

다구찌 방법을 이용한 고속주축의 강성 개선

임정숙[#], 정원지^{*}, 이춘만^{*}, 이정환^{**}

Improvement of a Stiffness for High-Speed Spindle Using the Taguchi Method

Lim Jeong-Suk[#], Chung Won-Jee^{*}, Lee Choon-Man^{*} and Lee Jung-Hwan^{**}

ABSTRACT

The spindle system with a built-in motor can be used to simplify the structure of machine tools, to improve the machining flexibility of machine tools, and to perform the high speed machining. To improve the competition power of price to quality, spindle design is very important. Because it possesses over 10 percent of machine tool's price. The latest machine tools have rotational frequency and excellent about might and precision cutting. So it requires static and dynamic strength in the load aspect. In conclusion, the deformation of the spindle end have to extremely small displacement in static and dynamic load. In this study, On the assumption that the bearings that are supporting 24,000rpm high-speed spindle are selected in the most optimum condition, the natural frequency and deformation of the spindle end is obtained by FEM mode analysis. The Taguchi Method was used to draw optimized condition of bearing position and it's stiffness.

Key Words : High-speed Spindle(고속주축), finite element method(유한요소해석), Taguchi Method(다구찌 방법)

1. 서론

소재 제거율을 향상시키고 생산비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공을 위해 공작기계 주축계의 고속화에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.¹⁻⁴ 이러한 생산성 향상과 고정밀도 가공을 위해서 기계 구조물에 있어서도 내외부 진동에 강한 고 감쇠성 재료를 사용하여 유해한 진동이 절삭점에 전달되지 않도록 하고 구조물 내에 절연삭력의 전달경로를

파악하여 강성면에서 취약한 부위를 강화해서 기계 전체의 강성이 약화되지 않도록 한다. 또한 고성능화 작업 외에 생산원가를 절감하기 위한 생산공정의 제고와 기계설계단계에서 설계상 시행착오의 차단이 필수적이다.

이와 같은 공작기계의 품질 대 가격 경쟁력 강화에는 공작기계 전체 금액의 10% 이상을 차지하는 주축의 설계가 큰 영향을 미치게 된다. 최신 공작기계는 회전수가 높고, 강력절삭과 정밀절삭 능

접수일: 2006년 5월 24일; 게재승인일: 2006년 12월 8일

교신저자: 한국기계연구원 소재성형연구센터

E-mail cluster4@changwon.ac.kr Tel. (055) 279-8192

* 창원대학교 메카트로닉스공학부

** 한국기계연구원 소재성형연구센터

력 모두가 뛰어나서 부하면에서 분석하면 정적과 동적 강성이 우수해야 할 필요가 있다. 결국 정동적 부하에서 주축선단의 변위가 작아야 한다. 설계자의 입장에서는 주축선단의 변위를 최소화한다든가 고유진동수를 높이는 방법으로 주어진 주축의 요소부품을 적절히 조합하여 목적을 달성해야 한다. 그러나 현재 주축의 정동적 해석기법으로는 주축의 정적, 동적 변위에 대한 결과정보만을 가지고 있을 뿐, 관심위치의 정동적 변위가 어느 부품에 의해서 어느 정도 영향을 받았는지, 변위에 대한 경로와 원인을 알 수 없다. 그래서 대안으로 주축의 정동강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축자체로 한정 정의하고 주축 자체의 굽힘곡선을 가지고 분석하여 주축의 국부적인 지름중대 기법을 사용하여 정동적 특성을 개선한 예가 있으며⁵, 주축의 정적, 동적 특성에 각 요소부품이 기여하는 비율을 파악하기 위해서 정적 강성에서는 변위 중첩법을 사용하고, 동적 강성에서는 진동모드 상관도를 이용하여 기여율을 분석하고 이에 따른 주축의 정동적 특성을 개선하여 주축의 성능을 높이는데 하나의 이정표를 제시한 예가 있다.⁶

고속 주축의 설계에 있어서 가장 먼저 수행되어야 하는 것이 주축의 진동 모드 분석이다. 따라서 본 연구에서는 고속 주축을 지지하는 베어링이 발열이나 윤활 등에서 최적의 조건으로 선정되었다는 가정아래 고속 주축의 진동모드 해석을 수행하였으며, 다구찌 방법을 적용하여 주축의 정동적 강성이 최대가 될 수 있는 스피들을 지지하는 베어링의 최적의 조건을 도출하였다.

