

유성기어박스의 진동특성에 관한 연구

이동환*, 윤인성*, 천길정**

A Study on the Vibrational Characteristics of a Gearbox for Epicyclic Gear Train

Lee Dong-Hwan*, Youn In-Seong*, 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 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 서 론

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. 한편 일반기어열에 대한 진동특성 연구는 많이 수행되었으나, 유성기어열에 대해서는 그 기하학적 관계가 복잡한 관계로 실험적으로나 해석적으로 연구가 많이 수행되지 않았다. 기어박스의 고유진동수를 바꿈으로서 공진을 피하기 위한 기술은 진동 감소를 위해 종종 사용되고 있다. 즉, 질량과 보강재(rib, stiffener)를 적당한 곳에 추가하는 방법이 있는데, 최적 위치를 결정하거나 적당한 고유진동수를 원하는 만큼 이동(shifting)시키는 일은 쉽지가 않다.

N. Tanaka⁽¹⁾ 등은 실제 작동 중에 *bridle drive* 기어박스에 대하여 실험과 유한요소 해석을 수행하

여, 고차 고유진동모드의 소음방사에 대한 영향과 리브 부착 효과를 규명하였다. Fred B. Oswald⁽²⁻⁴⁾ 등은 기어박스 소음에 대한 작동조건의 영향에 대해서 연구를 수행하였다. Zhang^(5, 6)와 K. Inoue⁽⁷⁻⁹⁾ 등은 기어박스의 저진동 최적화를 위하여 유한요소기법과 최적화 기법을 접목시켜 하우징의 진동을 감소시키기 위한 방법을 개발하였다. 이상과 같이 기어박스의 진동과 소음을 줄이기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔지만, 유성기어박스의 진동소음 특성에 관한 연구는 거의 발표되지 않고 있다.

본 연구에서는 엘리베이터 구동에 이용될 유성기어타임 감속기의 기어박스를 대상으로 하여, 유한요소 상용코드인 ANSYS⁽¹⁰⁾를 사용하여 모델링하여 고유치와 고유벡터를 계산하였고, 유한요소모델의 타당성을 검토하기 위하여 모드실험을 수행하였다. 하모닉 해석을 수행하였으며, 최적 진동 응답 특성을 위한 설계 변화를 위하여 기어박스를 구성하는 원통부와 바닥(base) 및 리브(rib)의 두께 변화에 따른 영향을 해석하였고, 주파수 응답특성을 검토하였다.

* 회원, 원광대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 원광대 기계공학부

2 자유 진동 해석

2.1 유한요소 해석

프레임의 원통부분과 base의 리브는 Shell 63, 슬레노이드가 장착될 원통의 윗 부분은 solid 45, 그리고 나머지 부분은 solid 72를 사용하여 모델링하였다. 사용된 노드는 총 3343개이고, 요소의 수는 9135개이다. Fig. 1은 유한요소 모델을 보여주고 있으며 사용된 구조물의 물성치는 Table 1과 같다.

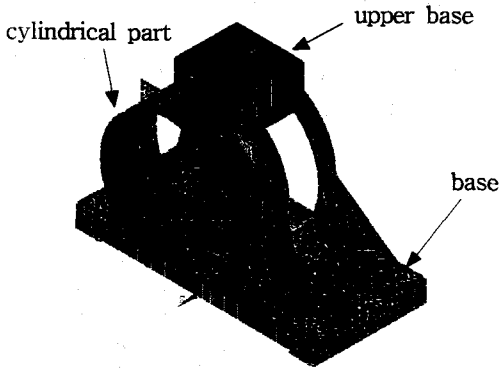


Fig. 1 Meshed FEM model

Table 1 Material properties of gearbox

Young's Modulus(E)	180E9 N/m ²
Density(ρ)	6700 kg/m ³
Poisson's ratio(ν)	0.21

2.2 실험

FEM 해석 결과값의 타당성을 검토하기 위하여 진동모드 측정을 위한 실험을 수행하였다. Fig. 2는 실험에 사용된 기어박스의 사진이다.

