

## NC선반 기어박스의 기어열 - 축계 진동해석

최영휴\*, 박선균\*\*, 배병태\*\*, 정택수\*\*\*, 김청수\*\*\*

### Vibration Analysis of a Gear Train - Spindle System for an NC Lathe Gear Box

Young-Hyu Choi\*, Seon-Kyun Park\*\*, Byung-Tae Bae\*\*,  
Taek-Soo Jung\*\*\*, and Chung-Soo Kim\*\*\*

\*창원대학교 기계설계공학과, \*\*창원대학교 기계설계공학과 대학원, \*\*\*(주)두산 기계BG

#### Abstract

In this study, two mathematical models are first constructed to analyze vibration characteristics of a gear train - spindle system of an NC lathe gear box. One is a lumped parameter model which is used for calculating natural frequencies of the torsional vibration, the other is a finite element model for analyzing lateral vibration and critical speeds of the spindle system. In addition, this study examines some possible resonance conditions such as gear mesh frequencies, 1X shaft rpm frequencies over whole operating speed range, and so on. The results may be helpful to design a machine tool gear box with low noise and vibration.

Key words : Gear box vibration(기어박스 진동), Lumped parameter rotor model(집중파라미터 회전체 모델), Finite element rotor model(유한요소 회전체 모델), Torsional vibration(비틀림 진동), Lateral vibration(횡진동)

#### 1. 서론

공작기계의 고속화, 고정도화, 고능률화에 따라 공작기계는 다양한 기능과 여러 변속모드의 운전 조건을 갖는다. 이러한 변속모드를 위하여 공작기계의 동력 전달계는 기어박스를 포함하고 있다. 기어박스는 내부에 기본적으로 다수의 회전

축계를 포함하고 있으며 각종 기계요소들로 매우 복잡하게 이루어져 있으므로 여러 가지 가진원에 의하여 공진을 일으킬 가능성 역시 매우 크다. 뿐만 아니라 기어박스 진동은 주축계의 진동과 직접적인 관계가 있으며 따라서 공작기계의 가공 정도에도 매우 큰 영향을 미치게 된다. 또한 기어열-축계의 과도한 진동이나 공진 등은 기어박스 구조체의 진동과 함께 공작기계의 운전소음을 일으키는 직접적인 원인이 되기도 한다.

본 연구에서는 기어박스내의 기어열-축계에 대하여 집중 파라미터 모델링과 유한요소 모델링을 이용하여 비틀림 고유진동해석, 굽힘 고유진동해석 및 위험속도해석을 수행함으로써 고속·저진동·저소음 기어열-축계의 설계와 NC선반 기어박스의 소음-진동 대책마련에 기초자료를 제공하고자 한다.

#### 2. 본론

##### 2.1 기어열의 변속모드 및 운전속도 조건

NC선반의 변속모드는 총 4단의 변속모드로 이루어져 있으며 기어박스의 기어열-회전축계는 Fig.1과 같다. Fig. 1에서 A축은 구동축을 B축은 전달축을 C축은 주축을 나타내며 주축의 오른쪽에 Chuck이 존재한다. 각 기어열의 변속운전 모드에 따른 축의 회전속도와 기어비는 Fig. 2와 같다.

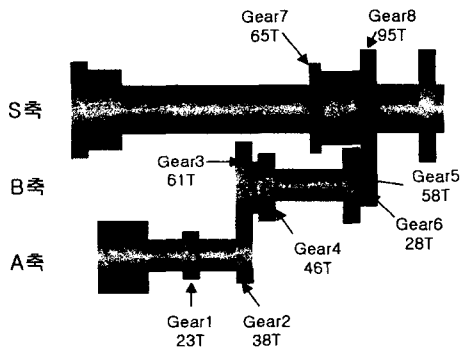


Fig. 1 Rotating shaft apparatus in a gear box.