2. 고속 주축계 모델과 다구찌 방법

2.1 고속 주축계 모델

24,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계의 시스템은 Fig. 1과 같다. 회전중의 파악력(gripping force)을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며 뒷부분의 유압 실린더에서 톨 탈착 시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다. 드로우바의 고정점은 조우를 밀어주고 있는 부분과 스프링의 복원력이 작용하는 부분이다. 그러나 앞부분을 제외하고는 반경방향으로 고정되는 부분이 없으므로 앞부분에 가이드를 두어 반경방향 고정을 하고 있으며 스프링의 중간부분에 같은 재질의 지지 포인트를 추가한다. 이러한 지지 점들은 반경방향으로 지지하는 하

지만 공구 탈착 시 드로우바의 움직임은 위해서 완전한 고정은 불가능한 상태이다. 또한 제작 시 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치보다 낮을 수 있으며 이러한 상태를 직접적으로 검증하기는 어려운 점이 많다.

또한 주축이 고속회전 할수록 커플링 구동방법에서는 주축과 모터의 미스얼라인먼트(misalignment)와 원심력에 의한 벨트 장력의 증가 및 벨트의 파손현상, 벨트와 풀리 간의 미끄럼 현상 등이 발생하며, 기어 구동방법에서는 기어 간의 금속접촉에 의한 진동과 소음이 증대하게 된다.

따라서 고속 주축계를 개발하기 위해서 커플링, 벨트, 기어 등과 같은 동력 전달요소가 배제된 구동 방법, 즉 내장형 모터(built-in motor)에 의한 구동방법이 많은 주목을 받게 되었다. 모터내장형 주축계는 그 구조가 간단하고, 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에, 공작기계의 가공유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있다.

이러한 고속 공작기계의 주축에 있어서 자동공구교환(ATC) 장치는 가속도와 생산성 향상을 위하여 필수적인 장치이며 고속 회전에서의 파악력(gripping force)의 유지를 위하여 HSK 등의 이면 고속 방식의 톨 클램핑 메커니즘이 적용되고 있다. 특히 공구자동교환을 위한 톨 클램핑 장치는 축선단의 테이퍼 부 내부에 톨 홀더를 파악하는 jaw 들이 위치하게 되고, 톨 홀더의 고정을 위하여 스프링이나 유압을 이용하는 드로우바(drawbar)가 스피들 내부에 위치하게 된다. 그러므로 이 드로우바는 필연적으로 주축과 분리되어 작동되게 된다. 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 주축에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 하며 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 주축 내에서 드로우바를 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다는 것을 기존 문헌을 통해 알 수 있다.

본 연구에서는 머시닝센터용 모터내장형 주축의 동적 특성을 체계적으로 해석하기 위해서, 유한요소 모델을 도입하였다. 내장형 모터의 회전부(rotor)는 여러 장의 얇은 철심용 강판들로 적층되어 있어 굽힘 변형 및 전단변형에 대해서 상당 수준의 강성효과를 나타내기 때문에 질량효과 외에도 그 강성효과를 고려하여야한다.⁷ 따라서 이러한 드로우바와 로터의 지지강성 및 질량효과를 고려하여 주축계를 모델링하고 해석하였다.

