

# NC선반 기어박스의 소음·진동 저감에 관한 연구

<sup>0</sup>최영휴\*, 박선균\*\*, 배병태\*\*, 정택수\*\*, 김청수\*\*

## A Study on Noise and Vibration Reduction of an NC Lathe Gear Box

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

### ABSTRACT

When operating NC lathe, gear box which is equipped with gear train and spindle sometimes generates loud noise and excessive vibrations. In order to identify their causes, In this study, torsional and lateral vibration characteristics including critical speeds of the gear train - spindle system are first analyzed by using torsional and lateral vibration models of the gear train and shafts. Natural frequencies and modes of the gear box structure are also analyzed by impulse hammer test. Furthermore, measured vibration and noise signals are analyzed and compared with theoretical analysis results. At last it is concluded that the cause of the excessive noise and vibration is the resonance between gear meshing frequency including its side bands, shaft bending and torsional vibration frequencies, and the natural frequencies of th gear box structure. Consequently the noise and vibration levels are greatly reduced by avoiding resonance between them through the redesign of the gear module.

### 1. 서론

공작기계는 일반적으로 가공물의 종류 혹은 가공정도, 가공효율 등을 위하여 여러 변속모드로 운전한다. 이러한 변속모드 때문에 공작기계의 동력전달계는 기어박스를 포함하고 있다. 기어박스는 각종 기계요소들로 매우 복잡하게 이루어져 있으며 시스템의 특성상 진동·소음이 발생하게 된다. 그러나 기어박스의 소음·진동원인을 밝히는 일은 여러 종류의 전동오차(Transmission Error)와 축계진동 원인, 구조진동 원인 등이 관련되어 있기 때문에 매우 어렵고 힘든 작업이다.

본 연구에서는 특정 변속모드에서 모듈레이션(Modulation) 현상을 포함한 맥동 소음이 현저하게 발생하는 NC선반의 기어박스 소음과 진동의 발생원인을 규명하고 효과적이고 경제적인 소음·진동 저감대책을 제안하고자 한다.

먼저 소음원 및 가진원이 될 수 있는 가진력을 분석하고, 선반의 동력전달계의 동특성 및 회전체 역학 해석과 기어박스 구조물의 실험모드해석을 수행하였다. 또한 실제 운전모드에서 선반의 진동·소음 신호를 측정·분석하였다. 해석 및 측정 자료를 비교하여 진동·소음의 원인을 분석하였다.

### 2.1 기어열의 변속모드 및 운전속도 조건

기어박스의 기어열-회전축계는 Fig.1과 같다.

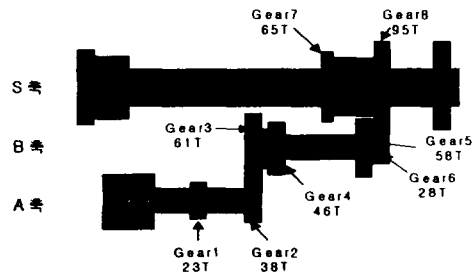


Fig. 1 Gear train and shafts in a gear box

### 2. 소음·진동원인 분석

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

A축은 구동축, B축은 전달축, C축은 주축을 나타낸다. NC선반의 변속모드는 총 4단으로 이루어져 있으며, 각각의 기어열의 변속운전 모드에 따른 축의 회전속도는 Fig. 2와 같다.

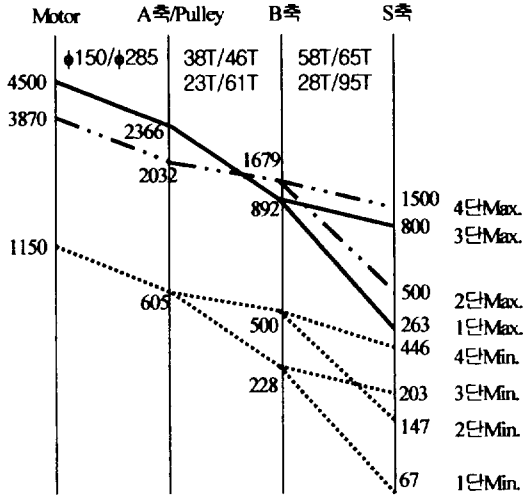


Fig. 2 Shaft speed(rpm) and gear ratios corresponding to shifting modes of a NC lathe.

## 2.2 가진력의 종류와 가진 주파수

기어박스에서 발생할 수 있는 가진력은 기어 맞물림으로 인한 가진력과 각 축의 불평형력, 축 정렬불량에 의한 가진력, 벨트 가진력, 그리고 베어링에 의한 가진력 등이 있다.<sup>[3]</sup> 축의 회전 불평형력 주파수인 축의  $1 \times \text{rpm}$  주파수와 기어 맞물림 주파수는 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다.

