

# 바닥고정형 유성기어박스의 진동특성에 관한 연구

이동환\* · 윤인성\* · 천길정\*\*  
(2000년 3월 16일 접수)

## A Study on the Vibrational Characteristics of a Foot Mount Type Gearbox for Epicyclic Gear Train

Lee Dong-Hwan, Youn In-Seong and Cheon Gill-Jeong

**Key Words:** Epicyclic Gear Train(유성기어열), Gearbox(기어박스), Modal Testing(모드실험), Modal Analysis(모드해석), Finite Element Analysis(유한요소해석)

### Abstract

In this paper, the vibrational characteristics of a foot mount type gearbox for epicyclic gear train have been studied. The modal parameters and mode shapes of a gearbox have been computed using ANSYS code. Modal testing was carried out to verify the FEM analysis model. It has been shown that the analysis results are in good agreements with the experimental results. Harmonic analysis has been executed to verify the effect of thickness variance of gearbox housing on the modal response. Analyzing the calculated results, some guides for optimal vibration response has been deduced.

### 1. 서론

거의 모든 기계시스템의 동력전달장치로 이용되는 기어열(gear train)은 기계시스템의 성능과 수명에 다양한 형태로 영향을 미친다. 여러 가지 기어열 중에서도 특히 유성기어열(epicyclic gear train)은 일반 감속기에 비해 체적이 작고, 동력 전달 효율이 높으며, 입출력축이 일직선상에 위치하게 되므로, 시스템 구성에 유리하여 산업 전반에 걸쳐 중요한 기계요소로 사용되고 있다.

기어시스템에서 발생한 진동은 기어박스(gearbox)에 전달되어 기어박스를 가진 시키므로, 공진이 예상되는 경우에는 보강재(rib, stiffener)를 추가하거나 두께를 변화시킴으로써 기어박스의 고유진동수를 바꾸어야한다. 그러나 보강재를 설치할 최적 위치를 결정하거나, 특정 고유진동수를 원하는 만큼 이

동시키는 일은 쉽지가 않다.

Tanaka<sup>(1)</sup> 등은 실험과 유한요소 해석을 수행하여, 기어박스의 고차 고유진동모드가 소음방사에 미치는 영향과 리브(rib) 부착 효과를 규명하였다. Maruyama<sup>(2)</sup> 등은 자동차 변속기 기어박스의 기계적인 진동을 줄이기 위한 기어박스의 모양이나 리브의 분포 등에 대하여 연구하였다. Roosmalen<sup>(3)</sup> 등은 기어변속기의 소음 발생기구에 대해서 연구하였고, Oswald<sup>(4)</sup> 등은 기어박스 소음에 미치는 작동조건의 영향에 대해서 연구를 수행하였다. Zhang<sup>(5)</sup>과 Inoue<sup>(6)</sup> 등은 기어박스의 저진동 최적화를 위하여 유한요소기법과 최적화 기법을 접목시켜 하우징의 진동을 감소시키기 위한 방법을 개발하였다. Lee<sup>(7,8)</sup> 등과 Staszewski<sup>(9)</sup> 등은 Wigner 분산을 이용하여 기어 이빨의 국부적 결함과 기어박스의 상태를 진단하는 기법을 연구하였고, Comejo<sup>(10)</sup> 등은 기어 이빨의 충격에 의한 공진과 기어박스의 구조적 공진을 구별하는 방법에 대한 연구를 수행하였다. Jammu<sup>(11)</sup> 등은 네트워크 기법을 적용

\* 회원, 원광대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 원광대학교 기계공학부

E-mail : gjcheon@wonkwang.ac.kr

TEL : (063)850-6686 FAX : (063)850-6686

하여 기어박스의 결함을 감지하는 연구를 수행하였고, Lin<sup>(12)</sup> 등은 차원예측(dimension estimate)에 의하여 기어박스의 크랙을 검출하는 기법을 연구하였다. 이희원<sup>(13)</sup> 등은 호이스트 기어박스의 소음진동을 저감시키기 위한 연구를 수행하였다. 이상과 같이 기어박스의 진동과 소음을 줄이기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔지만, 유성기어박스의 진동소음 특성에 관한 연구는 거의 발표되지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는, 실제 현장에서 사용하기 위하여 개발 중인 유성기어박스 프레임에 대상으로 하여, 그 진동 특성을 파악함으로써 보다 나은 설계를 실현할 수 있는 방안을 모색하였다.

본 연구에서는 엘리베이터 구동에 이용될 바닥 고정형 유성기어타입 감속기의 기어박스를 대상으로 하여, 유한요소 상용코드인 ANSYS를 사용한 모드해석(modal analysis)을 함으로써, 고유치와 고유벡터를 계산하였고, 유한요소 모델의 타당성을 검토하기 위하여 모달 테스트(modal testing)를 수행하였다. 또한 실험 결과와 해석 결과를 비교하여 그 타당성을 확인하고, 하모닉 해석을 수행하였으며, 최적 진동응답 특성을 위한 설계 변화를 위하여 기어박스를 구성하는 원통부(cylindrical part)와 바닥(base) 및 리브의 두께 변화에 따른 영향을 해석하였고, 주파수 응답특성을 검토하였다.