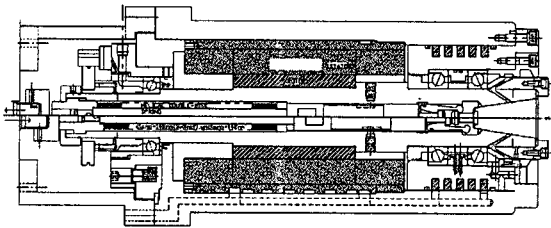


Fig. 1 The schematic of 24,000rpm spindle system

2.2 주축의 유한요소 모델

Fig. 2는 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있다. 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS를 사용하여 해석하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 스피ndl은 질화강인 SACM645를 사용하였으며, 모터의 회전자의 기계적인 물성치는 규소강판을 적용시킨 형태로서 참고문헌의 연구결과에 따라 물성치를 적용하였다.⁸

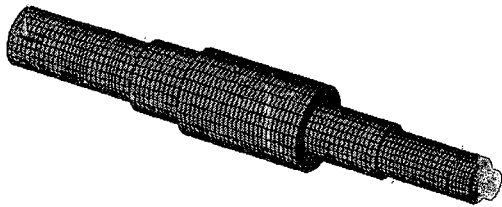


Fig. 2 Mesh of high-speed spindle for FEM analysis

Table 1 Material properties of spindle part

Part name	E(GPa)	Density (g/cm ³)	Poisson's ratio
spindle	205	7.817	0.3
drawbar	205	7.817	
tool shank	205	10.311	
Rotor	40.3	7.817	

2.3 다구찌 방법 적용을 위한 파라미터 설계

다구찌 방법을 적용함에 있어 파라미터 설계(parameter design)는 제품설계와 공정설계에서 유용하게 사용되는 핵심이다. “파라미터(parameter)”는 제품성능의 특성치에 영향을 주는 제어가능한 인자(controllable factor)를 의미하며, 파라미터 설계는 이들 인자들의 최적수준을 정하여 주는 것을 말한다. 파라미터를 설계변수(design variable)라고도 부르며, 파라미터 설계에서는 제품의 품질변동이 잡

음에 둔감하면서 목표품질을 가질 수 있도록 설계 변수들의 최적조건을 구하여 준다.¹⁰

본 논문에서는 초고속 스피ndl을 지지하는 베어링의 위치와 강성이 스피ndl의 강성에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 기존문헌에서 알 수 있듯이 스피ndl의 강성에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로는 주축의 직경, 스피ndl에 사용된 소재의 탄성, 사용된 베어링의 강성을 들 수 있다.⁶ 본 연구에서 설계된 주축의 직경은 설계 값으로 주축 하우징의 크기가 이미 정해져 있는 실정이므로 변경할 수 없다. 따라서 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성이 초고속 스피ndl의 강성에 얼마만큼의 영향을 미치는지를 다구찌 실험계획법을 적용하여 분석하였다.

다음의 Fig. 3의 (a)와 (b)는 주축을 지지하는 베어링의 위치를 나타내고 있다. Fig.3(a)는 주축의 전 반부에 위치하는 베어링으로 복열로 되어있다. Fig.3(a)의 좌측에 위치한 베어링은 주축 선단부의 지지강성 때문에 35mm이상 주축의 선단부측으로 위치를 이동할 수 없다. 각 베어링은 서로 간섭되지 않는다는 가정아래 Fig.3(a)와 같이 각 베어링의 수준을 정하였으며, Fig.3(b)에는 주축의 후반부를 지지하는 베어링과 각 수준을 나타내고 있다. Table 2에는 각각의 파라미터에 따른 수준 값을 표로 나타내었다.

