

선반 기어박스의 진동·소음 분석과 저감에 관한 연구

⁰박선균*, 최영휴**, 배병태*, 정택수***, 김청수***

A Study on Vibration and Noise Reduction of a Lathe Gear Box

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

ABSTRACT

When operating lathe gear box which is equipped with geared transmission, it 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 transmission system are firstly analyzed using lumped parameter models. Natural frequencies and mode shapes of the gear box structure are also analyzed by using the modal test. Furthermore, measured vibration and noise signals during operations are analyzed and compared with theoretical analysis results. After all, it is concluded that the primary cause of the excessive noise and vibrations is the resonance between gear meshing frequency including its side bands, the frequencies of shaft bending and torsional vibrations, and the natural frequencies of the gear box structure. Consequently the noise and vibration levels are greatly reduced by avoiding resonance between the natural frequencies and gear meshing frequencies through the rearrangement of the gears on the transmission shaft without any gear ratio change.

1. 서론

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

본 연구에서는 특정 변속모드에서 진폭 모듈레이션(Amplitude Modulation) 현상을 포함한 맥동 소음이 현저하게 발생하는 선반의 기어박스 진동과 소음의 발생원인을 규명하고 효과적이고 경제적인 진동·소음 저감대책을 제안하고자 한다.

2. 소음·진동원인 분석

먼저 소음원 및 가진원이 될 수 있는 가진력을 분석하고, 선반의 동력전달 축계의 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. A축은 구동축, B축은 전달축, S축은 주축을 나타낸다. 선반의 변속모드는 총 4단으로 이루어져 있으며, 각각의 기어열의 변속운전 모드에 따른 축의 회전속도는 Fig. 2와 같다.

* 창원대학교 기계설계공학과 대학원

** 창원대학교 기계설계공학과

*** (주)두산 기계BG 공작기계BU

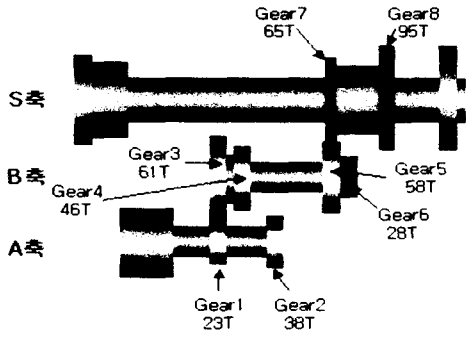


Fig. 1 Gear train and shafts in a gear box

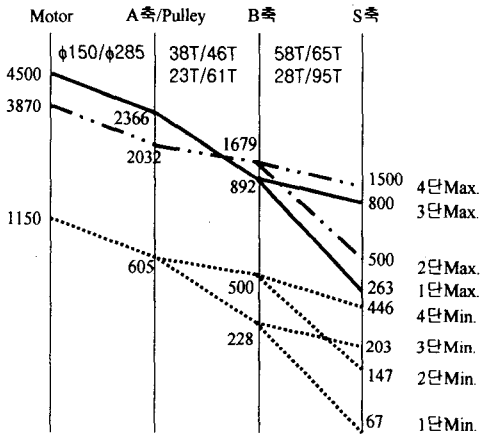


Fig. 2 Shaft speed(rpm) and gear ratios corresponding to shifting modes of a lathe.

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.^[3] Table 1은 Fig. 1의 축계가 각각의 운전모드로 운전될 때의 기어 맞물림 주파수이다.

Table 1. 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	Max. 4495rpm	906.9	416.3
2nd	Max. 3902rpm	1300.7	791.7
3rd	Max. 4518rpm	911.5	866.7
4th	Max. 3870rpm	1290	1626.5

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^[8]로 모델링하였다. 각각의 변속 모드별로 별도의 모델링을 만들어 해석하였으나 편의상 3단 변속모드일 때의 수학적 모델링만을 Fig. 3에 나타내었다.