## 2. 자유 진동 해석

### 2.1 유한요소 해석

진동모드 해석은 상용 팩키지인 ANSYS code<sup>(14)</sup>를 사용하여 수행하였다. 프레임의 원통부분과 바닥의 리브는 shell 63 요소를 사용하였고, 솔레노이드가 장착될 원통의 윗 부분은 solid 45요소를 사용하였으며, 나머지 부분은 solid 72를 사용하여 모델링 하였다. 사용된 노드는 총 3343개이고, 요소의 수는 9135개이다.

Fig. 1은 유한요소 모델을 보여주고 있고, 사용된 구조물의 물성치는 Table 1에 보인 바와 같다. 유한요소 기법으로 모드 해석을 수행한 결과, 주파수 범위 0~4 kHz에서 총 25개의 고유진동수와 진동모형을 확인하였다.

### 2.2 실험적 해석

FEM 해석 결과값의 타당성을 검토하기 위하여 실험적인 모드해석을 수행하였다.<sup>(15)</sup> Fig. 2는 실험

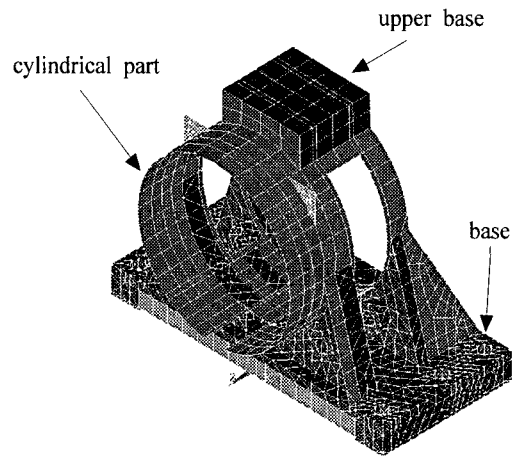


Fig. 1 Meshed FEM model

Table 1 Material properties of gearbox

Young's Modulus(E)	180E9 N/m <sup>2</sup>
Density( $\rho$ )	6700 kg/m <sup>3</sup>
Poisson's ratio( $\nu$ )	0.21

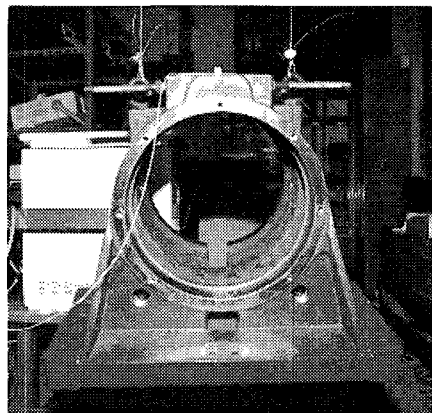


Fig. 2 Photograph of the gearbox frame

에 사용된 기어박스의 사진이다. 기어박스 프레임의 원통부분 내부에서, 반경방향으로 각 절점을 가진하여 구조물의 모드 및 진동수를 구하였다. 본 실험에서는 원통 부분을 총 7개의 절점(node)으로 분할하여 실험을 수행하였다. 기어박스 프레임 상단 중앙에 나사탭을 가공하여 가속도계를 부착

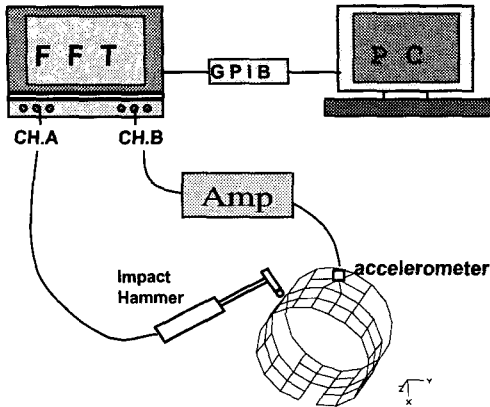


Fig. 3 Schematic diagram showing impulse test equipments

Table 2 Experimental equipments of vibration test

Equipments	Maker	Model
Accelerometer	PCB Piezotronics	339B11
Impact hammer	B & K	Type 8202
GPIB Board	National Instruments	AT-GPIB/TNT (PandP)
FFT Analyzer	B & K	Type 2034
Amplifier	PCB Piezotronics	482A16
Modal Analysis S/W	GenRad, Inc	STAR System

하였고, 기어박스는 크레인에 강선을 연결하여 매달아 놓은 상태에서 실험을 수행하였다. Fig. 3은 실험장치의 개략도이며, 실험에 사용된 장치들의 사양은 Table 2에 나타내었다. 데이터 측정시 가진 점을 정확히 가진하지 못하는 경우의 오차를 줄이기 위하여, 각 절점에 대해서 5회씩 가진하여 얻은 값을 평균하였다.

