

가

†. * ** *** **** *****

Design of High Precision Spindle System for ferrule Grinding Machine

Y. S. Pyoun, J. H. Park, K. B. Lee, Y. Yokoi, J. W. Yeo, I. Y. Jeong, K. J. Ahn, C. H. Kwak

Key Words: Machine tools(), Spindle system design(), High speed and precision spindle(), Ferrule(,)

Abstract

In order to improve the international competitiveness of ferrule industry, the core technology of the second stage for ferrule grinding system is under developing. A high speed (10,000RPM) and high precision spindle system(Radial Runout 0.2 micrometer) bearing more cutting torque and force is designed considering the limitation of cost and size, the effect of heat, and various work-piece materials. A CAE software for machine elements and general machine system is used for preliminary evaluation and selection of design parameters. A dedicated program for the analysis of spindle system is used for final evaluation and selection of design parameter. The process how to evaluate and select using such tools are presented.

1. 90% 가 가 ,
21 가 가
가
Fig.1 가 가
가 가가 가

†
E-mail : pyoun@sunmoon.ac.kr
TEL : (041)530-2333 FAX : (041)530-2307

* 가 가 가
** 가 가 가
*** () 가 가 가
**** 0.5μm 2002
***** 2003 0.2μm 40%

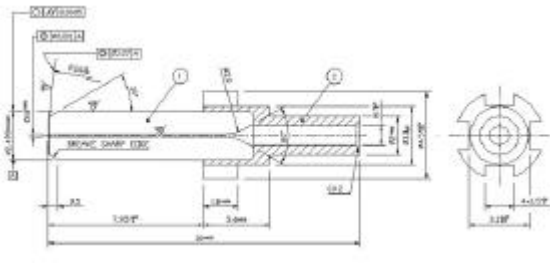


Fig. 1 Drawing of a light ferrule

Table 1 Specifications of spindle system

항목	목표
Radial stiffness (N/m)	100
Radial run-out (μm)	0.2
Rotational speed (rpm)	10,000
Heat generation ($^{\circ}\text{C}$)	5
Vibration amplitude (μm)	0.5

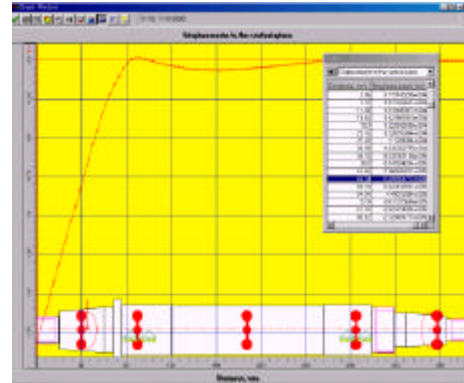


Fig. 2 Displacement diagram of shaft

2.
2.1
가

, 가 .[1,2,3,4]

10,000rpm, 0.2 μm ,
(radial stiffness) 100N/m,
5, 0.5 μm
Table 1

가

2.2 CAE

, 1

5mm 가 45mm

Fig. 2

0.06 μm

100N/m, 0.2 μm

가

Table 2 3가

Fig. 3

(A), (B)

Table 2

Fig. 4

3가

가

가 3

가 0.25 μm

가 [5,6]

Table 3

CAE

3가

Table 2 Main dimension of spindle systems

	1	2	3
(A)mm	45	45	45
mm	45	45	45
mm	68	75	75
(B)mm	49	49	39
N/ μm	3975	4825	4825

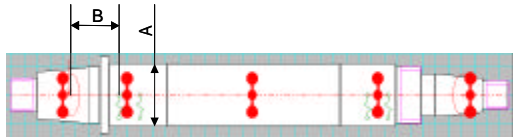


Fig. 3 Schematic diagram of spindle system

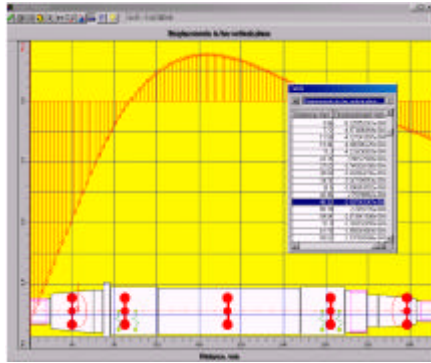


Fig. 4 displacement diagram of shaft

Table 3 Result of calculation for shaft

	1	2	3
처짐량	0.45 μ m	0.4 μ m	0.25 μ m

2.2

[APPENDIX]