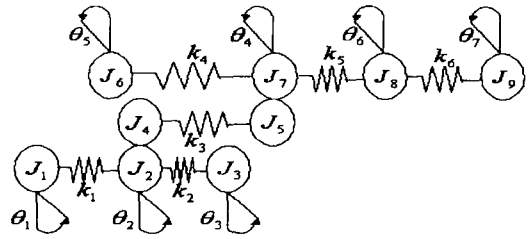


Fig. 3 A mathematical model for shaft-gear train torsional vibration analysis(at the 3rd shifting mode)

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

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

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

$$[J] \{\ddot{\theta}\} + [K] \{\theta\} = 0 \quad (2)$$

여기서, $[J]$ 는 시스템의 질량관성행렬, $[K]$ 는 비틀림 강성행렬로서 해석대상 선반의 설계제원으로 부터 3단 변속모드일 때 다음과 같이 계산되었다.

$$[J] = \begin{bmatrix} 0.54 & & & & & & & 0 \\ & 1.25 & & & & & & \\ & & 0.024 & & & & & \\ & & & 0.798 & & & & \\ & & & & 0.743 & & & \\ & & & & & 1.167 & & \\ & & & & & & 0.197 & \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 0.81 & -0.81 & & & & & & 0 \\ -0.81 & 13.28 & -2.47 & 3.77 & & & & \\ & -2.47 & 2.47 & & & & & \\ & & 3.77 & & 260 & 18.9 & 211.8 & \\ & & & & 18.9 & 16.89 & & \\ & & & & 211.8 & & 234.0 & -45.05 \\ & & & & & & -45.05 & 45.05 \end{bmatrix} \times 10^6$$

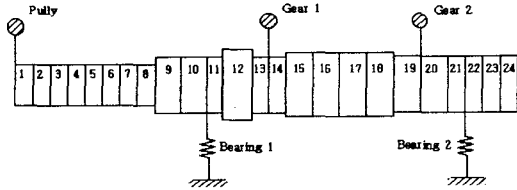
위의 방정식으로부터 QR법을 이용하여 각각의 변속모드별로 비틀림 고유진동 해석을 수행하였으며 해석결과는 Table 2와 같다.

Table 2. Calculated natural frequencies of the torsional shaft-gear train vibration model.

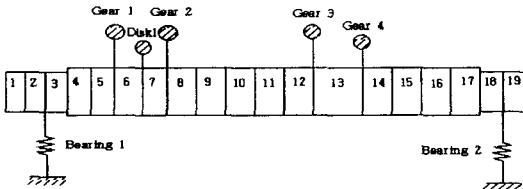
natural frequency	shifting mode			
	1st step	2nd step	3rd step	4th step
1st	166.524	195.501	179.253	195.528
2nd	421.212	735.121	525.969	622.572
3rd	735.122	2.167k	687.774	834.829
4th	1.630k	2.424k	830.364	2.421k
5th	2.168k	2.686k	1.630k	2.579k

2.4 축계의 굽힘진동 해석

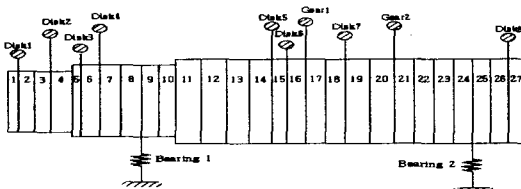
기어박스 내에 있는 3개의 축인 A축, B축, S축의 굽힘진동(lateral vibration) 해석과 위험속도 해석을 위해 Fig. 4에 보인 바와 같이 각각의 축계에 대한 유한요소 모델을 만들었다.



(a) Shaft A



(b) Shaft B



(c) Shaft S

Fig. 4 Finite element models for the lateral shaft vibration analysis at the 3rd step shifting mode.

축은 집중질량과 중간탄성 구속조건을 갖는 Timoshenko보로 가정하고, 축계는 감쇠-자이로스 코픽 시스템으로 간주하였다.^[8]

축의 재료 물성치와 베어링의 강성계수는 Table 3에 정리하였다. 베어링은 감쇠를 무시하고 x, y방향의 스프링요소로 모델링하였다. 굽힘 고유진동수 해석결과는 Table 4와 같다.

Table 3. Material properties and bearing stiffness.