### 2.3 해석 결과와 실험 결과의 비교

기어박스 프레임에 대하여 유한요소 해석을 수행한 결과, 0~4 kHz까지 총 25개의 진동모드가 나타났으며, 실험을 수행한 결과, 0~3.2 kHz 범위에서 총 14개의 모드가 나타났다. 고유진동수는 Table 3에 나타내었고, Fig. 4는 처음 4개의 모드

Table 3 Natural frequencies of gearbox obtained by experiment and FEM

Mode	Experiment [Hz]	FEM [Hz]	error(%)
1	787.81	774.31(2)	1.71
2	889.85	897.20(3)	0.83
3	960.28	966.43(4)	0.64
4	1220	1272.1(6)	4.27
5	1660	1555(7)	6.33
6	1880	1852(9)	1.49
7	2040	2043(11)	0.15
8	2180	2101(12)	3.62
9	2210	2166(14)	1.99
10	2370	2360(15)	0.42
11	2530	2610.7(17)	3.16
12	2720	2633(19)	3.20
13	2890	3067(22)	6.12
14	3090	3483(25)	12.7

형상을 보여주고 있다. 같은 모드형상에 대해서 해석결과와 실험결과를 비교하였을 때, 14차 고유진동수를 제외하고는 전반적으로 모드형상이나 주파수가 잘 일치하고 있으며, 오차 범위가 모두 10%이내에 있다. 따라서 유한요소 해석모델은 매우 타당한 것으로 판단된다. 실험에서 관찰되지 않는 주파수와 모드가 유한요소 해석 결과에서 나타나는데, 이는 해석에서 고려되지 않은 재료의 감쇠특성에 기인하는 것으로 추정된다.

### 2.4 바닥 고정지지 경우에 대한 모드 해석

기어박스가 실제 사용되는 조건은 바닥면의 양 옆부분이 설치면에 볼트로 고정되기 때문에, 바닥의 볼트 자리를 6자유도 모두 고정시킨 상태에서 모드해석을 수행하였다. 0~4 kHz 범위에서 총 25개의 진동모드가 나타났으며, 처음 6개의 모드형태는 Fig. 5에 보이는 것과 같다. 1차 고유진동수는 바닥면을 고정시키지 않았을 때 보다 약 400Hz 정도 밑에서 나타났다.

### 2.5 두께 변경에 대한 감도

설계제원의 변화가 모드 특성치에 미치는 영향을 파악하기 위하여, 바닥판 리브와 원통부의 두께를 변화시켜가며 해석을 수행하였다. 먼저 바닥부분의 리브와 원통의 두께를 각각 -5mm, +5mm,

