 회전수 범위에서 타당하고 최상의 결과라고 할 수 있다.

그러나 주축 베어링의 강성이 회전수의 증가에 따라 감소한다면 주축 시스템의 최적화 문제는 상기와는 다른 방향으로 진행된다. 결론적으로 최적화된 주축 형태는 한 개만 존재하므로, 이 주축 모델의 특성은 전 회전 범위에서 최상의 특성은 나타내지는 못하지만, 전 범위에서 절충된 좋은 결과가 되어야 한다. 고속 주축의 최적화 설계변수는 주축의 내

외경, 베어링 Span, 베어링 강성, 주축의 부가질량 안배 등 여러 가지 있을 수 있지만, 실제 양산 주축 시스템의 크기를 최소화 하고 베어링에서 열발생을 작게 하기 위해서 가능한 한 최소 베어링 지름을 선호하고, 공구 착탈용 Shank의 크기에 따라 전부 베어링의 최소 지름이 연속적으로 선택되기 때문에 주축의 외경은 증가시키지 않고 최소한으로 유지시키는 경향이 있다. 주축에 설치되는 부가질량인 모터와 유압 장치도 계획된 최대 주축 회전수와 공구 가공능력에 따라서 결정되기 때문에 설계 초기에 선택된다. 그래서 남게 되는 설계변수는 주축의 전후부 베어링간 Span과 베어링 강성 이다.

고속 주축의 최적화 과정을 좀 더 빠르게 하기 위해서 설계변수가 주축의 정동적 특성에 미치는 민감도를 파악해서 주요 영향인자만을 이용한 최적화 과정을 실행하도록 한다. Table 1에 간략화된 2단 지지 베어링과 공구척, 내장형 모터, 유압장치를 질점질량으로 표시한 고속 주축의 기본 설계 변수를 나타내었다. 고속 주축은 주로 고속 회전영역에서 작동하므로 정적 처짐은 관심의 대상이 아니고, 다만 주축 구조물 전체의 강성 레벨을 판단하는데 사용할 뿐이다.

따라서 고속 주축의 특성분석은 정적 처짐 보다는 동적 모드를 중심으로 진행한다. 주축의 진동모드는 1, 2, 3차가 주된 형태로서, 대부분의 주축에서는 이 3개의 모드가 베어링의 위치와 주축 범의 형태, 주축 범에 부착된 부품의 질량 안배에 따라서 순서가 바뀌어 나타난다. 선단, 중앙, 후미에 추가 질량이 고려되지 않은 주축 범만의 모드를 Fig. 5로 설

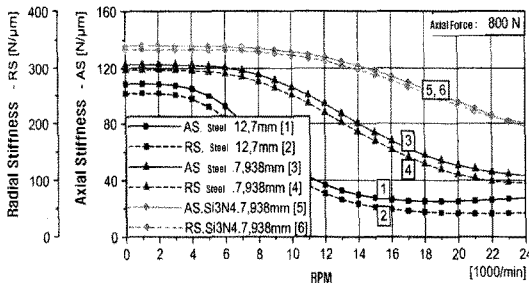


Fig. 4 Radial and axial stiffness of angular contact ball bearing with RPM

Table 1 Simple specification of high speed spindle

Spindle Length	0.3 m
Outer/Inner Diameter	0.04 / 0.02 m
Bearing Position, P <sub>1</sub> / P <sub>2</sub>	0.1 / 0.23 m
Bearing Stiffness, K <sub>1</sub> / K <sub>2</sub>	273 / 163 N/μm
Bearing Damping, C <sub>1</sub> / C <sub>2</sub>	3000 / 3000 Ns/m
Optional Front Mass / Position	1 kg / 0 m
Optional Middle Mass / Position	2.3 kg / 0.165 m
Optional Rear Mass / Position	10 kg / 0.3 m
Spindle E-Modulus	2.1 E+11 N/m <sup>2</sup>
Spindle Density	7850 kg/m <sup>3</sup>

명하면, 1차 모드는 주축 선단부의 처짐이 특징이고, 2차 모드는 주축 후미의 처짐이 특징, 3차 모드는 주축 빔의 굽힘 형태가 특징으로 볼 수 있다. 주축 빔에 질량 안배로 인한 기초 동적 특성 변화를 살펴보도록 한다.