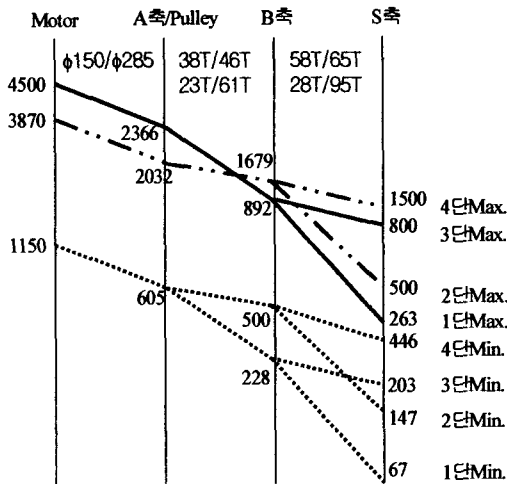


Fig. 2 Shaft speed(rpm) and gear ratios corresponding to the speed shifting modes.

## 2.2 가진력의 종류와 가진 주파수

기어박스에서 발생할 수 있는 가진력은 기어의 파손이나 기어 편심 등에 의한 기어 맞물림 오차로 인한 가진력과 각 축의 잔류불평형에 의한 불평형력, 축 정렬불량에 의한 가진력 및 벨트 가진력, 그리고 베어링 파손에 의한 가진력 등이 있다.<sup>[1-2]</sup> 그 중에서 기어박스의 진동을 가장 현저히 발생시키는 것은 기어 맞물림 주파수와 불평형력에 의한 가진 주파수, 그리고 축의 회전주파수의 고조파로 나타나는 축정렬 불량에 의한 가진 주파수이다.<sup>[1-2]</sup> Table 1과 Table 2는 Fig. 1의 축계가 각각의 변속모드로 운전될 때의

기어 맞물림 주파수와 회전축의  $1 \times \text{rpm}$  주파수와 일치하는 불평형력 가진 주파수를 나타낸다.

Table 1. Gear meshing frequencies and motor speed corresponding to each shifting mode.

Shift mode	Motor Speed	Gear mesh frequency	
		Shaft A-B[Hz]	Shaft B-S[Hz]
1st step	Max. 4495rpm	906.9	416.3
	Min. 1150rpm	231.9	106.4
2nd step	Max. 3902rpm	1300.7	791.7
	Min. 1150rpm	383.3	233.3
3rd step	Max. 4518rpm	911.5	866.7
	Min. 1150rpm	231.9	220.5
4th step	Max. 3870rpm	1290	1626.5
	Min. 1150rpm	383.3	483.3

Table 2. Shaft  $1 \times \text{rpm}$  frequency and motor speed corresponding to each shifting mode.

Shift mode	Motor Speed [rpm]	Shaft $1 \times \text{rpm}$ frequency[Hz]		
		shaft S	shaft B	shaft A
1st step	Max. (4495)	4.383	14.87	39.43
	Min. (1150)	1.117	3.8	10.083
2nd step	Max. (3902)	8.33	28.27	34.23
	Min. (1150)	2.45	8.33	10.083
3rd step	Max. (4518)	13.33	14.94	39.63
	Min. (1150)	3.383	3.8	10.083
4th step	Max. (3870)	25	28	33.92
	Min. (1150)	7.433	8.33	10.083

## 2.3 기어열-축계의 비틀림 고유진동 해석

Fig. 3은 1단 변속모드의 기어열-축계를 집중 매개변수 질량관성과 강성으로 가정하여 비틀림 진동계<sup>[3]</sup>로 모델링한 것이다.

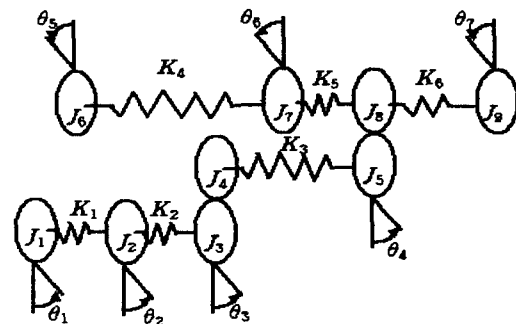


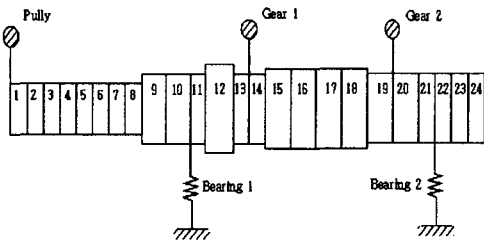
Fig. 3 A mathematical model for shaft-gear train torsional vibration analysis(at the 3rd shifting mode)