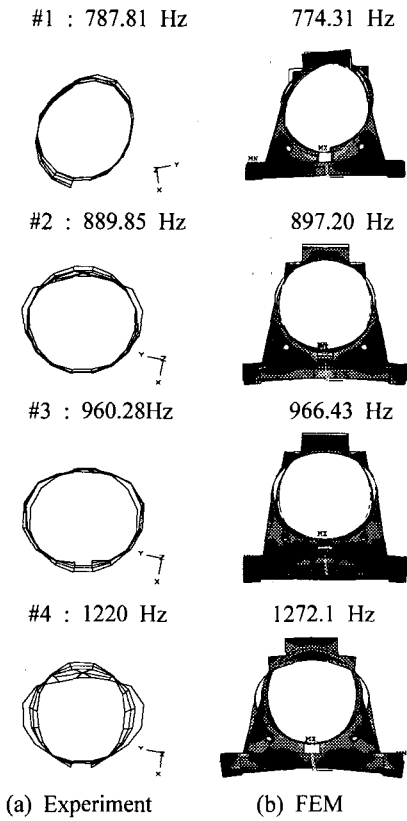


Fig. 4 Mode shapes of the gearbox by the experiment and FEM

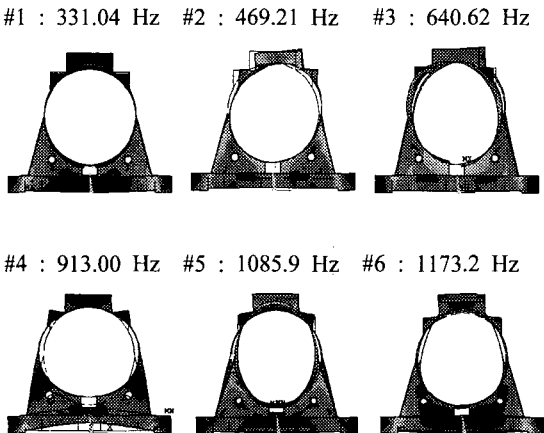


Fig. 5 Mode shapes of the gearbox with fixed base by FEM

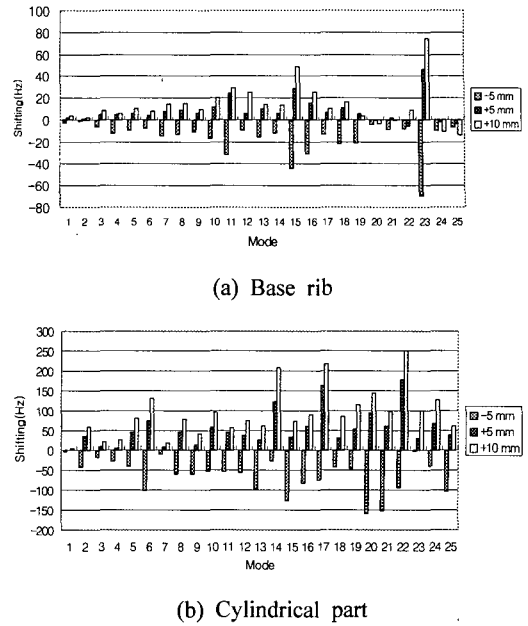


Fig. 6 Calculated frequency shiftings according to the variance of housing thickness

+10mm씩 변화시켜 해석을 수행하였다.

Fig. 6은 최대 변위값의 변화량을 나타낸다. 두께가 증가할수록 대부분의 경우 고유진동수가 증가하는 경향을 보이는바, 이것은 두께 증가에 따른 강성증대 효과가 크기 때문인 것으로 추정된다. Fig. 6(b)에서 보이는 바와 같이 원통부분의 두께를 변화시킬 경우, 고차항에서 좀더 민감한 반응을 보인다. Fig. 6(a)와 (b)를 비교해 보았을 때, 고유진동수는 바닥의 리브 두께 변화보다는 원통부분의 두께 변화에 더 큰 민감도를 보인다.

### 3. 강제 진동 해석

#### 3.1 가진력

시스템이 동력을 전달하는 동안, 기어 맞물림과 전달오차등에 의해서 주기적으로 가진력이 발생한다. 헬리컬 기어의 경우 나선각을 가지고 작용하기 때문에, 치면력 R에의하여 접선방향 하중  $W_t$ 와 반경방향하중(S) 및 축방향하중(T)이 발생한다 (Fig. 7). 전달동력이 7.5 kW이고, 입력축의 회전속도가 1800 rpm인 경우, 동하중 계수를 1.25로 가정 할

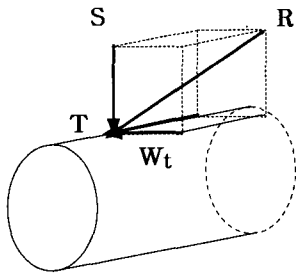


Fig. 7 Force components acting on the tooth

때, 분력성분은 각각  $W_t = 353.107\text{kg}$ ,  $S = 128.62\text{kg}$ ,  $T = 128.62\text{kg}$ 으로 계산된다. 이 값을 기어박스에 작용되는 가진력으로 사용한다.

3.2 하모닉 응답 해석

전달하중을 X축, Y축, Z축 성분의 분력으로 나누어 0 ~ 3000 Hz까지 5Hz 간격으로 가진 하였다. 기어의 진동이 베어링을 통하여 하우징에 전달될 때, 원주 둘레 360° 방향 모든 곳이 가진되기 때문에, 베어링 중심에서 수평방향의 위치인 절점 121을 가진점으로 가정하였다. 가진위치와 응답위치는 Fig. 8에 표시되었는데, 응답위치 결정은 자유진동 상태의 모드 추정 데이터를 확인하여 상대적으로 변위가 큰 절점들을 선정하였다. 바닥 앞면 절점 207(Y축 방향)과 뒷면 절점 376(Y축 방향), 원통 앞면 절개부 절점 12845(Y축 방향)와 앞면 상단 절점 12803(Y축방향), 원통 앞쪽 측면 절점 12877과 원통 뒤쪽 측면 절점 12699(X축 방향) 등을 응답위치로 선정하였다.

Fig. 9는 바닥부분의 리브와 원통 두께를 각각 -5, +5, +10 mm씩 변화 시켰을 때, 절점 207에서의 Y축 방향으로의 응답을 보여준다.

바닥판 리브의 두께를 변화 시켰을 때보다 원통의 두께를 변화시켰을 때, 진폭과 주파수 이동경향이 훨씬 더 현저함을 알 수 있다. 이것은 가진력이 기어열에서부터 발생하고, 기어열이 원통부분에서 직접 지지되므로, 원통부분이 바닥판보다 가진력과 가까운 곳에 있다는 점과, 또 한편으로는 사각형부재보다는 원통형 부재가 보다 더 복잡한 거동을 하기 때문에, 두께 변화에 더 민감한 반응을 보이는 것으로 추정된다.