2.1

3가

4

Table 4

Table 5

3가

Table 4 Data on bearings

Parameters	Bearings		
	1	2	3
Inner diameter, (mm)	45		
Outer diameter, (mm)	68	75	75
Contact angle, (deg)	15		
Ball diameter, (mm)	7.94	8.30	8.30
Number of balls	16		
Material of balls	Steel		
Bearing preload, (N)	147		
Type of preload	Fix		
Type of lubrication	Grease		
Oil viscosity at 40 $^{\circ}$ C (cSt)	22		

Table 5 Results of calculation of spindle system

Characteristics			
	1	2	3
Radial stiffness, (N/ μ m)	87.6	96	108
Axial stiffness, (N/ μ m)	11.7	11.8	11.7
Real bearings' preloads, (N)			
1-st bearing	313	278	313
2-nd bearing	313	278	313
3-rd bearing	313	278	313
4-th bearing	313	278	313
natural frequency, (Hz)	488	510	542
run-out, (μ m)	2.54	2.31	2.26
Bearings' temperature, ($^{\circ}$ C)			
1-st bearing	49.8	49.9	49.8
2-nd bearing	49.8	49.9	49.8
3-rd bearing	49.8	49.9	49.8
4-th bearing	49.8	49.9	49.8

3

45mm,

75mm,

steel

가 39mm

3

가 가

2.4 가

CAE

가

3

가

가

Fig. 5

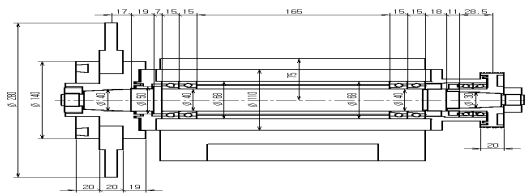


Fig. 5 Engineering drawing of developed spindle system

0.2 μ m
(4)
10,000rpm 49.8

, 1

3.

가

(0.5 μ m) 0.2 μ m

가

CAE

3가

가

- (1) 박종권, 노승국, 경진호, 2002, "내면연삭기 고속 주축용 원추형 자기베어링 시스템 설계", 한국정밀공학회지, 제 19권 제2호, pp.213~219
- (2) 박종권, 노승국, 경진호, 2002, "16극의 반경방향 전자석을 갖는 자기부상 주축계 연구", 한국정밀공학회지, 제 19권 제2호, pp.203~212
- (3) 한동철, 1997, "첨단 가공기계용 주축 개발에 관한 연구", 통상산업부, 과학기술처
- (4) 강철희, 김정두, 1991, "초정밀가공 공작기계의 개발에 관한 연구(II)", 과학기술처
- (5) V.V. Shelofast, 편영식, 이건범, 2002, "CAE를 이용한 Machine Design", 기술정보
- (6) V.V. Shelofast, 2000, "Basis of Machine Design", APM press

(1) CAE

(2) 108N/ μ m 100N/ μ m 10,000rpm

(3) 1

80.6N/ μ m
96N/ μ m

가

A.

108N/ μ m , 2

1

3975N/ μ m 4825N/ μ m 가

(4) 가 2.26 μ m

A.1

Fig. A1

10

30N 1/6

0.38 μ m

[APPENDIX]

$$[K] \cdot \{X\} + R(\{X\} + \{d\}_p + \{d\}_o) = \{P\}$$

여기서 $[K]$ 는 시스템의 강성행렬, R 은 베어링 반력 벡터, $\{P\}$ 는 노드에 작용하는 정적하중 벡터, $\{X\}$ 는 노드의 변위 벡터, $\{d\}_p$ 는 베어링의 압축공차 벡터, $\{d\}_o$ 는 베어링 결함에 의한 베어링 링의 상대 변위 벡터이다.