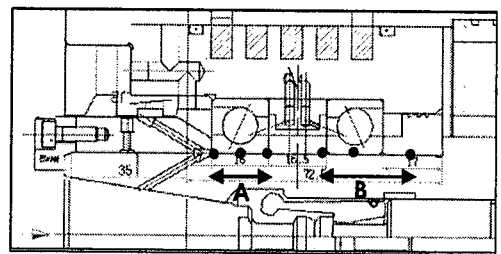


Fig. 3(a) Each level of front bearings

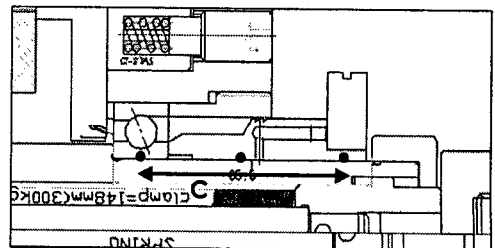


Fig. 3(b) Level of rear bearing

Table 2 Level value of each parameter

A[mm]	B[mm]	C[mm]	D[N/ μ m]	E[N/ μ m]
43	83.5	317.48	130	144.7
59	92	343.25	165	217
67.5	99.5	369.00	200	289.3

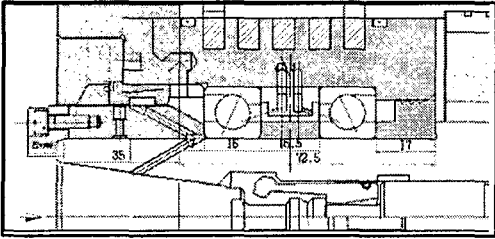


Fig. 4 Block diagram of multi-modal chatter model

3. 주축계의 동적 특성 해석

3.1 주축계의 동특성 해석 결과

각 베어링의 위치는 A, B, C 인자로 각각 정의하였다. A 인자는 주축의 선단부에 위치하는 베어링을 나타내며, B는 A의 베어링 다음에 위치하게 되는 베어링, C는 주축의 후반부에 위치하는 베어링을 나타낸다. D와 E는 베어링의 예압에 따른 강성을 나타내는데, D는 전반부 베어링의 강성이고, E는 후반부 베어링의 강성이다. 현재 개발 중인 스피들은 초고속 스피들이며, 스피들이 고속으로 회전 할 수록 베어링의 강성은 커지기 때문에 light preload를 적용하였다. Table 2에서 보는 바와 같이 각 인자의 수준은 모두 3수준으로 정의하였다. Table 2에서 정의했던 인자와 수준으로 Table 3과 같이 실험계획을 세우고 random하게 실험을 실시하였다. 실험결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4에는 주축 설계에 있어 가장 큰 이슈가 되는 주축의 1차 고유진동수와 베어링의 위치 및 강성에 따른 주축선단부의 변위를 알아보고자 각 조건에서 주축 선단면의 위치 변위량이 가장 큰 점의 각 축에 대한 변위량과 이들의 합을 취득하여 나타내었다.

공작기계의 정밀화를 위해서 주축 선단부의 변위는 수 μ m 이하가 되어야 한다. 하지만 Table 4와 같이 변위 값이 크게 나타나는 이유는 베어링의 위치와 강성에 따른 스피들 거동의 경향만을 분석하기 위해 스피들 선단부의 각종 부품들인 Fig.4의 역상된 부분은 생략하고 모델링 하였기 때문에 주축

의 1차 벤딩 모드에 의한 주축 선단부의 변위가 크게 나타나게 된 것이다.

3.2 최적 설계 조건 도출

3.2.1 고유진동수 증가를 위한 최적화

고속회전에서도 운용이 가능한 스피들을 설계하기 위해서는 주축의 고유진동수가 실제 운용하고자 하는 주파수대역에서 벗어나야 한다. 주축의 고유진동수와 실제 운용주파수가 일치하게 되면 공진이 발생해 기계는 망가지고 만다.