1차 공진점에서는 두께 변화에 따른 응답 변화가 적는데 비하여, 4차 공진점에서는 그 변화가 훨씬 더 큰 것으로 나타나는데, 원통의 두께가 굽

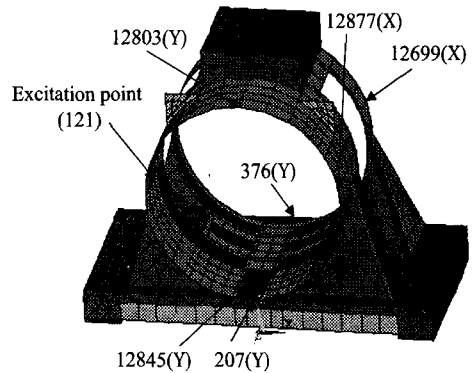
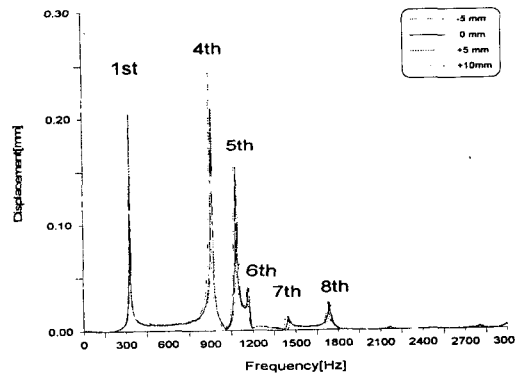
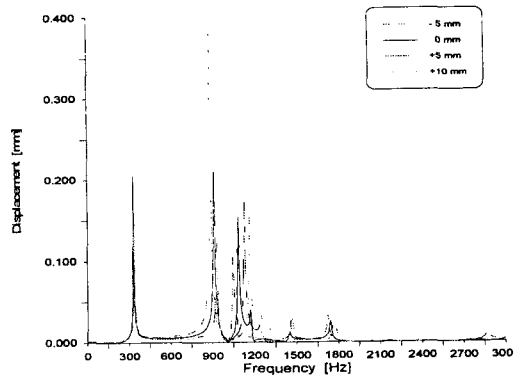


Fig. 8 Frequency response points and excitation point



(a) Base rib



(b) Cylindrical part

Fig. 9 Frequency response of gearbox at node 207 according to the thickness variance of (a)the base rib and (b)the cylindrical part

힘모드 보다 비틀림모드에 큰 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다. 5차 공진점에서는 두께가 증가함에 따라 응답 변위가 더 증가하는 것으로 나타나는데, 이것은 두께 변화에 따라 모드 형상이 변화하면서 노드점이 이동하기 때문인 것으로 추정된다. 바닥판의 뒷부분인 절점 376에서의 응답 특성은 절점 207에서의 응답 특성과 거의 유사한 경향을 보인다.

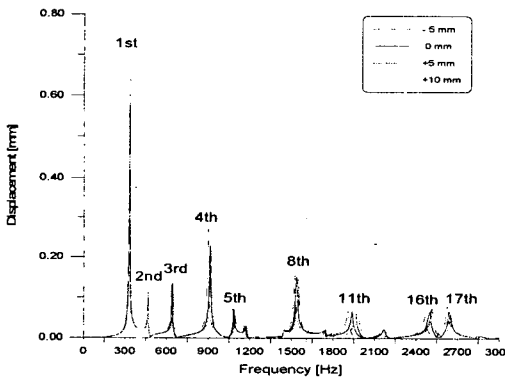
Fig. 10은 두께 변화에 따른 절점 12845에서의 Y 축 방향으로의 응답이다.

Fig. 10(a)에 따르면, 1차에서 최대 공진 피크가 발생하는데, 1차 모드는 하우징 축방향으로의 굽힘진동모드이기 때문에 절점 12845에서 최대 응답이 발생하는 것으로 판단된다. 두께 변화에 따른 변화는 거의 없다.

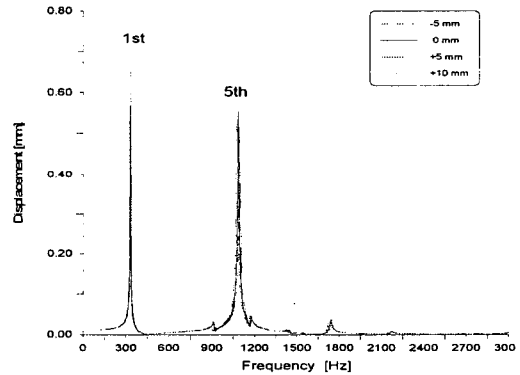
반면에 Fig. 10(b)에서 보는 바와 같이, 원통형 부분의 응답은 두께 변화에 따른 주파수 이동량과 응답의 크기 변화가 훨씬 더 현저하다.

Fig. 11은 두께 변화에 따른 절점 12803에서의 Y 축 방향으로의 응답이다.