Table 1. 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	A & Pulley
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

Table 2. Gear meshing frequency 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

## 2.3 기어열-축계의 비틀림 고유진동 해석

앞서 Fig. 1의 기어열-축계를 집중 매개변수 모델로 가정하여 아래의 Fig. 3에 보인 바와 같이 질량관성과 강성으로 이루어진 비틀림진동계<sup>[8]</sup>로 모델링하였다. 각각의 변속 모드별로 별도의 모델링을 만들어 해석하였으나 편의상 1단 변속모드일 때의 수학적 모델링만을 Fig. 3에 나타내었다.

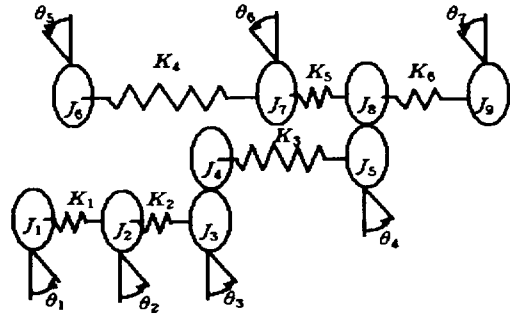


Fig. 3 A mathematical model for shaft-gear train torsional vibration analysis(at the 1st shifting mode)

위 모델링에서  $i$ 번째 질량관성모멘트  $J_i$ 는 기어와 보의 관성모멘트로 구성되고,  $i$ 번째 스프링의 강성  $K_i$ 는 식(1)과 같다.

$$K_i = \frac{G_i J_i}{L_i} \quad (1)$$

여기서,  $G_i$ 와  $I_i$ 는 각각 축의  $i$ 번째 단면의 전단계수와 2차 극관성 모멘트이다. Lagrange 방정식을 이용하여 Fig. 3의 수학적 모델에 대한 운동 방정식을 구하면 식(2)와 같이 표현된다.



작성된 회전축계 해석용 컴퓨터 프로그램<sup>[9-10]</sup>을 이용하여 축계의 굽힘진동 고유진동수와 톨링 위험속도를 해석하고 그 결과를 각각 Table 5와 Table 6에 정리하였다. 위험속도 해석결과로부터 모든 축계에 있어서 1차 위험속도가 최대작동속도와 상당히 격리되어 있는 것을 확인할 수 있다.

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

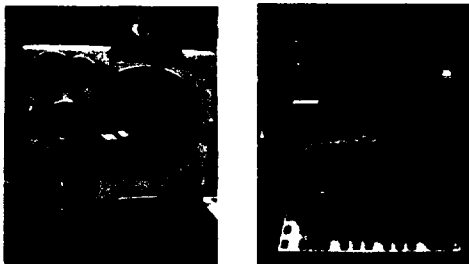
Natural frequency	Shaft A[Hz]	Shaft B[Hz]	Shaft S[Hz]
1st	68.85	175	401
2nd	276.5	483	614
3rd	620.8	884	620.8
4th	1.054k	1.364k	1.521k
5th	1.963k	2.664k	1.658k
6th	2.965k	2.908k	1.877k
7t	4.282k	3.862k	2.925k
8th	5.498k	4.167k	3.247k

Table 6. 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

## 2.5 기어박스 구조물의 실험적 모드해석

기어박스 구조물의 고유진동수와 고유진동모드를 알아보기 위해 충격 가진시험<sup>[7]</sup>을 수행하였다. Fig. 5와 같이 기어박스 구조물을 공중에 매단 상태에서 구조물의 80개 지점을 선정하여 충격해머로 타격하고 가속도계로부터 응답을 측정하였다.



(a) Gear box structure (b) FFT Analyzer  
Fig. 5 Apparatus of the modal test.

충격 가진시험에 의한 고유진동수 해석결과는 Table 7에 정리하였으며, 그 중에서 축계 고유진동수와 공진 가능성이 큰 5차 고유진동모드를 Fig. 6에 나타내었다.

Table 7. Measured natural frequencies of the gear box structure.

Mode Number	Natural Frequency(Hz)	Mode Number	Natural Frequency(Hz)
1	508.9	9	1.187k
2	577.4	10	1.340k
3	703.0	11	1.671k
4	843.5	12	1.840k
5	886.8	13	1.898k
6	964.8	14	2.05k
7	1.016k	15	2.473k
8	1.132k	16	2.969k

아래 그림의 진동 모드 형상을 보면, 기어박스의 앞면과 뒷면이 심하게 진동하는 것을 볼 수 있는데, 앞쪽은 작업자가 위치하는 곳이므로 이 진동모드는 작업자가 느끼는 소음을 더욱 크게 증가시킬 가능성이 있다.