먼저, 주축의 고유진동수를 높일 수 있는 인자의 최적조건을 도출하여 보았다. Fig. 5에 베어링의 위치와 강성에 따른 주축 고유진동수의 “신호 대 잡음 비의 주 효과 플롯”을 나타내었다. 결과 해석을 통해 반응 변수에 C 인자가 가장 크게 영향을 미치고 A 인자는 영향을 덜 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 5의 플롯과 Table 4의 결과를 종합하여 신호 대 잡음 비를 크게 하는 조건을 정하고, 그때의 신호 대 잡음 비를 추정해 보았다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 B인자는 3수준, C 인자는 1수준, D 인자는 3수준, E 인자는 3수준일 때 신호 대 잡음비가 가장 크므로 이들 인자의 조건을 $B_3C_1D_3E_3$ 으로 잡고, A 인자는 반응 변수에 영향을 덜 미치므로 현재 사용하고 있는 그 수준을 조건으로 잡았다. 따라서, $A_2B_3C_1D_3E_3$ 에 대해 신호 대 잡음 비를 예측하면 59.9685이고, 이 조건으로 해석하면 주축의 1차 고유진동수는 1019.6Hz로 초기 설계되었던 주축의 1차 고유진동수인 947.34Hz 보다 7.6% 향상되었음을 알 수 있다.

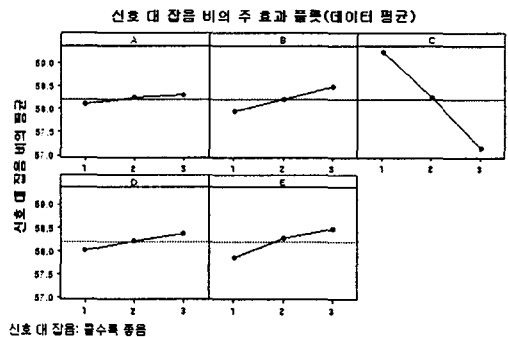


Fig. 5 Main effect plot of signal to noise about natural frequency according to bearing position and stiffness

3.2.2 주축선단부 변위량 최소화를 위한 최적화

현대의 공작기계는 고속화와 고정밀도가 요구됨에 따라 주축선단부의 변위량 또한 설계단계에서 중요시 여겨야 할 항목으로 여겨지고 있다.

Table 3의 실험계획에 따라 실험을 수행하고 각 조건에 따른 주축 선단부의 변위량을 구하고 그 값들은 Table 4에 나타내었다. 주축 선단부의 변위량의 정도는 공작기계의 가공정밀도와 직결되므로 그 양이 작을수록 좋다. 이에 대한 분석 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 해석결과의 신호 대 잡음 비의 플롯을 통해 반응 변수에 A, C, D 인자가 영향을 크게 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 6에서 볼 때 A, B, C, D 인자가 유의하므로 A 인자는 1 수준, B 인자는 3 수준, C 인자는 1수준, D 인자는 1수준일 때 신호 대 잡음비가 가장 크므로 이들 인자의 조건을 $A_1B_3C_1D_1$ 으로 잡고, E 인자는 반응 변수에 영향을 덜 미치므로 현재 사용하고 있는 E_3 수준을 조건으로 잡았다. 따라서 $A_1B_3C_1D_1E_3$ 에 대해 신호 대 잡음 비를 예측하면 -6.19248로 신호 대 잡음비가 Fig.5의 플롯에서 볼 수 있듯이 -12 이하 이었던 것에 반해 상당히 향상되었음을 알 수 있다.

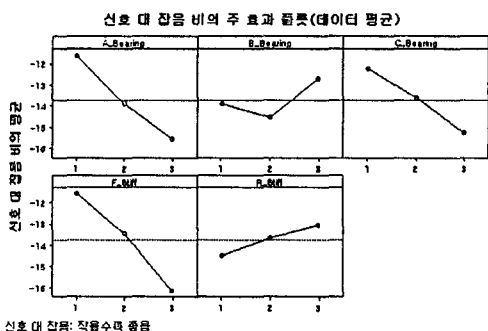


Fig. 6 Main effect plot of signal to noise about displacement of spindle end according to bearing position and stiffness