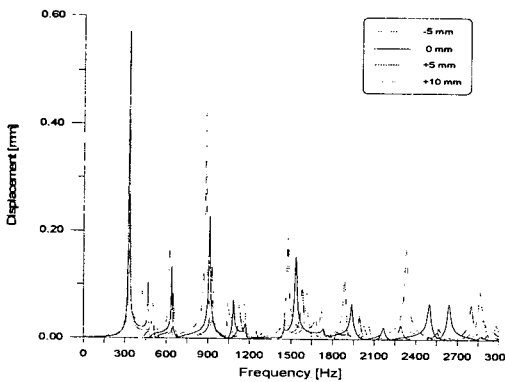
최대 피크값은 1차와 5차에서 나타나며, 두께 증가에 따라 응답이 감소하다가 도로 증가하는 경향으로 보아, 절점 12803의 변위를 감소시키기 위한 바닥부분의 리브 두께는 최적치가 있을 것으로 판단된다. Fig. 11(b)에 보이는 바와 같이, 바닥의 리브 두께를 변화시킬 때보다도 원통부의 두께를 변화시켰을 때 응답의 크기와 주파수 이동경향이 훨씬 현저하다. 초기 설계치 보다 두께를 감소시킬 경우 3 4차 고유진동의 응답이 급격히 증가하는 현상을 보인다.



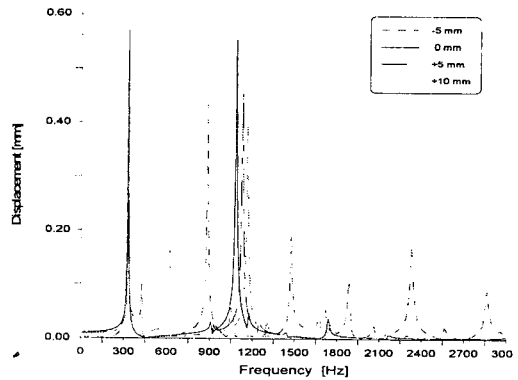
(a) Base rib



(a) Base rib



(b) Cylindrical part



(b) Cylindrical part

Fig. 10 Frequency response of gearbox at node 12845 according to the thickness variance of (a)the base rib and (b)the cylindrical part

Fig. 11 Frequency response of gearbox at node 12803 according to the thickness variance of (a)the base rib and (b)the cylindrical part

Fig. 12는 두께 변화에 따른 절점 12699에서의 X축 방향으로의 응답이다. 2차에서 최대 공진피크가 나타나는데, 하우징의 상부 위치 절점 12803과는 달리, 2차 모드는 원통의 뒷부분이 변형되는 모드이기 때문인 것으로 판단된다. 두께를 -5mm 감소시켰을 때 응답은 크게 감소하고, +5mm 증가시켰을 경우에는 증가하였다. 따라서 뒤쪽 측면 위치에서의 진동이 문제가 될 때에는 바닥판의 두께 변화에 의한 대책이 효과적일 것으로 판단된다. 단, 이때 최적 두께를 신중히 결정하여야 한다.

Fig. 12(b)에 보이는 바와 같이, 두께를 증가시키면 모든 주파수 성분에서 응답이 감소하며, 원통의 두께를 -5mm 감소시켰을 때에도 2차에서의 응답이 크게 감소하는 특이한 현상을 보인다.

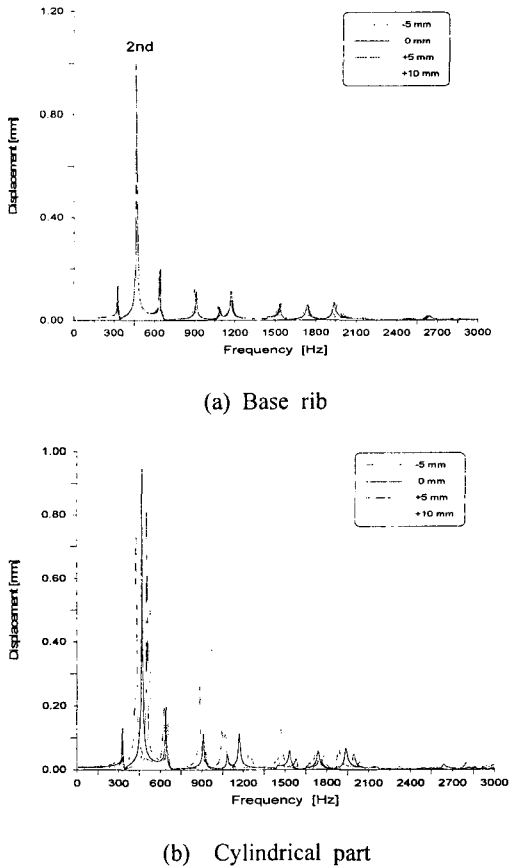


Fig. 12 Frequency response of gearbox at node 12699 according to the thickness variance of (a) the base rib and (b) the cylindrical part

Fig. 13은 두께 변화에 따른 절점 12877에서의 X축 방향으로의 응답이다. 최대 피크는 2차에서 나타나며, 그 응답은 두께 증가에 따라 감소했다 증가하며 다시 감소하는 경향을 보인다. 이것은 2차 모드형상이 Y축에 대한 비틀림 형상이기 때문에, X축 방향에 대해서 민감한 응답을 보인 결과인 것으로 판단된다. Fig. 13(b)에 보이는 바와 같이, 2차에서는 원통부의 두께를 -5mm 감소시켰을 때 응답이 오히려 더 낮아졌다.