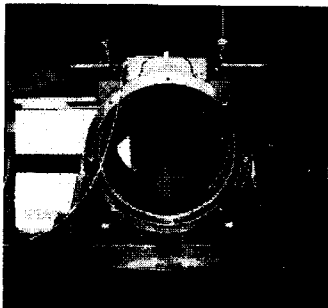


Fig. 2 Photograph of the gearbox frame

기어박스 프레임의 원통부분 내부에서, 반경방향으로 각 절점을 가진하여 구조물의 진동모드 및 진동수를 측정하였다. 본 실험에서는 원통 부분을 총 71개의 절점(node)으로 분할하여 실험을 수행하였다. 절점에 대해서 5회씩 가진하여 얻은 값을 평균하였다.

Table 2 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

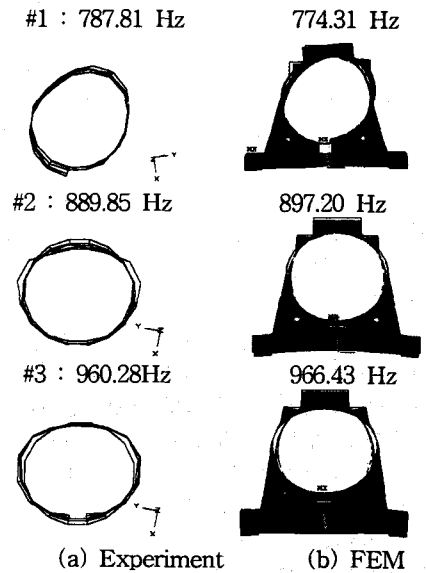


Fig. 3 Mode shapes of experiment and FEM

2.3 해석 결과와 실험 결과의 비교

유한요소 해석을 수행한 결과, 0~4 kHz까지 총 25개의 진동모드가 나타났으며, 실험을 수행한 결과, 0~3.2 kHz 범위에서 총 14개의 모드가 나타났다. 실험에서 관찰되지 않는 주파수와 모드가 유한요소 해석 결과에서 나타나는데, 이는 해석에서 고려되지 않은 재료의 감쇠특성에 기인하는 것으로 추정된다. 고유진동수는 Table 3에 나타내었고, Fig. 3은 처음 3개의 모드형상을 보여주고 있다. 같은 모드형상에 대해서 해석결과와 실제 실험결과를 비교했을 때, 14차 고유진동수를 제외하고는 전반적으로 모드형상이나 주파수가 잘 일치하고 있으며 오차 범위가 모두 10%이내에 있다. 따라서 유한요소 해석모델은 매우 타당한 것으로 판단된다.

2.4 Base 고정지지 경우에 대한 모드 해석

기어박스가 실제 사용되는 조건은 바닥면의 양 옆부분이 설치면에 볼트로 고정되기 때문에, base의 볼트 자리를 6자유도 모두 고정시킨 상태에서 모드해석을 수행하였다. 0~4 kHz 범위에서 총 25개의 진동모드가 나타났으며, 1차 고유진동수는 바닥면을 고정시키지 않았을 때 보다 약 300Hz 정도 밑에서 나타났다.

2.5 두께 변경에 대한 감도

설계제원의 변화가 모드 특성치에 미치는 영향을 파악하기 위하여, base부분의 리브와 원통의 두께를 각각 -5mm, +5mm, +10mm로 변화시켜 해석을 수행하였다.