3.2.3 최적 설계 조건 도출

초고속 스피ن들의 설계에서 주안점이 되는 스피인들의 1차 모드는 망대특성에 의하고, 주축 선단부의 변위는 작을수록 특성이 우수하기 때문에 망소특성에 의한다. 이러한 두 특성을 모두 만족할 수 있는 조건이 될 수 있도록 Table 4의 결과들 중 1차 모드 값들을 역수로 취하고 그 값들이 Table 4의 5

열인 변위값과 대등한 유효숫자로 변환하여 망소특성 조건으로 분석한 결과 Fig. 7과 같은 신호 대 잡음 비의 주효과 플롯을 얻었다.

해석결과의 신호 대 잡음 비의 플롯을 통해 반응 변수에 A, C, D 인자가 영향을 크게 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 볼 때 A, B, C, D 인자가 유의하므로 A 인자는 1 수준, B 인자는 3 수준, C 인자는 1수준, D 인자는 1수준일 때 신호 대 잡음비가 가장 크므로 이들 인자의 조건을 $A_1B_3C_1D_1$ 으로 잡고, E 인자는 반응 변수에 영향을 거의 미치지 않으므로 현재 사용하고 있는 E_3 수준을 조건으로 설정하였다. 따라서 $A_1B_3C_1D_1E_3$ 에 대해 신호 대 잡음 비를 예측하면 -11.5890으로 신호 대 잡음비가 기존의 -14 이하 이었던 것에 반해 상당히 향상되었음을 알 수 있다.

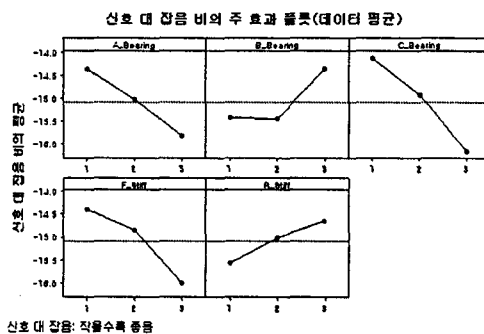


Fig. 7 Main effect plot of signal to noise about each condition

4. 결론

본 논문에서는 초고속 스피인들의 각 요소가 스피인들의 강성에 미치는 영향을 분석하고자 하였다. 스피인들의 강성에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로는 주축의 직경, 스피인들에 사용된 소재의 탄성, 사용된 베어링의 강성을 들 수 있다. 여기에서 주축의 직경은 설계 값으로 주축 하우징의 크기가 이미 정해져 있는 실정이므로 변경할 수 없다. 따라서 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성이 초고속 스피인들의 강성에 얼마만큼의 영향을 미치는지 다구째 실험계획법을 통하여 최적조건을 도출하고자 하였다.

초기 설계 단계에서 주축의 1차 고유진동수는

947.34Hz이고 주축선단부 변위는 6.1589mm였으나, 최적설계 조건을 적용한 결과 주축의 1차 고유진동수는 929.4Hz로 2% 감소하였고, 주축 선단부의 변위는 2.9082mm로 초기 설계치보다, 47.2%로 크게 감소하였다.

Table 3 Design of experiments for Taguchi method

No.	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2
3	1	1	1	1	3
4	1	2	2	2	1
5	1	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3
7	1	3	3	3	1
8	1	3	3	3	2
9	1	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1
11	2	1	2	3	2
12	2	1	2	3	3
13	2	2	3	1	1
14	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	3
16	2	3	1	2	1
17	2	3	1	2	2
18	2	3	1	2	3
19	3	1	3	2	1
20	3	1	3	2	2
21	3	1	3	2	3
22	3	2	1	3	1
23	3	2	1	3	2
24	3	2	1	3	3
25	3	3	2	1	1
26	3	3	2	1	2
27	3	3	2	1	3