지금까지의 결과를 비교해 보았을 때, 응답이 가장 큰 절점은 12699와 12877인데, 이것은 원통부의 비틀림 모드에 기인한 것으로 판단된다. 따라서 원주 방향 비틀림 진동에 효과적일 것으로 예상되어, 원통 앞쪽 원주 둘레에 리브를 부착하였을 때의 응답을 검토하였다.

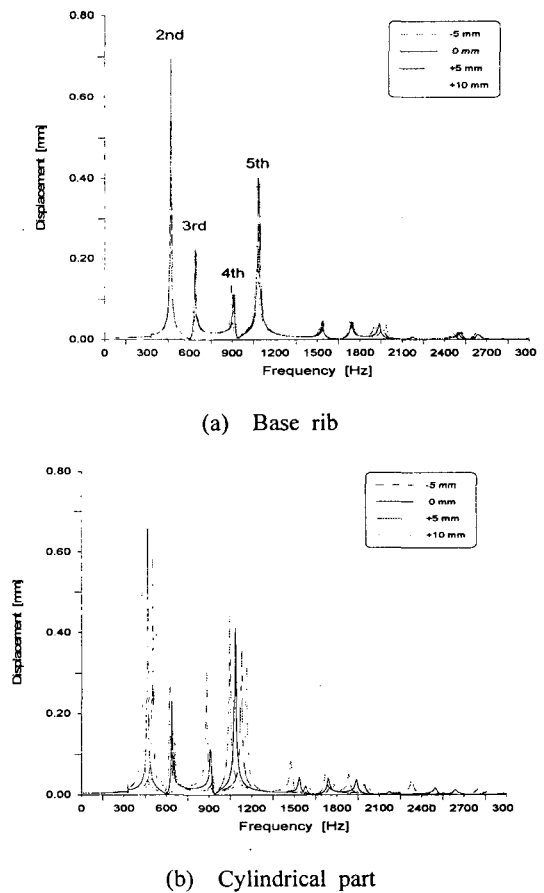


Fig. 13 Frequency response of gearbox at node 12877 according to the thickness variance of (a) the base rib and (b) the cylindrical part

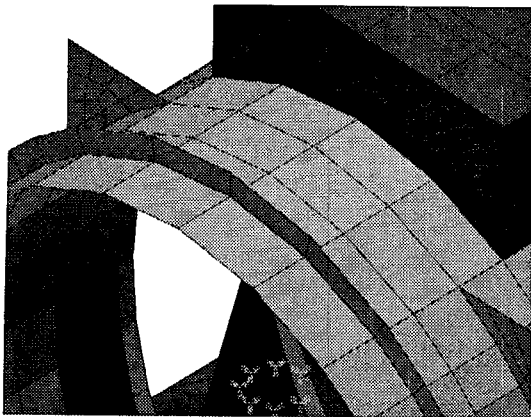


Fig. 14 Rib-stiffened cylinder FEM model

Fig 14는 원통 앞부분에 리브를 부착한 모델이다. 원통 앞쪽 끝단에서 27mm 떨어진 곳에, 리브의 높이를 10 mm로 고정하고, 폭을 5, 15, 25mm로 변화시키면서 진동응답 특성에 대한 해석을 수행하였다.

Fig. 15는 절점 12699와 12877에서의 응답을 나타내고 있다. 리브의 두께변화에 따른 영향은, 특정 주파수에서만 현저히 나타나고, 그 외의 공진주파수에서는 거의 나타나지 않는다. 리브의 두께가 증가함에 따라 그 응답이 증가하다 감소하는 경향이 나타나는 것으로 보아, 리브 두께에 최적치가 존재할 것으로 판단된다.

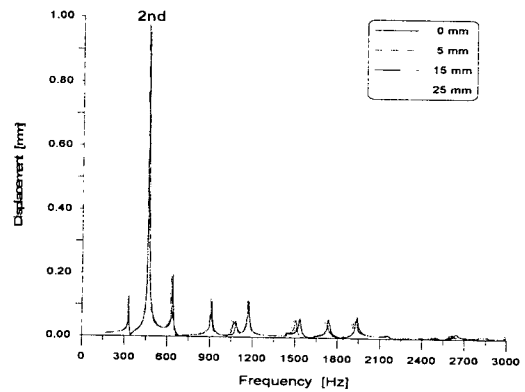
질량증가율에 대한 응답 감소를 측면에서 보면, 바닥이나 원통부의 두께를 일정하게 증가시키는 것보다, 원통의 일부분에 최적 두께의 리브를 부착하는 것이 가장 효과적임을 알 수 있다.