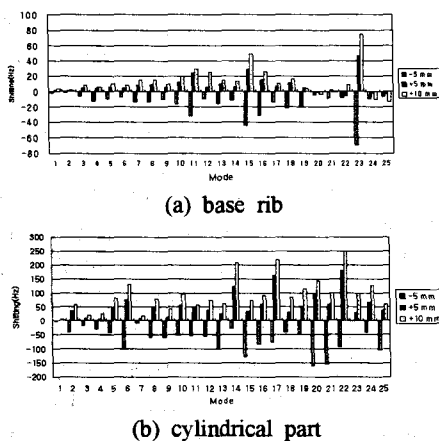


Fig. 4 Calculated frequency shiftings according to the variance of housing thickness

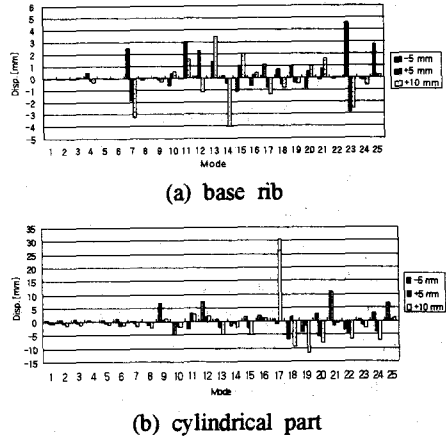


Fig. 5 Variations of maximum displacement according to the variance of housing thickness

Fig. 4는 고유진동수 변화량을 나타낸다. 두께가 증가할수록 대부분의 경우 고유진동수가 증가하는 경향을 보이는데, 이것은 두께 증가에 따른 강성 증대 효과가 크기 때문인 것으로 추정된다. 고유진동수는 바닥의 리브 두께 변화보다는 원통부분의 두께 변화에 더 큰 민감도를 보이고 있다.

Fig. 5는 최대 변위값의 변화량을 나타낸다. 두 경우 모두 저차모드 보다는 고차모드에서 민감한 반응을 보이고 있으며, base 리브 두께 변화보다 원통부 두께 변화에 더 민감하게 반응함을 알 수 있다.

3 강제 진동 해석

3.1 가진력

시스템이 전달 동력에 의하여 주기적으로 가진 이 된다고 가정을 하면, 헬리컬 기어의 경우 ϕ 만큼의 나선각을 가지고 작용하기 때문에, 접선방향 하중 W_t 에 의하여 반경방향하중(S)과 축방향하중(T)이 발생하며, 이들 사이의 관계는 다음과 같다.

$$W_t = R \cos \phi_n \cos \phi \quad (1)$$

$$S = R \sin \phi_n = W_t \tan \phi_t \quad (2)$$

$$T = R \cos \phi_n \sin \phi = W_t \tan \psi \quad (3)$$

전달동력이 7.5 kW이고, 입력축의 회전속도가 1800 rpm인 경우, 변동하중 계수를 1.25로 가정할 때, 분력성분은 $W_t = 353\text{kg}$, $S = 129\text{kg}$, $T = 129\text{kg}$ 이

된다. 그 값을 기어박스의 각 성분에 대한 가진력으로 사용한다.

3.2 하모닉 응답 해석

전달하중을 X축, Y축, Z축 성분의 분력으로 나누어 0 ~ 3000 Hz까지 5Hz 간격으로 가진하였다. 기어의 진동이 베어링을 통하여 하우징에 전달될 때, 원주 둘레 360° 방향 어느 곳도 가진이 될 것이지만, 일반적으로 구조물은 수직방향 교란보다는 수평방향 교란에 훨씬 더 민감하게 반응하므로, 가진점은 베어링 중심에서 수평방향의 위치인 절점 121인 것으로 가정하였다. 가진위치와 응답 위치는 Fig. 6에 표시되었는데, 응답위치결정은 자유진동상태의 모드 측정 데이터를 확인하여 상대적으로 변위가 큰 절점들을 선정하였다. base 앞면 node 207(Y축 방향)과 뒷면 node 376(Y축 방향), 원통 앞면 절개부 node 12845(Y축 방향)와 앞면 상단 node 12803(Y축방향), 원통 앞쪽 측면 node 12877과 원통 뒤쪽 측면 node 12699(X축 방향) 등을 응답위치로 선정하였다.