Table 4 The result of each experiment

No.	1st Mode [Hz]	UX [mm]	UY [mm]	UZ [mm]	SUM [mm]
1	818.3	2.455	-1.1725	-0.49952	2.7661
2	867.99	-2.4112	0.035629	0.13839	2.4154
3	891.61	-2.3572	0.95695	0.12853	2.5473
4	780.82	2.6325	-3.4553	0.12102	4.3455
5	813.69	2.6589	-0.0701	-2.9805	3.9947
6	830.25	2.6646	0.019323	-2.705	3.797
7	728.93	-2.6	1.0341	-4.7339	5.499
8	750.54	-2.637	0.96111	-4.6056	5.3933
9	761.66	2.6588	-4.6219	-0.07036	5.3325
10	780.51	3.0126	-6.2011	0.18362	6.8966
11	816.77	-3.0601	0.11898	-5.8843	6.6335
12	835.23	-3.0729	0.2584	-5.6769	6.4604
13	688.05	-2.6779	0.000272	-4.6823	5.394
14	708.29	-2.675	-0.00027	-4.3043	5.0678
15	718.64	-2.67	0.00026	-4.0908	4.885
16	886.81	-2.5528	0.000286	-3.3971	4.2493
17	964.64	2.6261	-2.8154	-0.00026	3.85
18	996.46	-2.4919	-1.4284	-0.0001	2.8722
19	688.26	2.9448	-6.6875	0.41309	7.3188
20	709.99	2.9693	-6.4657	-0.54832	7.136
21	721.19	2.9775	-6.3567	-0.31405	7.0265
22	884.42	3.1317	-7.5485	-1.0622	8.241
23	957.17	3.202	2.2103	-6.2896	7.3956
24	993.48	3.1823	-5.6059	-1.6364	6.6505
25	802.38	-2.6946	1.511	-4.0993	5.133
26	837.11	2.5851	0.93666	-2.9063	4.0008
27	854.21	2.5093	1.1373	-1.9645	3.3837

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 [RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Choi, D. B., Jo, J. J. and Kim, S. I., "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor," J. of KSPE, Vol. 11, No. 3, pp.184-190, 1994.
2. Jo, J. J., Kim, S. I. and Choi, D. B., "Dynamic Analysis of a High Speed Spindle system for Lathes," J. of KSPE, Vol. 11, No. 4, pp.5-12, 1994.
3. Park, B. Y. and Kim, J. G., "Development of High Speed Machine Tool Spindle Regarding Vibration Characteristics," J. of KSPE, Vol. 9, No. 3, pp.149-156, 1992.
4. Kim, S. I., Jo, J. W., Lee, W. J. and Lee, Y. H., "Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm," KSMTE 2003's Spring Conference, pp.494-499, 2003.
5. Lee, C. H., Lee, H. S., "Static and Dynamic Weak Point Analysis of Spindle Systems Using Bending Curve," J. of KSPE, Vol. 15, No. 12, pp.188-193, 1998
6. Lee, C. H., Park, C. H. and Lee, H. S., "The Contribution of Spindle Parts to Static, Dynamic Stiffness and Design Improvement," KSPE 2002's Autumn Annual Meeting, pp. 985-988, 2002.
7. Choi, D. B., Jo, J. J. and Kim, S. I., "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor," J. of KSPE, Vol. 11, No. 3, pp.184-190, 1994.
8. Ro, S. K., Park, J. K. and Kyung, J. H., "Analysis of Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle Due to Support Stiffness of Drawbar," KSMTE Spring Conference, pp.484-487, 2003.
9. Lim, J. S., Chung, W. J., Lee, C. M. and Lee, J. H., "Effects of a drawbar and a rotor in dynamic characteristics of a high-speed spindle," J. of KSPE, Vol.23, No.3, pp. 139-146, 2006.
10. Park, S. H., "Design of Experiments," Minyoung Sa, pp563-589.