Fig. 6(a)와 같이 주축에 공구척을 대신하여 추가 질량 1kg을 부여하면 전단부에 처짐이 많은 Fig. 5중 1차 모드가 특별히 고유진동수가 낮아지고, 2차와 3차 모드는 약간 고유진동수가 낮아지는 경향을 보인다. 내장형 모터를 위해서 Fig. 6(b)와 같이 2.3 kg을 주축 빔 중앙에 부여하면 3차 모드의 고유진동수가 특히 낮아지고, 유압장치를 위해서 Fig. 6(c)와 같이 후미에 10 kg을 부여하면 2차 모드의 고유진동수가 특히 낮아진다. 이렇게 해당 고유진동수가 낮아지면 초기 진동 모드의 순서가 달라진다. 이중에서 특히 주축에 해가 되는 진동모드는 주축 선단에 처짐이 일어나는 모드로서, Fig. 7에서 보는 바와 같이 전달함수에서 1차 고유진동수 진폭이 매우 크게 일어나고 2차와 3차 고유진동수에서는 진폭이 미미하게 나타난다. 그래서 이 형태의 모드가 낮은 주파수에서 발생하는 주축 구조는 바람직하지 못하다. 이러한 현

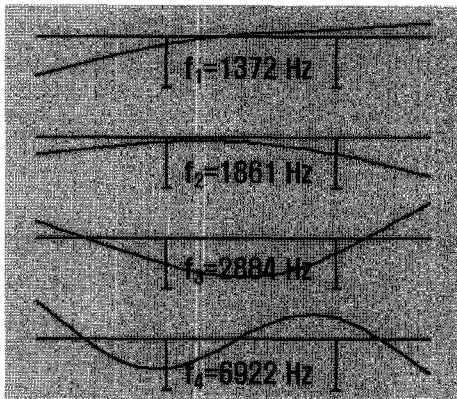


Fig. 5 Mode shapes of spindle systems

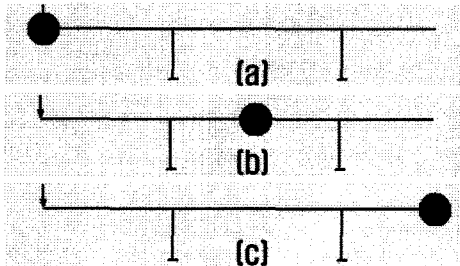


Fig. 6 Additional point mass for spindle systems

상은 선반같이 무거운 척이 장착된 주축모델에서 자주 발생된다. 이와 같은 동적 특성 변화를 고려하여 주축의 질량 안배를 적절히 해서 초기 주축 시스템의 고유진동수는 높게, 진동진폭은 작게 유리한 동적 특성을 확보하도록 노력한다.

고속 주축의 기초 동적 특성을 유리하게 확보하였으면, 주축 최적화를 위한 설계변수인 베어링 강성과 베어링 Span에 대한 영향을 살펴보도록 한다. 고속 회전으로 인한 베어링 강성 강하는 설계자의 의도에 의한 수치변화는 아니므로 엄밀한 의미에서 직접적인 설계변수는 아닐 수 있지만, 설계시 베어링 강성변동은 반드시 고려해야 하므로 간접적인 설계 변수라고 할 수 있다. 그래서 베어링 강성변동은 최대, 최소 값만을 지정해 분석해서 유리한 주축 형태를 일차로 확보하고, 다음으로 베어링 Span을 최적화해서 저속과 고속 회전 상태에서 주축의 동적 특성이 유리하게 한다.