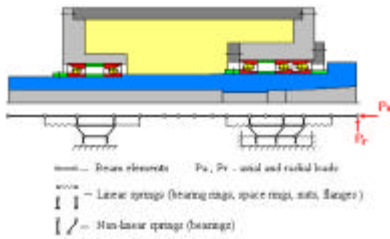


Fig. A1 Elastic deformation model of spindle system

여기서 베어링 반력 R 은 Fig. A2와 같이 내륜과 외륜의 상대변위, 접촉하중 Q_i, Q_o , 마찰력 F_i, F_o , 원심력 P_c 와 볼에 작용하는 토크 M_s 의 함수로 표현할 수 있다.

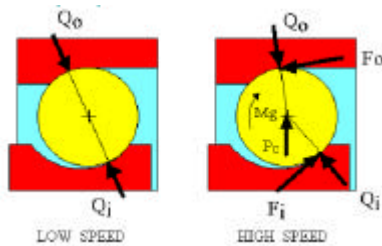


Fig. A2 Contact load in bearings

A.2 주축시스템의 열해석 모델

Fig. A3은 주축시스템의 열해석 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 주축 시스템의 비정적 열전달 문제의 해는 다음과 같은 선형 미분방정식으로 풀 수 있다.

$$[C] \cdot \{dT/dt\} + [H] \cdot \{T\} = \{Q\}$$

여기서 $[C]$ 와 $[H]$ 는 각각 열용량과 열전도도 행렬, $\{T\}$ 는 노드에서의 온도 벡터, $\{Q\}$ 는 노드에서의 열하중 벡터, t 는 시간을 나타낸다.

$$[C] = \sum_{e=1}^n C_e, [H] = \sum_{e=1}^n H_e \text{ 이다.}$$

주축 시스템 요소의 열변형 ΔL 은 다음식으로 계산한다.

$$\Delta L = e \cdot L_0 \cdot \Delta T(t)$$

여기서 L_0 는 요소의 길이, e 는 재료의 선팽창 계수, $\Delta T(t)$ 는 요소의 노드에서의 온도차이다.

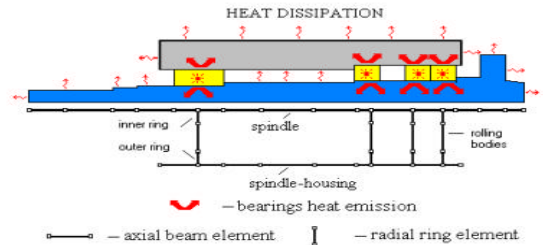


Fig. A3 Thermal model of spindle system

A.3 주축 시스템의 동적해석 모델

Fig. A4는 주축시스템의 동적해석 모델을 도식적으로 나타낸 것이다.

주축 시스템의 동적 변위는 다음과 같은 미분 방정식으로 표현할 수 있다.

$$[M] \cdot \{X\}'' + [B] \cdot \{X\}' + [K] \cdot \{X\} = \{F(t)\}$$

여기서 $\{X\}$ 는 노드에서의 진폭 변위벡터, $\{F(t)\}$ 는 노드에서 발생하는 진동의 진폭 벡터, $[M], [B], [K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이다.

다수의 진동원(vibration source)에 의해 생성되는 노드에서의 진폭벡터는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\{F(t)\} = \sum_p \sum_{k=1}^N F_k(\mathbf{v}_k) \cdot e^{i\mathbf{v}_k t + \mathbf{j}k}$$

여기서 p 는 진동원의 수, N 은 해석되어야 할 물체의 조화진동 수(number of harmonics), $F_k(\mathbf{v}_k)$ 는 조화진동 k 의 진폭벡터 \mathbf{v}_k , \mathbf{j}_k 는 각각 조화진동 k 의 진폭과 위상을 나타낸다.

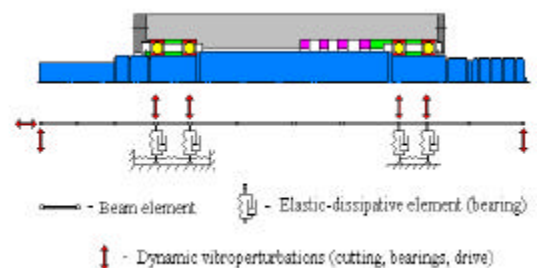


Fig. A4 Dynamic model of spindle unit