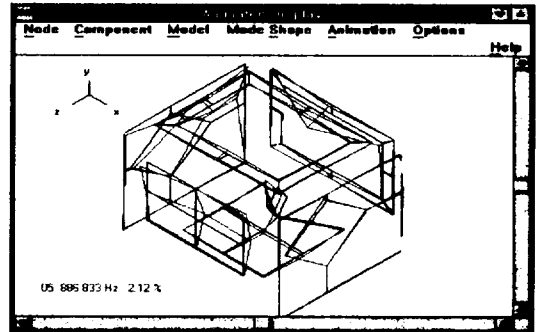
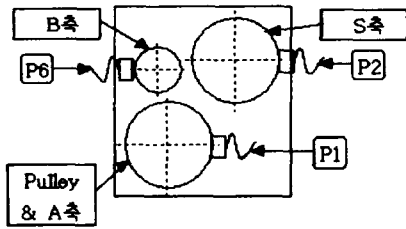


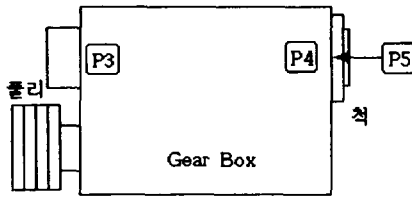
Fig. 6 The 5th mode shape of the gear box(886.8Hz)

## 2.6 기어박스 소음 및 진동 측정

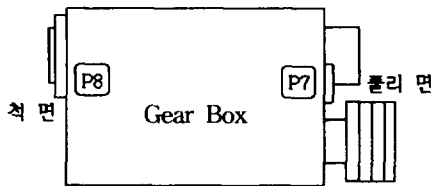
기어박스의 작동 시 소음과 진동을 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 베어링 하우징 부위와 기어박스 구조물에 총 8개의 측정점을 설정한 다음 운전 중 변속모드별로 진동가속도를 측정하였다. 또한 기어박스의 전·후·좌·우측면에서의 소음신호를 측정하였다.



(a) Pulley side panel



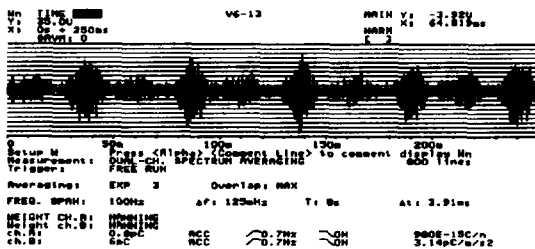
(b) Front panel



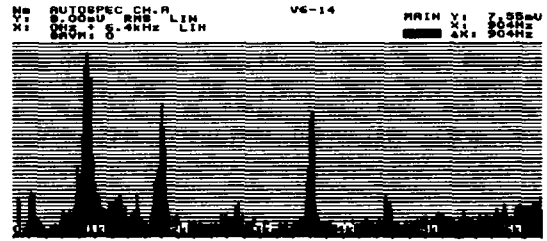
(c) Rear panel

Fig. 7 Accelerometer and microphone pickup positions.

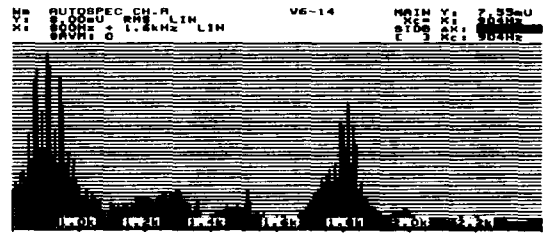
가속도 및 소음 측정결과 중 맥동 소음이 가장 현저하게 나타나는 3단 변속모드의 가속도 스펙트럼과 시간응답신호, 그리고 900Hz대의 측대역 성분 스펙트럼을 나타내면 Fig. 8과 같다.



(a) Acceleration signal



(b) Frequency spectrum of the acceleration



(c) Side bands near 900Hz and 1.8kHz

Fig. 8 Measured acceleration signals at the position 3 for the 3rd shifting mode operation.