시작 고속 주축모델로서 주축 빔에 공구척, 내장 모터, 유압장치를 질점 질량으로 부가하고 베어링 Span은 288mm인 주축 시스템을 Fig. 8(a)와 같이 초기 모델로 하였다. 그리고 이 모델을 해석하여 진동모드를 Fig. 8(b)에 나타내었다. 주축 후미에 부착되어 있는 유압장치의 10kg 질량 때문에 첫 번째 모드는 후미의 처짐이 크게 나타난 형태를 보이고 있다. 두 번째 진동모드는 내장 모터의 영향 때문에 중앙 부분에 굽힘 곡선이 보인다. 그러나 진동모드로는 주축 선단의 진동 특성을 알 수가 없으므로 전달함수로 표시해보면 Fig. 9와 같다.

전달함수 곡선에 따르면 첫 번째 고유진동수에서 큰 진동 피크가 나타나고 있는데, 이것은 주축이 가지고 있는 감쇠 능력이 주로 베어링의 감쇠에 의해서 효과를 발휘하지만, 이 진동모드는 베어링 지지부의 처짐이 거의 나타나지 않아 감쇠영향을 거의 받지 못해 피크가 커진 것이다. 두 번째와 세

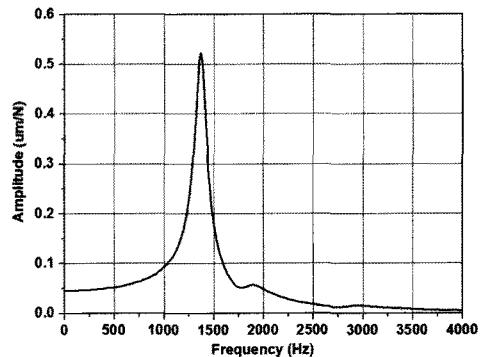


Fig. 7 Transfer function of spindle nose

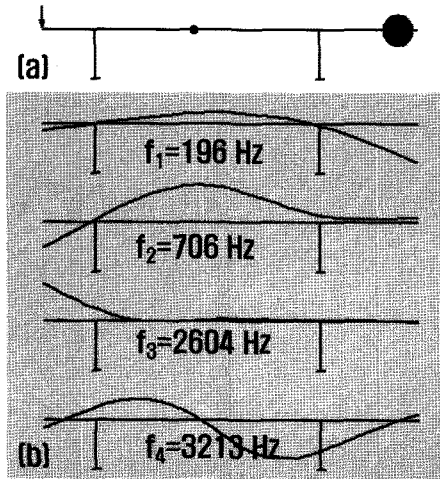


Fig. 8 Beginning model and mode shape of high speed spindle with bearing span 288mm

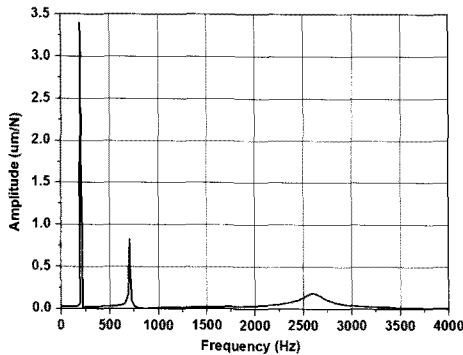


Fig. 9 Transfer function of spindle nose with bearing span 288mm

번째 모드는 지지 베어링의 처짐이 존재하므로 감쇠계수가 어느 정도 증가해서 고유진동수의 피크가 감소한 상태이다.

그러면 고속 회전에서 전후부 베어링의 강성과 감쇠가 1/3로 감소한다고 가정하고 해석을 다시 해보면 Fig. 10과 같은 전달함수가 나타난다. Table 2에는 베어링 강성과 감쇠계수를 1/3로 감소시켰을 때 Fig. 10에 나타난 전달함수의 자세한 정동적 특성을 수치로 나타내었다. 베어링의 강성과 감쇠계수를 작게 하면 주축 선단의 처짐이 증가하고, 1~3차까지 고유진동수가 감소하지만, 고유진동수에서의 피크는 크게 감소하였다.