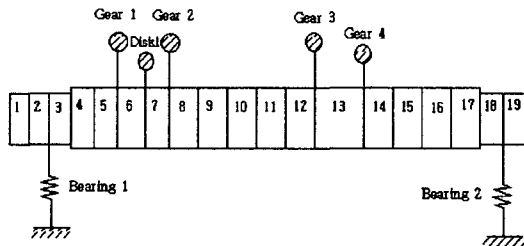
1단의 경우 2차와 5차 모드에서 기어 맞물림 부위에 가장 큰 진폭이 나타나고, 2단의 경우 3차, 5차, 7차 모드에서 나타난다. 그리고 3단의 경우 2차, 3차 모드에서 4단의 경우 2차, 5차, 6차 모드에서 각각 A-B축, B-S축간의 기어 맞물림 부위에 가장 큰 진폭이 나타난다.

#### 2.4 축계의 굽힘진동과 위험속도 해석

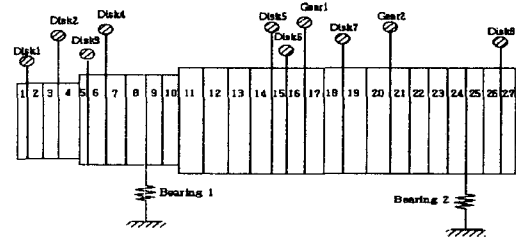
기어박스 내에 있는 3개의 축계인 A축, B축, S축의 굽힘진동 해석과 위험속도해석을 위해 유한요소법을 이용하였으며 축계를 집중질량과 중간단성 구속조건을 갖는 Timoshenko보로 가정하여 본 대상계를 감쇠-자이로스코픽 시스템으로 간주하였다.<sup>[3]</sup> 전달축인 B축의 경우 운전모드별로 기어가 4개의 위치로 이동하므로 모드별로 총 4개의 유한요소모델을 설정하였으며 각각의 모델에 대해 굽힘진동과 위험속도를 해석하였다. A축, S축 및 B축 3단 변속모드에 대한 축계별 유한요소모델은 Fig. 5와 같다.



(a) shaft A



(b) shaft B



(c) shaft S

Fig. 5 Finite element models for the lateral shaft vibration analysis at the 3rd step shifting mode.

축의 재료 물성치와 베어링의 강성계수는 Table 4에 정리하였다. 베어링은 일반적인 구름베어링이므로 베어링의 감쇠는 무시하였으며 x, y방향의 스프링요소로 모델링하였다.

Table 4. Material properties and bearing stiffness.

Material properties	Elasticity, $E$ [ $N/m^2$ ]	$203 \times 10^9$	
	Poisson's ratio, $\nu$	0.3	
	Density, $\rho$ [ $kg/m^3$ ]	7850	
Bearing coefficients	Shaft A	Bearing 1	$176.847 \times 10^6$
		Bearing 2	$179.606 \times 10^6$
	Shaft B	Bearing 1	$183.708 \times 10^6$
		Bearing 2	$1.624 \times 10^9$
	Shaft S	Bearing 1	$6.265 \times 10^9$
		Bearing 2	$6.999 \times 10^9$

A, B축과 S축에 대한 굽힘진동 해석결과를 Table 5에 정리하였으며, B축의 운전모드별 굽힘진동 해석결과는 Table 6에 정리하였다.

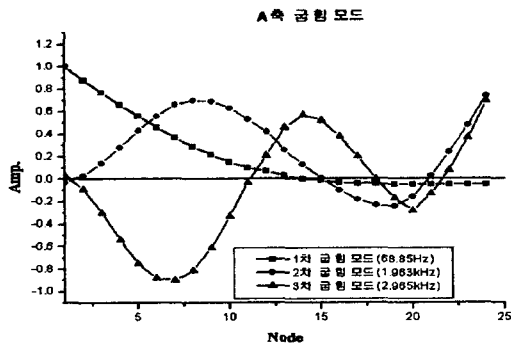
Table 5. Computed natural frequencies of the lateral shaft-bearing vibration.