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

Table 4. 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

2.5 기어박스 구조물의 실험모드해석

기어박스 구조물의 고유진동수와 고유진동모드를 해석하기 위해 충격 가진시험^[7]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 5에 정리하였다. 그 중에서 축계 고유진동수와 공진 가능성이 큰 5차 고유진동모드를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6으로부터 기어박스의 앞면과 뒷면의 진폭이 상대적으로 크게 나타나며, 이는 기어박스 앞쪽의 작업자가 느끼는 소음을 더욱 크게 증가시킬 가능성이 있다.

Table 5. Measured natural frequencies of the gear box structure.

Mode Number	Natural Frequency(Hz)	Mode Number	Natural Frequency(Hz)
1	508.9	6	964.8
2	577.4	7	1.016k
3	703.0	8	1.132k
4	843.5	9	1.187k
5	886.8	10	1.340k

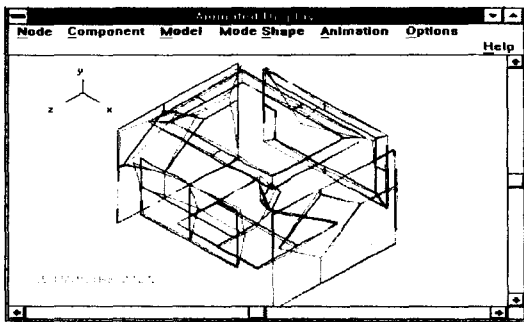
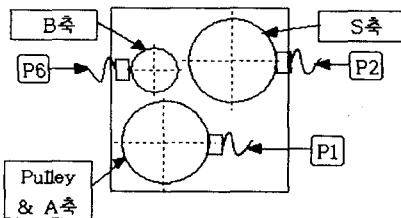


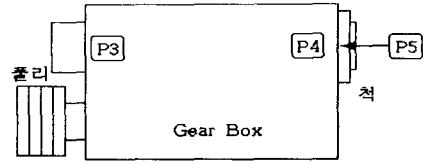
Fig. 6 The 5th mode shape of the gear box(886.8Hz)

2.6 기어박스 진동 및 소음 측정

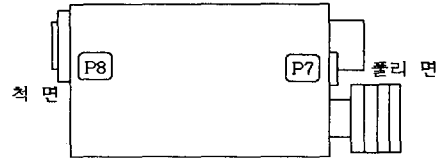
기어박스의 작동 시 소음과 진동을 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 베어링 하우스 하우징 부위와 기어박스 구조물에 총 8개의 측정점을 설정한 다음 운전 중 변속모드별로 진동가속도를 측정하였다. 또한 기어박스의 전·후·좌·우측면에서 각각 50cm 떨어진 위치의 소음신호를 측정하였다



(a) Pulley side panel



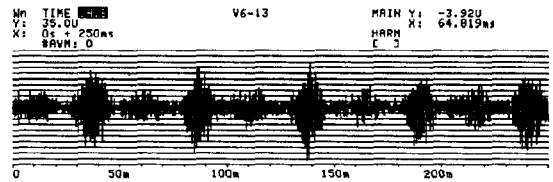
(b) Front panel



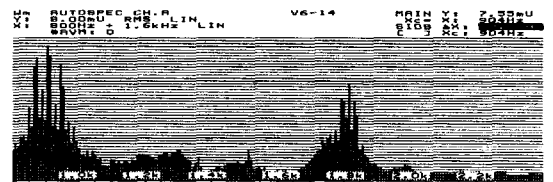
(c) Rear panel

Fig. 7 Accelerometer and microphone pickup positions.

가속도 및 소음 측정결과 3단 변속모드 운전시에 진동과 소음의 맥동이 가장 현저하게 나타나는데, 가속도와 소음 측정신호와 스펙트럼을 나타내면 각각 Fig. 8 및 Fig. 9와 같다.