일반적으로 정적 처짐은 크고 작음에 따라 정적 특성의 개선 여부를 확인할 수 있으나, 동적 특성은 두 개의 중요한

Table 2 Comparison of dynamic properties

	B/G Span 288mm +k+c	B/G Span 288mm +1/3k+1/3c
Static Deflection ( $\mu\text{m}/\text{N}$ )	0.0251	0.0332
f1 (Hz), Amp1 ( $\mu\text{m}/\text{N}$ )	196, 3.405	181, 0.506
f2 (Hz), Amp2 ( $\mu\text{m}/\text{N}$ )	706, 0.828	597, 0.307
f3 (Hz), Amp3 ( $\mu\text{m}/\text{N}$ )	2604, 0.184	1684, 0.346

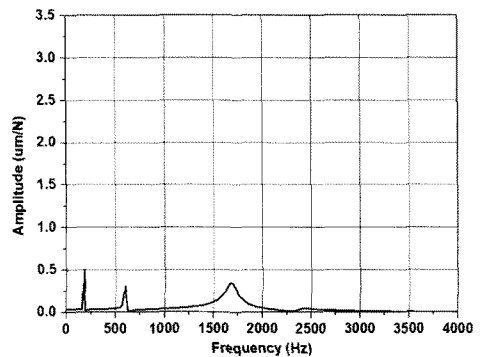


Fig. 10 Transfer function of spindle nose with bearing span 288mm, one third stiffness and damping

파라미터인 고유진동수와 공진 피크 값이 판정의 기준이므로 이 특성치의 변동을 동시에 확인해야 한다. 그러나 이 두 개의 특성치는 각각 다른 방향으로 변화하는 경향이 많으므로 개선 여부를 판정하기가 쉽지 않다. 본 주축의 설계변경에 따른 동적 특성 판정에도 동일한 문제가 발생하였으므로 다음과 같은 방법으로 동적 특성개선 여부를 판정하도록 한다.

주축 설계에서 일차 고유진동수는 가능하면 높은 것을 선호하는데, 이것은 주축에 가해지는 절삭력 같은 외력의 가진 주파수가 비교적 낮은 영역에 있기 때문에 높은 고유진동수를 갖는 주축은 가진이 잘 안돼서 진동발생이 적기 때문이다. 다음으로 전달함수상의 공진 피크는 작은 것을 선호하는데, 이것은 외력에 대한 진동진폭의 증폭비 의미를 가지므로 피크가 작을수록 외부 가진에 대한 주축의 진동 진폭이 작게 된다. 이와 같이 설계자의 동적 특성에 대한 선호 방향은 결정되어 있지만, 특성치가 서로 상반된 방향으로 변화하는 경우가 많기 때문에 상기 두 가지의 특성치를 하나로 통합시킨

수치를 만들 필요가 있다.

전달함수는 절삭력에 대한 진동변위의 주파수 비율로서, 만약 절삭력의 주파수 성분이 전 주파수에 대해 일정하다면 바로 전달함수의 면적이 진동변위에 비례하게 된다. 그러나 대부분 절삭력의 주파수 성분은 주파수가 증가하면서 성분이 작아지는 경향이 있으므로 저주파수 영역은 가중치를 크게, 고주파수 영역은 가중치를 작게 하면 실제 진동현상에 접근한다고 할 수 있다. 이러한 가중치에 대한 또 다른 의미로는 고주파수 영역의 가중치를 작게 한 것은 상기에서 서술한 고주파수 고유진동수를 선호한다는 의미도 내포하고 있다. 그리고 해석대상 주파수 범위는, 주축의 최대 회전수가 5만 rpm이라면 주파수로 계산해 830 Hz 정도이므로 2선 밀링 공구라 생각해서 가진 주파수가 2배로 증가하므로, 최대 2000 Hz까지 고려하도록 한다. 전달함수의 가중치는 0 Hz에서 1이고 2000 Hz에서 가중치는 0으로 하는 경사 직선 비례식을 적용하였다.