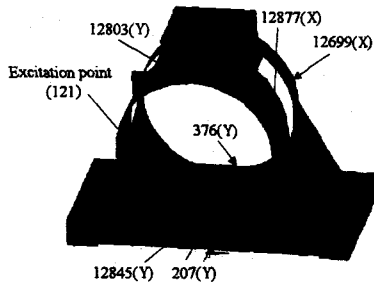


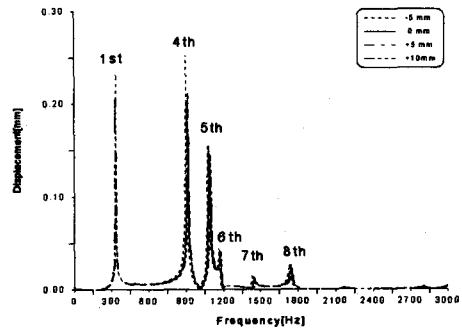
Fig. 6 Frequency response points and excitation point

Fig. 7은 base부분의 리브와 cylinder 두께를 각각 -5, +5, +10 mm 변화 시켰을 때 노드점 207에서의 Y축 방향으로의 응답이다.

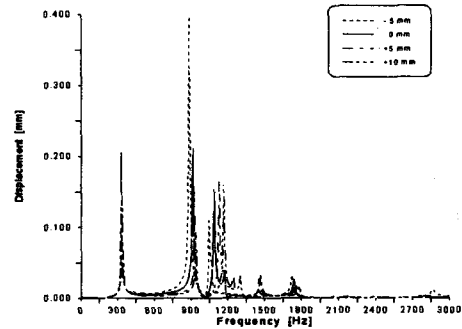
바닥판 리브의 두께를 변화 시켰을 때보다 원통의 두께를 변화시켰을 때 진폭과 주파수 이동경향이 훨씬 더 현저함을 알 수 있다. 이것은 가진력이 기어열에서부터 발생하고, 기어열이 원통부분에서 직접 지지되므로, 원통부분이 바닥판보다 가진력과 가까운 곳에 있다는 점과, 또 한편으로는 사각형부재보다는 원통형 부재가 보다 더 복잡한 거동을 하기 때문에, 두께 변화에 더 민감한 반응을 보이는 것으로 추정된다.

1차 공진점에서는 두께 변화에 따른 응답 변화가 적는데 비하여, 4차 공진점에서는 그 변화가

훨씬 더 큰 것으로 나타나는데, 원통의 두께가 굽힘모드 보다 비틀림모드에 큰 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다.



(a)



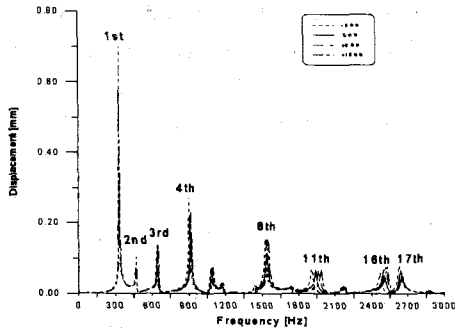
(b)

Fig. 7 Frequency response of gearbox at node 207 according to (a)the base rib thickness and (b)the cylindrical part thickness variance

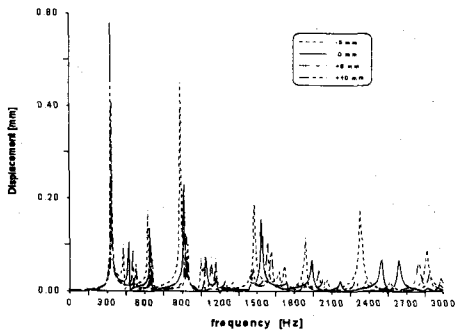
Fig. 8은 base 리브와 cylinder 두께를 각각 -5, +5, +10 mm 변화 시켰을 때 노드점 12845에서의 Y축 방향으로의 응답이다.