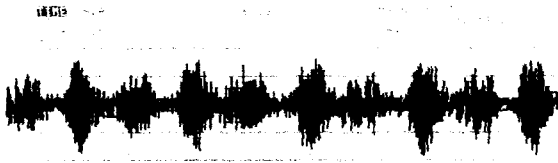
(a) Acceleration signal



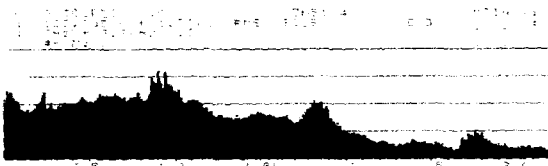
(b) Side bands near 900Hz and 1.8kHz

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

Fig. 8로부터 기어박스의 전형적인 측대역 성분에 의한 진폭변조 형상이 나타나는 것을 알 수 있으며, 911Hz에서 39.57Hz의 측대역 성분을 지닌 피크(peak) 성분이 나타나고, 이것의 고조파 성분들이 나타나는 것도 확인할 수 있다.



(a) Noise signal



(b) Noise spectrum

Fig. 9 Measured noise signals at the position 3 for the 3rd shifting mode operation.

3. 진동 · 소음 원인분석 결과

운전상태에서 가진력과 시스템의 고유진동 특성으로 인한 기어박스의 공진 여부를 분석해보면 Table 6과 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.

Table 6. 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)			

따라서 맥동소음이 현저하게 발생하는 3단 변속 모드에서는 기어 맞물림 진동에 의한 가진력(866Hz 및 911Hz성분과 그 측대역 성분)이 축계의 진동을 증폭시키고, 그 증폭된 축계 진동이 베어링 하우징을 통하여 기어박스 구조물을 차례로 가진시키며 이 과정에서 가진력인 기어 맞물림 주파수

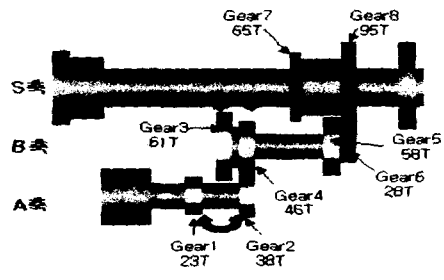
성분 및 그 측대역 성분과 회전축계의 진동(884Hz) 및 기어 박스 구조물의 진동(887Hz)이 공진을 일으키는 것으로 판단된다.

4. 진동 · 소음 저감대책

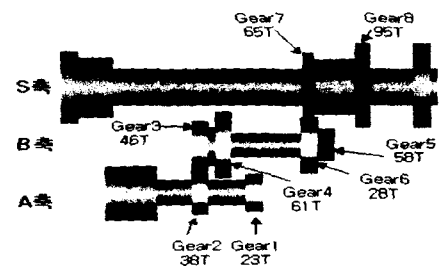
4.1 기어 위치변경

기존의 개발된 모델에 대해 가장 경제적인 설계 개선은 기존의 기어와 축계를 그대로 유지하고 주축 동작속도를 그대로 유지하는 것이다.

본 연구에서는 이러한 설계조건하에서 기어 맞물림 주파수에 의한 기어열-축계 시스템의 비틀림 고유진동수와 굽힘 고유진동수의 공진 문제를 해결하기 위하여 Fig. 10과 같이 A축의 Gear 1과 Gear 2의 위치를 변경하고 그에 따른 운전모드의 유지를 위해 B축의 Gear 3과 Gear 4의 위치를 변경하였다.



(a) the initial design



(b) the improved design

Fig. 10 Gear transmission systems before and after design change

Fig. 10 (b)와 같이 설계 개선된 모델에 대하여 비틀림 진동 및 횡진동 해석을 수행하였으며, 초기 설계모델과 설계 개선된 모델의 운전모드별 진동을 측정하여 비교하였다.

4.2 설계 개선된 모델의 비틀림 진동해석 결과

설계 개선된 모델에 대하여 2.3절에 기술한 방법으로 운전모드별 비틀림 진동해석을 수행하였으며 해석결과를 Table 7에 정리하였다. Table 7과 운전모드별 기어 맞물림 주파수인 Table 1을 비교한 결과 기어 맞물림 주파수의 공진대역에 존재하는 고유진동수는 나타나지 않는 것을 확인하였다.