Fig. 11에는 전달함수에 가중치를 곱하고 결과로 얻은 변환 전달함수를 계산하는 과정을 나타냈다. 이 변환 전달함수의 면적을 계산해서 설계변경의 동적 평가지표로 사용하도록 한다. 이 동적 평가지표의 이론적 근거는 신호처리 이론식 (2)를 이용하였다<sup>(4)</sup>. 식 (2)의 물리적 의미는 진동변위 스펙트럼  $G_x(f)$ 의 0에서  $f_1$  Hz까지 주파수 영역 적분값은 시간 영역에서 상응한 진동신호의 평균 자승값  $\Psi_x^2(0, f_1)$ 과 동일함을 의미한다.

$$\psi_x^2(0, f_1) = \int_0^{f_1} G_x(f)df \quad (2)$$

이 평가지표는 작을수록 진동신호의 평균 자승값이 작은 것을 의미하기 때문에, 외부 절삭력에 대해 주축이 둔감한 것이 되고 설계시 평가지표를 감소시키는 방향으로 설계 변경을 실행해야 한다.

Fig. 11에 의한 동적 평가를 기반으로, 초기 모델과 강성

과 감쇠를 1/3로 감소시킨 모델과 비교했을 때, 초기치 모델의 동적 평가지표는 143.1이고, 강성/감쇠 1/3감소 모델은 78.13으로서 고유진동수가 감소해서 시스템적으로 강성이 약해진 모델임에도 불구하고 전 가진 주파수 범위에서 외부 절삭력에는 강한 모델로 나타났다. 이것은 초기 모델에서 주축 빔보다 베어링이 너무 강하여 시스템 감쇠가 너무 작았기 때문에 절삭력에 민감하게 작용하기 때문인 것으로 생각된다. 추가적인 해석에서 베어링의 강성/감쇠를 1/4로 감소시키면 다시 평균 진동의 크기가 증가되었다. 결론적으로 고속 회전으로 인한 베어링 강성 강하가 주축 시스템의 전체적인 강성은 감소시키지만, 주축 선단을 통해 입력되는 절삭력에 의한 평균 진동은 오히려 작게 발생하는 장점을 보였다.

이제는 베어링 Span 변동에 의한 경향을 동적 평가지표에 의해 평가하도록 한다. 초기 모델에서 베어링 Span을  $\pm 50$  mm 변동시킨 모델과 강성/감쇠 1/3감소 모델에서 베어링 Span을  $\pm 50$  mm 변동시킨 모델을 비교하였다. Table 3에 의하면 초기 모델에서 베어링 Span을 변화시키면 동적 평가지표가 급격하게 변화하고, 베어링 Span이 작아지면 74.3으로서 좋은 것으로 나타났고, 강성/감쇠 1/3감소 모델에서는 베어링 Span에 따라 약간의 평가지표 변화가 있었고, 역시 베어링 Span이 작아지면 61.3으로서 유리한 것으로 나타났다.

이때의 전달함수를 Fig. 12에 표시하였다. 즉 초기 모델과 강성/감쇠 1/3감소 모델에서 베어링 Span은 작을수록 동적 특성에 도움이 되기 때문에 치수에 대한 절충 없이 감소시키지만, 내장 모터의 치수 때문에 무한정 감소시킬 수 없으므로 가능한 범위 내에서 최소로 작게 하면 된다. 만약 초기 모델에서 베어링 Span을 증가시켜야 하고, 1/3감소 모델에서는 Span을 감소시켜야 하면, Fig. 4를 참조하여 베어링의 강성이 15,000 rpm에서 이미 상당 부분 감소가 되었고 50,000 rpm까지 강성이 감소되는 것을 고려하면 1/3감소 모델의 경향에 근접하게 베어링 Span을 작게 하는 것이 좋다.