#### 4. 결론

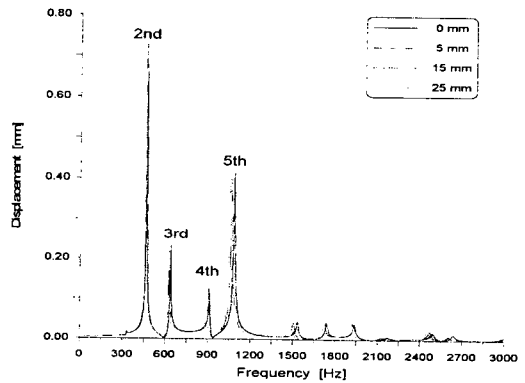
바닥 고정형 기어박스를 대상으로 유한요소 해석과 실험적 모드해석을 수행하여 진동특성을 분석하고, 설계변수 변화에 따른 진동응답 특성을 해석함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 강제진동시 주된 응답은 300~1800Hz(1~10차 모드) 사이에서 발생하였으며, 그 이상의 고차진동수는 설계변수 변화에 의한 영향도 적다.

(2) 진동 진폭과 주파수 변동을 위해서는, 원통부의 두께를 변화시키는 것이 바닥판 리브의 두께를 변화시키는 것 보다 더 효과적이다.



(a) Node 12699



(b) Node 12877

Fig. 15 Frequency response of gearbox at each node according to the cylinder rib thickness variance

(3) 진동 변위를 감소시키기 위한 리브의 두께는 최적치가 존재한다.

(4) 원통부의 전체 두께를 변화시키는 것보다 일부분에 추가 리브를 보강하는 편이, 질량증가율에 대한 진동응답 감소율 면에서 더욱 효과적이다.

#### 후 기

"이 논문은 2000년도 원광대학교의 교비지원에 의해서 연구됨"



## 참고문헌

- (1) Tanaka N., Maezawa K., Matsuyqma T. and Nakamura Y., 1990, "Experiments and Finite Element Analysis on Bridle Drive Gearbox Noise and Vibration," *Proc. of the Institution of Mechanical Eng.*, Vol. 1, pp. 63~68.
- (2) Maruyama N. , Morikawa K. and Hitomi N., 1992, "Gear Case Shape and Rib Distribution for Reducing Automobile Transmission Gear Noise," *Pros. International Power Transmission and Gearing Conference*, Vol. 2, pp. 583~588.
- (3) Van Roosmalen A. N. J., 1995, "Noise Generation Mechanism of Gear Transmissions," *IMEchE International Conference*, pp.141~151.
- (4) Oswald F., Townsend D. P., Valco M. J., Spencer R. H., Drago R. J. and Lenski J. W., 1994, "Influence of Gear Design Parameters on Gearbox," *International Gearing Conference*, pp.81~86.
- (5) Zhang T. and Kohler H. K., 1994, "A Gearbox Structural Optimization Procedure for Minimizing Noise Radiation," *International Gearing Conference*, pp. 87~91.
- (6) Inoue K. and Krantz T. L., 1995, "Minimization of Vibration Energy of Thin Plate Structures and the Application to the Reduction of Gearbox Vibration," *NASA Technical Report ARL-TR-722*.
- (7) Lee S. K., 1999, "Application of the L-Wigner Distribution to the Diagnosis of Local Defects Of Gear Tooth," *KSME International Journal*, Vol. 13, NO. 2, pp. 144~157.
- (8) Lee S. K. and White P. R, 1999, "Two-Stage Adaptive Line Enhancer and Sliced Wigner Trispectrum for the Characterization of Faults from Gear Box Vibration Data," *Transactions of the ASME J. of Vibration and Acoustics*, Vol. 121, pp. 488~494.
- (9) Staszewski W. J., Worden K. and Tomlinson G. R., 1997, "Time-Frequency Analysis in Gearbox Fault Detection Using the Wigner-ville Distribution and Pattern Recognition", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 11, No. 5, pp. 673~692.
- (10) Cornejo G. and Rakhit A. K., 1996, "Identification of Spiking Vibrations in Gears and Their Effects on the Performance of Gearbox in High Speed Applications," *DE-Vol. 88, Power Transmission and Gearing Conference ASME*, pp. 195~203.
- (11) Jammu V. B. and Danai K., 1998, "Structure-Based Connectionist Network for Fault Diagnosis of Helicopter Gearboxes," *Transactions of the ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 120, pp. 100~105.
- (12) Lin D. C., Golnaraghi M. F. and Ismail F., 1997, "The Dimension of the Gearbox Signal," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 208, No. 4, pp. 664~670.
- (13) 이희원, 손병진, 신용하, 1994, "호이스트 기어 박스의 소음불량률 저감을 위한 실험적 연구," *대한기계학회논문집*, 제 18권 제5호, pp. 1347~1354.
- (14) ANSYS-Engineering Analysis System, 1989, "Theoretical Manual," Swanson Analysis Systems, Inc.
- (15) Ewins D. J., 1986, "Modal Testing: Theory and Practice," *Bruel & Kjaer*.