Table 7. Calculated natural frequencies of the torsional vibration for the modified system.

natural freq.(Hz)	speed shifting mode			
	1st step	2nd step	3rd step	4th step
1st	162.69	140.09	170.141	138.086
2nd	430.187	427.714	751.476	419.496
3rd	872.180	872.030	1.050k	476.416
4th	1.868k	2.514k	1.871k	916.816
5th	2.514k	3.810k	2.491k	2.513k

4.3 설계 개선된 모델의 굽힘 진동해석

설계 개선된 모델에 대하여 2.4절에 기술한 방법으로 운전모드별 횡진동해석을 수행하였으며, 해석결과는 Table 8에 정리하였다. 그리고 B축의 운전모드별 굽힘진동 해석결과는 Table 9에 정리하였다.

Table 8. Computed natural frequencies of the shaft lateral vibrations for the modified system.

Natural frequency	Shaft A[Hz]	Shaft B[Hz]	Shaft S[Hz]
1st	64.18	154	171.9
2nd	274.60	616.46	526.96
3rd	621.78	1.199k	993.52
4th	1.092k	1.647k	1.549k
5th	1.995k	2.321k	2.032k

Table 9. Computed natural frequency of the lateral vibration for the modified shaft B.

natural freq.(Hz)	speed shifting mode			
	1st step	2nd step	3rd step	4th step
1st	171.1	196.6	154	171.9
2nd	585.97	515.29	616.46	526.96
3rd	1.098k	949.30	1.199k	993.52
4th	1.521k	1.435k	1.647k	1.549k
5th	1.749k	1.970k	2.321k	2.032k

Table 8 및 Table 9와 운전모드별 기어 맞물림 주파수를 나타내는 Table 1을 비교한 결과 공진 우려가 있는 B축의 3단 기어 맞물림 주파수에 대한 횡방향 고유진동수(884Hz)가 나타나지 않을 뿐만 아니라 그 외의 모든 횡방향 고유진동수가 운전모드별 기어 맞물림 주파수와의 공진대역에 존재하지 않음을 확인할 수 있다.

4.4 설계 개선후의 진동·소음 저감효과

설계 개선 후 기어열-축계의 진동·소음 저감을 확인하기 위하여 초기 설계된 기어박스를 장착한 선반과 설계 개선된 기어박스를 장착한 선반에 대하여 운전모드별로 진동가속도와 SPL(Sound Pressure Level)을 측정하여 비교하였다. 두 선반에서 기어박스의 가속도와 소음 측정위치는 Fig. 7과 같이 모두 동일하다.

Table 10. Comparison of the measured vibrations for the 3rd shifting mode operation

Measure point.	Max.acc.[mg]		Reduction rate[%]
	Before design change	After design change	
P1	92.3	37.8	↓ 59.0
P2	399	38.4	↓ 90.37
P3	74.0	68.2	↓ 7.8
P4	3070	21.1	↓ 99.3
P5	770	27.6	↓ 96.4
P6	62.7	30.3	↓ 51.7
P7	58.9	49.9	↓ 15.2
P8	853	34.5	↓ 95.9

Table 11. Comparison of the measured noise for the 3rd shifting mode operation

Measure point.	SPL[dB]		Reduction rate[dB]
	Before design change	After design change	
P1	94.9	37.1	↓ 57.8
P2	98.2	35.5	↓ 62.7
P3	99.1	35.2	↓ 63.9
P4	94.1	29.9	↓ 64.2
P5	97.9	24.4	↓ 73.5

공진이 우려되는 3단 변속모드에서의 가속도와 소음 측정결과를 Table 10과 Table 11에 비교하여 정리하였다. Table 10으로부터 설계 개선 후 가속도가 최대 99%이상 저감되었음을, Table 11로부터 설계 개선 후 주요 주파수 대역에서의 소음이 최

대 73.5dB까지 저감되었음을 확인할 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 가속도와 소음 측정결과들 중 맥동 현상이 가장 현저하게 나타나는 측정점 4에서의 가속도 스펙트럼과 소음 스펙트럼 비교결과를 나타낸다.