Natural frequency	Shaft A[Hz]	Shaft B[Hz]	Shaft S[Hz]
1st	68.85	175	401
2nd	276.5	483	614
3rd	620.8	884	620.8
4th	1.054k	1.364k	1.521k
5th	1.963k	2.664k	1.658k
6th	2.965k	2.908k	1.877k
7th	4.282k	3.862k	2.925k
8th	5.498k	4.167k	3.247k

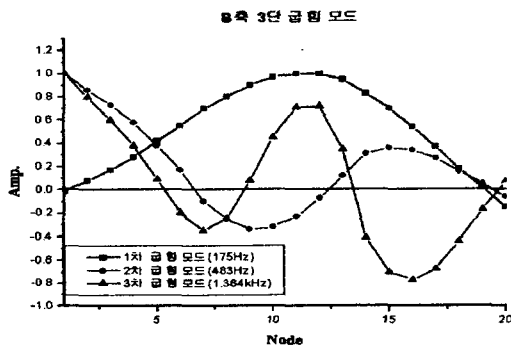
Table 6. Computed natural frequency of the lateral vibration model for the shaft B. [Hz]

natural freq.	speed shifting mode			
	1단	2단	3단	4단
1st	206.8	179	175	160
2nd	502.18	565	483	590
3rd	620.8	1.026k	884	1.085k
4th	864.3	1.4769k	1.364k	1.670k
5th	1.3706k	2.0355k	2.664k	2.070k
6th	2.144k	2.649k	2.908k	2.970k
7th	3.668k	4.235k	3.862k	3.684k
8th	3.878k	4.358k	4.167k	4.287k

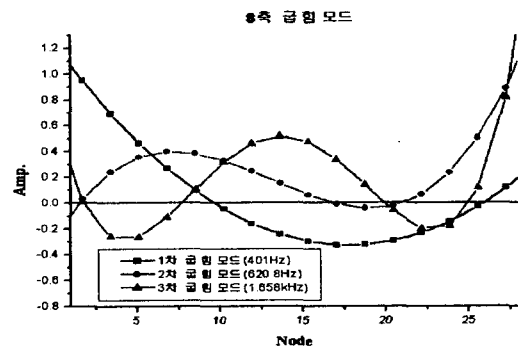
Fig. 6은 A축과 S축, 그리고 B축의 3단 변속모드에 대한 1~3차 굽힘 모드형상을 나타낸다.



(a) shaft A



(b) shaft B



(c) shaft S

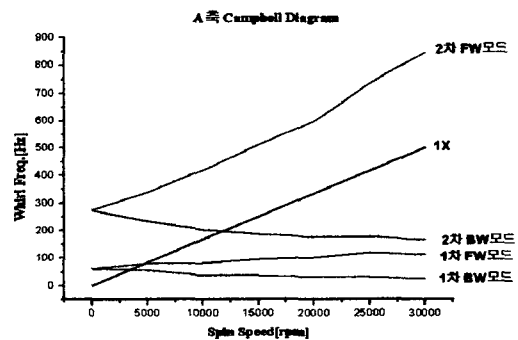
Fig. 6 Lateral vibration modes of each shaft at the 3rd step speed shifting operation.

A, B축과 S축의 위험속도 해석결과는 Table 7에 정리하였다. 위험속도 해석 결과로부터 모든 축계에서 1차 위험속도가 최대 작동속도와 상당히 격리되어 있는 것을 확인할 수 있다.

Table 7. Computed shaft critical speeds[rpm].