Fig. 8(a)에서 두께 변화에 따라 응답은 거의 일정하게 줄고, 고차항으로 갈수록 공진주파수의 이동량이 커질 뿐 응답에는 큰 변화를 보이지 않는다. Fig. 8(b)에서 두께를 -5mm 줄였을 때, 1차에서만 응답이 감소하고 2차와 5차는 변화가 없으며, 나머지는 모두 증가한다. 역시 공진주파수의 이동량은 고차성분으로 갈수록 커진다.

Fig 9는 원통 앞부분에 리브(rib)를 부착한 모델이다. 원통 앞쪽 끝단에서 27mm 떨어진 곳에, 리브의 두께를 높이를 10 mm로 고정하고, 폭을 5, 15, 25mm로 변화시키면서 진동응답 특성에 대한 해석을 수행하였다.



(a)



(b)

Fig. 8 Frequency response of gearbox at node 12845 according to (a)the base rib thickness and (b)the cylindrical part thickness variance

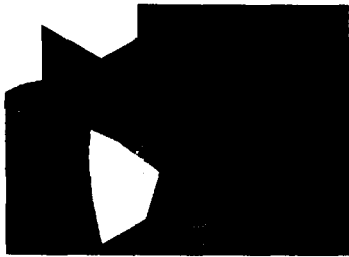
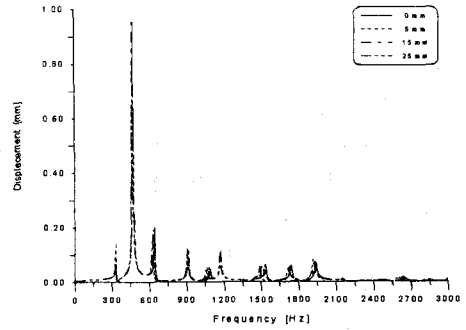
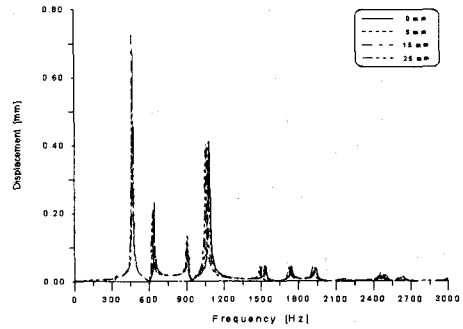


Fig. 9 Rib-stiffened cylinder

Fig. 10은 node 12699와 12877에서의 응답을 나타내고 있다. 리브의 두께 변화에 따른 응답은 특정 주파수에서만 현저하게 영향을 미치고, 그 외의 공진주파수에는 거의 변화가 없다. 리브의 두께가 증가함에 따라 그 응답이 증가하다 감소하는 경향이 나타나는 것으로 보아, 리브 두께에 최적치가 존재할 것으로 판단된다.



(a) node 12699



(b) node 12877

Fig. 10 Frequency response of gearbox at each node according to the cylinder rib thickness variance

Fig. 11은 각 부분의 두께 변화에 대한 각 절점에서의 특정주파수의 감소율을 나타낸다. 원통에 녹골을 부착했을 때, 1차와 2차의 경우에는 약 22%에서 27%로 모든 절점에서 일정한 감소율을 보인다. 질량증가율에 대한 응답 감소율 측면에서 보면 리브부착이 효과적임을 알 수 있다.