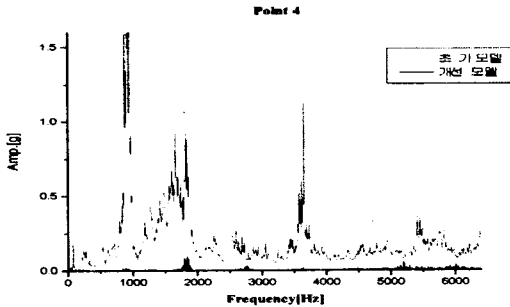


Fig. 11 Comparison of the measured acceleration levels at position #4 at the 3rd shifting mode

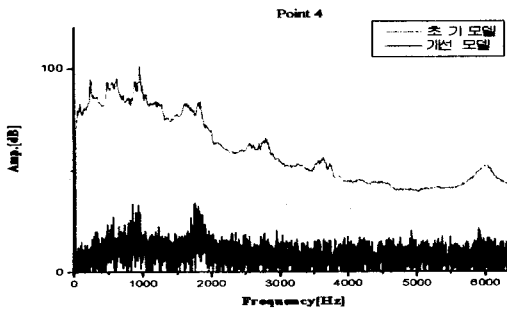


Fig. 12 Comparison of the measured noise levels at position #4 at the 3rd shifting mode

5. 결론

본 연구에서는 선반 기어박스의 소음·진동원인을 분석하기 위해 축계의 굽힘진동과 기어열-축계의 비틀림진동을 해석하였으며, 충격 가진시험을 통해 기어박스 구조물의 고유진동수와 고유 진동 모드를 해석하였다. 그리고 선반을 여러 가지 속도 조건으로 운전하면서 소음 및 가속도를 측정하였고, 그 측정된 신호의 스펙트럼과 시간영역 신호유형을 분석하였다. 그 결과 선반 기어 박스의 진동·소음이 기어 맞물림 주파수 및 그 측대역 성분과 축계 및 구조물의 고유진동수들과의 공진에 의하여 증폭되고, 기어 맞물림 주파수의 측대역 성분들에 의하여 진폭변조 현상이 발생되었음을 밝

혀내었다. 이러한 분석결과를 바탕으로 공진을 회피하기 위한 변속 기어열-축계의 경제적인 설계안을 제시하였고, 설계 개선된 기어박스를 장착한 선반의 변속모드별 진동을 측정한 결과 초기 설계 모델에 비하여 획기적으로 진동수준이 저감됨을 확인하였다.

참고 문헌

1. Victor Work, "Machinery Vibration-Measurement & Analysis," McGraw-Hill, Inc., 1991.
2. J. Derek Smith, "Gear Noise and Vibration," Marcel Dekker, Inc., 1999.
3. J. Courrech, "Condition Monitoring of Machinery," Chapter 16 in "Shock and Vibration Handbook," 4th edition, edited by Cryl M. Harris, McGraw-Hill Inc.
4. A. D. Dimarogonas, Sam Haddad, "Vibration for Engineers," 2nd ed., Prentice-Hall Inc., Chapter 15, 1996.
5. John E. K. Foreman, "Sound Analysis and Noise Control," Van Nostrand Reinhold, 1990.
6. Nicholas P. Chironis, "Gear Design and Application," McGraw-Hill Inc., 1967.
7. D. J. Ewins, "Modal Testing : Theory and Practice," Research Studies Press Ltd., 1986.
8. J. S. Rao, "Rotor Dynamics," New Age Inc. 1996.
9. 최영휴, 박선균, 배병태, "NC 선반-S670 기어박스의 소음·진동 분석과 저감대책 연구," 창원대학교 연구보고서, 2000. 7.
10. 최영휴, 홍대선, 박선균, 진용규, "권사기용 고속·고정도 Spindle Unit 개발," 산업자원부, 산업기반기술개발과제, 연구보고서, 1998. 8.
11. 최영휴, 박선균, 배병태, 정택수, 김청수, "NC 선반 기어박스의 소음·진동저감에 관한 연구," 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp. 94-99, 2000.
12. 최영휴, 박선균, 배병태, "고속 공작기계의 동특성 해석 및 최적설계 기술연구," 창원대학교 R.R.C. 연구보고서, 2001. 2.