결론적으로 고속 주축의 최적화 방법론은 Fig. 13과 같이, 전후부 베어링의 강성 강하 전과 후의 수치를 가지고 각각 주축의 동특성 해석을 하고, 추가로 강성 강하 전과 후의 모

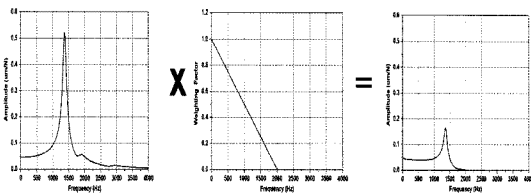


Fig. 11 Evaluation process of dynamic properties

Table 3 Comparison of dynamic evaluation index

	k + c	1/3k + 1/3c
Span=288-50 mm	74.3	61.3
Span=288 mm	143.1	78.1
Span=288+50 mm	258.0	104.9

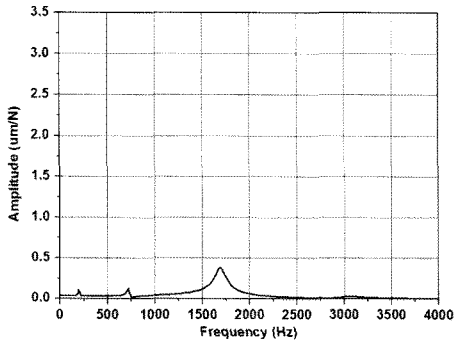


Fig. 12 Transfer function of spindle nose with bearing span 238mm, one third stiffness and damping

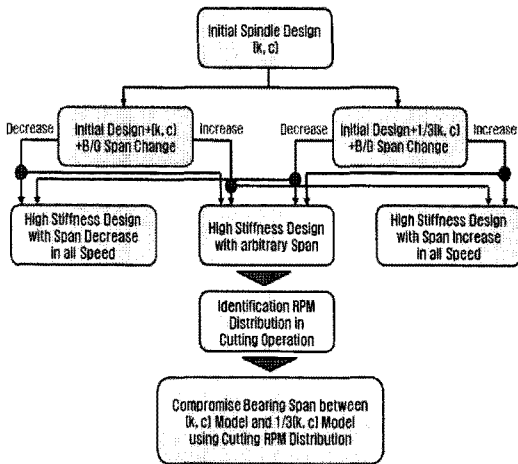


Fig. 13 Optimization methodology of high speed spindle systems

델에서 베어링 Span을 증감시켜 동특성에 유리한 주축 길이 변화 방향을 확인한다. 만약 강성 강화 전과 후의 모델에서 동특성이 좋아지는 주축 길이 변화 방향이 동일하면 이 중에서 동적 평가지표가 최소가 되는 길이로 결정한다. 만약 주축길이 변화 방향이 반대이면 베어링 Span의 절충이 필요해서, 주축 작동 회전수 분포를 참작하여 최종 Span을 결정한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는, 주축의 고속 회전시 베어링 강성과 감쇠능력의 강화를 고려하여 주축 최적화 방법론을 제시 하였다. 여기서 최적화 판단기준은 주축 선단의 전달함수 면적을 이용한 단일 변수를 사용하므로써 최적화 과정을 간단하고, 신속히 수행하였다.

- (1) 베어링 강성 강화를 고려한 고속 주축의 최적화 과정에서 설계변수는 베어링 Span과 베어링 변동 강성 값으로 하였다.
- (2) 고속 주축은 정적 처짐보다 동적 특성을 위해 최적화를 실행하고, 동적 평가지표로서 주축선단의 전달함수면적을 이용해 동특성 개선 여부를 명확히 하였다.
- (3) 일반적인 고속 주축구조에서 베어링 강성 강화 시에도 베어링 Span을 짧게 하는 것이 진동감소에 유리하다.

#### 참고 문헌

- (1) Harris, T. A. and Kotzalas, M. N., 2007, *Rolling Bearing Analysis*, Taylor & Francis, USA, pp. 80.
- (2) Weiss GMBH, 2005, *Praeziser und Oekonomischer Schleifen*, Publ. Nr. 93010D.
- (3) Spachtholz, G., 2008, *Erweiterung des Leistungsbereiches von Spindellagern*, WZL Aachen, Apprimus Verlag, Germany, pp. 15~20.
- (4) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1980, *Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis*, John Wiley & Sons, New York, pp. 52.
- (5) Lee, C. H., 2010, "Design Tolerance of High Speed Spindle considering the Variation of Ball Contact Angle in the Angular Contact Ball Bearings," *Journal of KSMTE*, Vol. 19, No. 5, pp. 609~615.