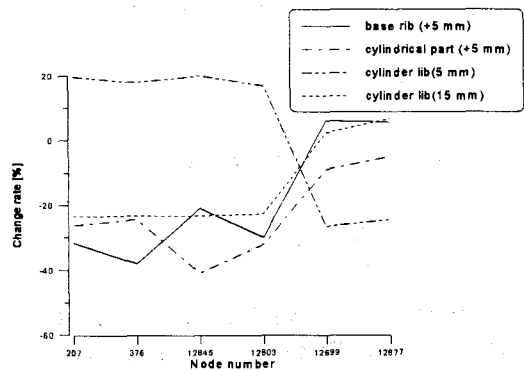


Fig. 11 Response of each node according to the design parameter variations

4 결 론

기어동력 전달장치의 진동을 줄이기 위하여, 기어 박스를 대상으로 유한요소 해석과 실험적 모드해석을 수행하여 진동특성을 분석하고, 설계변수 변화에 따른 진동응답 특성을 해석함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Base 고정지지 경우에 대한 모드해석을 수행하여, base부분과 원통 부분의 진동 모드를 확인함으로써, 진동 감소에 효과적인 늑골의 보강 위치를 파악할 수 있었다.
2. 강제진동시 주된 응답은 300~1800Hz(1~10차 모드) 사이에서 발생하였으며, 그 이상의 고차 진동수는 설계변수 변화에 의한 영향도 적다.
3. 진동 진폭과 주파수 변동을 위해서는, 원통부의 두께를 변화시키는 것이 바닥판 리브의 두께를 변화시키는 것 보다 더 효과적이다.
4. base 부분의 리브 두께를 변화시켰을 때, Y축 방향에 대한 응답수준은 두께를 5 mm 증가 시켰을 때 가장 효과적이고, 원통부의 측면 진동은 두께를 5mm 감소 시켰을 때 진동 저감에 좀더 효과적이었다.
5. 원통 앞쪽에 리브를 부착하였을 때, 모든 공진점에서 응답수준이 감소하지는 않았지만, 특정 공진점에 대해서는 적은 질량증가율로 진동수준을 효과적으로 저감시킬 수 있었다.
6. 진동 변위를 감소시키기 위한 리브의 두께는 최적치가 존재한다.
7. 원통부의 전체 두께를 변화시키는 것보다 추가 리브를 보강하는 경우에 질량증가율에 대한 진동응답 감소율이 더 높다.

참 고 문 헌

(1) F. Oswald, D. P. Townsend, M. J. Valco, R. H. Spencer, R. J. Drago, J. W. Lenski, "Influence of gear design parameters on gearbox", International Gearing Conference, pp. 81~86, 1994.

(2) F. B. Oswald, J. J. Zakrajsek, W. Atherton, H. H. Lin, "Effective of operation conditions on gearbox noise", Pros. International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 2, pp. 669~674, 1992.

(3) F. B. Oswald, A. F. Seybert, T. W. Wu, W. Atherton, "Comparison of analysis and experiment for gearbox noise", Pros. International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 2, pp. 675~679, 1992.

(4) F. Oswald, D. P. Townsend, M. J. Valco, R. H. Spencer, R. J. Drago, J. W. Lenski, "Influence of gear design parameters on gearbox", International Gearing Conference, pp. 81~86, 1994.

(5) T. Zhang, H. K. Kohler, "A gearbox structural optimization procedure for minimizing noise radiation", International Gearing Conference, pp.87~91, 1994.

(6) T. Zhang, H. K. Kohler, G. K. Lack, "A gearbox structural optimization procedure for minimizing noise radiation", International Gearing Conference, pp.93~99, 1994.

(7) K. Inoue, D. P. Townsend, J. J. coy, "Optimum design of a gearbox low vibration", Pros. International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 2, pp. 497~504, 1992.

(8) M. Kato, K. Inoue, K. Shibata, H. Zhou, "Evaluation of sound power radiated by a gearbox", International Gearing Conference, pp. 69~74, 1994.

(9) K. Inoue, T. L. Krantz, "Minimization of vibration energy of thin plate structures and the application to the reduction of gearbox vibration", NASA Technical Report ARL-TR-722, 1995.

(10) ANSYS-Engineering Analysis System, "Theoretical manual", Swanson Analysis Systems Inc, 1989.