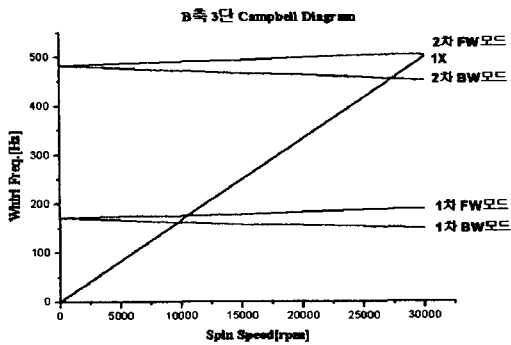
Critical speed	Shaft A	Shaft B	Shaft S
1st	3386	9784	21721
2nd	4582	10585	26923
3rd	11782	27335	
maximum operating speed	2378	1696	1500

아래의 Fig. 7은 축계별 Campbell Diagram을 나타낸다.

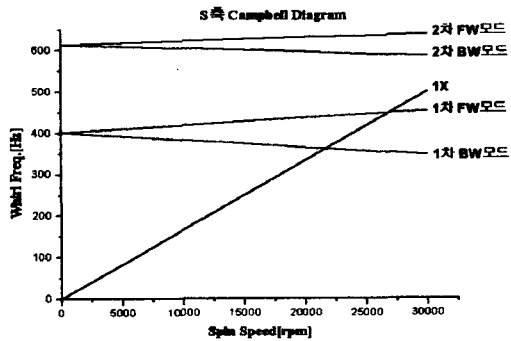


(a) shaft A

Fig. 7 Campbell Diagram for each shaft.(to be continued)



(b) shaft B



(c) shaft C

Fig. 7 Campbell Diagram for each shaft.

### 3. 결과분석

기어열-축계의 비틀림 진동해석과 축계의 굽힘 진동해석 결과로부터 각각의 변속모드에서 발생할 수 있는 여러 가지 가진력 주파수 특성과의 상관성을 분석해보면 Table 8과 같다. 3단 변속 모드의 최고 작동속도에서 기어 맞물림 주파수와 고유진동수들이 서로 공진 대역에 존재하는 것을 알 수 있다. 그러므로 3단 운전 모드에서 기어박스의 기어열-축계는 기어 맞물림 가진력으로 인하여 공진을 일으킬 가능성이 매우 크다.

Table 8. Comparison of natural frequencies at maximum operating speed in the 3rd shifting mode.

Gear meshing frequency		Gear-train torsional vibration	Shaft lateral vibration
A/B	911(Hz)	830(Hz)	884(Hz)
B/S	866(Hz)		

### 4. 결론

본 연구에서는 NC선반 기어박스의 기어열-축계 비틀림 진동과 축계 굽힘진동 및 위험속도 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 축계 위험속도 해석결과 모든 운전모드에 대하여 1차 위험속도는 모두 운전속도 영역밖에 존재하였다.

2) 기어열-축계의 비틀림 고유진동수와 축계 굽힘 고유진동수는 3단 운전모드에서의 기어 맞물림 주파수와 공진 가능성이 큼을 확인하였다.

본 연구의 기어열-축계 모델링과 해석결과는 고속·저진동·저소음 기어열-축계의 설계와 NC선반 기어박스의 소음·진동 대책마련을 위한 기초 자료로 활용될 수 있을 것이다.

### 감사의 글

본 연구는 과학기술부·한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구센터와 (주)두산 기계 BG 공작기계BU의 지원에 의한 것입니다.

### 참고 문헌

- Victor Work, "Machinery Vibration-Measurement & Analysis," McGraw-Hill, Inc., 1991.
- J. Derek Smith, "Gear Noise and Vibration," Marcel Dekker, Inc., 1999.
- J.S.Rao, "Rotor Dynamics," 3rd ed., New Age Inc. 1996.
- A. D. Dimarogonas, Sam Haddad, "Vibration for Engineers," 2nd ed., Prentice-Hall Inc., Chapter 15, 1996.
- 최영휴, 박선균, 배병태, "NC 선반-S670 기어박스의 소음·진동 분석과 저감대책 연구," 창원대학교 연구보고서, 2000. 7.
- 최영휴, 홍대선, 박선균, "Spindle Unit 구조해석 및 설계해석," 창원대 I.I.T. 연구보고서, 1999. 6.
- 김재실, 최현오, "자동선반 기어박스의 진동방지," 한국공작기계학회지, 제8권 제6호, pp. 119-124, 1999.