Fig. 8로부터 기어박스의 전형적인 측대역 성분에 의한 진폭변조 패턴형상이 나타나는 것을 알 수 있으며, 911Hz에서 39.57Hz의 측대역 성분을 지닌 피크성분이 나타나고 이것의 고조파 성분들이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

### 3. 소음 - 진동 원인분석 결과

운전상태에서 가진력과 시스템의 고유진동 특성으로 인한 기어박스의 공진 여부를 분석해보면 Table 8과 같이 3단 변속모드의 최고 작동속도에서 기어 맞물림 주파수 및 그 측대역 성분과 축계 및 구조물의 고유진동수들이 서로 공진대역에 존재하는 것을 알 수 있다.

또한 가속도 및 소음측정결과로부터 기어박스의 소음을 유발시키는 가진력으로는 기어 맞물림 주파수성분과 그 측대역 성분의 기어열 진동에 기인된 가진력이 가장 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 맥동소음이 현저하게 발생하는 3단 변속모드에서는 기어 맞물림 진동에 의한 가진력(866Hz 및 911Hz성분과 그 측대역 성분)이 축계의 진동을 중

폭시키고, 그 증폭된 축계 진동이 베어링 하우징을 통하여 기어박스 구조물을 차례로 가진시키며 이 과정에서 가진력인 기어 맞물림 주파수 성분 및 그 측대역 성분과 회전축계의 진동(884Hz) 및 기어 박스 구조물의 진동(887Hz)이 공진을 일으키는 것으로 판단된다.

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

Gear meshing frequency		Gear-train torsional vibration	Gear box structure	Shaft lateral vibration
A/B	911(Hz)	830(Hz)	887(Hz)	884(Hz)
B/S	866(Hz)			

이 공진 현상으로 인하여 각 전달계의 진폭이 증폭되고 측대역 성분으로 인하여 진폭변조된 기어박스 구조물의 진동에 따라 주변 공기압이 맥동하여 과도한 소음이 발생된 것으로 판단된다.

#### 4. 진동 · 소음 저감대책

선반의 기어박스의 진동 · 소음저감을 위해서는 기본적으로 가진력과 회전축계 및 기어박스 구조물의 공진을 회피하도록 시스템을 적절히 설계하여야 한다. 즉, 문제시되는 3단 변속모드의 소음 · 진동 저감을 위해서는 기어 맞물림 주파수를 회전축계의 고유진동수 및 기어박스 구조물의 고유진동수와 일치하지 않도록 B-S축간의 기어비를 변경하는 것이 가장 경제적이고 바람직할 것이다. 또한 기어박스 구조물의 고유진동수 해석결과를 볼 때, 앞면과 뒷면, 그리고 A축 베어링 하우징 부위의 강성이 매우 취약하므로 이를 보강하여야 한다.

#### 5. 결론

본 연구에서는 선반 기어박스의 소음 · 진동원인을 분석하기 위해 축계의 굽힘진동과 위험속도 해석을 수행하였고, 기어열-축계의 비틀림진동 해석, 그리고 기어박스 구조물에 대해 충격 가진시험을 통해 고유진동수와 고유 진동모드를 실험적으로 해석하였다. 이들 고유진동수와 가진 주파수에 해

당하는 기어 맞물림 주파수 및 그 측대역 성분들을 비교하였다. 그리고 선반을 운전하면서 소음 및 가속도를 측정하였고, 그 측정된 신호의 스펙트럼과 시간영역 유형(pattern)을 분석하였다. 그 결과 선반 기어 박스의 진동 · 소음이 기어 맞물림 주파수 및 그 측대역 성분과 축계 및 구조물의 고유진동수들 사이의 공진에 의하여 증폭되고, 기어 맞물림 주파수의 측대역 성분들에 의하여 진폭변조 현상이 발생되었음을 확인하였다. 그리하여 동력전달축의 기어비를 변경하고, 공진을 회피하면서 진동 소음을 저감시키기 위한 기어박스 구조물의 보강 방안을 검토하였다.

#### 참고 문헌

- Victor Work, "Machinery Vibration-Measurement & Analysis," McGraw-Hill, Inc., 1991.
- J. Derek Smith, "Gear Noise and Vibration," Marcel Dekker, Inc., 1999.
- J. Courrech, "Condition Monitoring of Machinery," Chapter 16 in "Shock and Vibration Handbook," 4th edition, edited by Cryl M. Harris, McGraw-Hill Inc.
- A. D. Dimarogonas, Sam Haddad, "Vibration for Engineers," 2nd ed., Prentice-Hall Inc., Chapter 15, 1996.
- John E. K. Foreman, "Sound Analysis and Noise Control," Van Nostrand Reinhold, 1990.
- Nicholas P. Chironis, "Gear Design and Application," McGraw-Hill Inc., 1967.
- D. J. Ewins, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press Ltd., 1986.
- J.S.Rao, "Rotor Dynamics," New Age Inc. 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.