

기어장치에서 베어링의 설치위치가 소음특성에 미치는 영향

Effect of Offset of Bearing on Radiation Sound and Vibration in the Gear System

류 성 기* · 이 중 희**

Sung-Ki Lyu · Joong-Hee Lee

(1997년 9월 18일 접수, 1998년 2월 27일 채택)

ABSTRACT

This paper describes a evaluation method of sound power radiated from the vibrating faces of a single stage gear box using sound radiation. The vibration caused from meshing gears is transmitted to the gear box faces through shafts and bearings. A Boundary Element Method (BEM) is developed to calculate the sound power radiated from the faces with their velocity response which is based on the Building Block Approach (BBA).

Radiation efficiency as well as the sound intensity on the surface of the gear box is also calculated. Sound power of the gear box is larger in the case that bearings have offset to the wall of the gear box than that bearings are on the center of the gear box. The sound power increases with the augmentation of the offset.

1. 서 론

기계의 고속화 및 경량화와 더불어 기어의 정강성이 요구되고 있으며, 자동차 등의 동력전달장치에서 진동·소음의 절감은 중요한 과제가 되고 있다¹⁻⁶⁾. 기어장치에서 소음의 경로는 이의 맞물린 점에서 발생한 기진력이 기어를 진동

시켜, 축과 베어링을 매개체로 하여 기어박스로 전달된다. 기어박스 표면의 진동에 의하여 발생한 소음은 공기 중에 방사되며, 기어장치 주변의 소음원인이 되고 있다. 기어장치의 진동은 각각의 구성 요소의 진동특성과 이들의 배치, 구성 등에 의존하고 있다.

기어박스의 진동응답은 기어의 맞물린 점에

* 경상대학교 기계설계학과, 항공기부품기술연구센터

** 전북대학교 고분자공학과

서의 기진력, 또는 기어의 진동으로부터 각 구성 요소의 전달함수를 이용한 부분구조합성법(BBA) 등으로 구할 수가 있다^{7,8)}.

그러나, 기어장치에서 진동전달의 평가를 기어박스 표면 한 점의 진동응답에서 구하는 것은 그점의 위치를 어디에 두는가에 따라 크게 좌우되므로, 기어박스 전체의 진동전달 특성을 한 점에서의 진동응답으로 나타내기에는 불충분하다. 그러나 방사음파위는 소음평가의 스킬라량이므로 기어박스의 진동 소음을 평가할 수 있다. 따라서, 기어박스 표면에서 주변으로 방사되는 소음으로부터 기어장치의 진동전달을 평가할 수 있도록 시도해 보았다.

본 연구에서는 동력전달장치에 많이 사용되는 기어장치를 간단하게 모델링하여, 기어로부터 기어박스 표면까지 전달되는 진동 전달 특성을 고찰하기 위하여 기어장치에서 측정된 기어의 원주방향 진동 가속도로부터 기어박스의 진동속도를 구하고, 경계요소법을 사용하여 기어박스의 방사음향파워, 방사효율, 기어박스 표면의 음향인텐시티를 구한다. 그리고 이 방법을 이용하여 베어링이 기어박스 벽중앙을 기준으로 오프셀을 가질 경우, 기어박스의 음향 특성을 고찰하여 베어링의 위치가 기어장치의 소음특성에 미치는 영향에 대하여 논하고자 한다.

2. 기어장치의 진동전달 해석

2.1 기어장치

본 연구에서는 기어장치의 진동·소음을 해석하기 위하여 Fig.1에 나타난 바와 같이 동력 흡수식 一段 기어장치를 사용하였다. 구동축은 3상유도전동기와 무단변속기에 의하여 회전수를 450~4500 rpm까지 변속이 가능하고, 동력흡수는 직류전기동력계를 사용하였다. 회전할 때 기어의 진동을 측정하기 위하여 양축 끝에 slip ring을 부착시켰다. 그리고 기어박스는 Fig.2에 나타난 바와 같이 6mm 연강판의 용접 구조물로 되어 있으며, 20mm 두께의 연강재 베이스 위에 고정시켜, 기어장치 전체를 콘크리트 블록 위에 고정시켰다. 축은 단열 깊은 홈형 보울 베어링(#6205)으로 지지하였다.

베어링의 위치는 Fig.2에 나타난 바와 같이 기어박스의 벽중앙에서 내측방향으로 임의의 오프셀(S=0~28 mm)을 설정시킬 수 있도록 하였다. 기어는 모듈율이 4, 구동축과 피동축 모두 잇수가 40이고 이폭이 15mm인 헬리컬기어이며, 그림에 나타난 바와 같이 중앙에 설치하였다. 그리고 기어의 제원을 Table 1에 나타냈다.

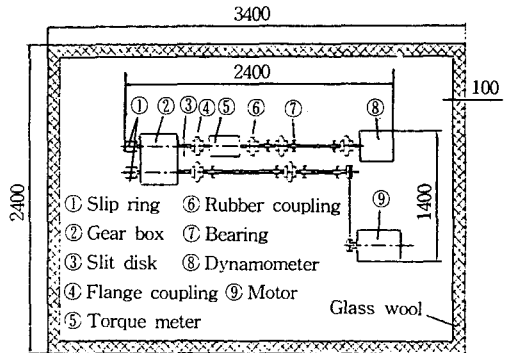


Fig. 1 A schematic diagram of gear system

Table 1 Dimensions of test gears

Number of teeth	40/40
Normal module	4
Helix angle	26°
Normal pressure angle	20°
Face with	15 mm
Transverse contact ratio	1.40
Overlap contact ratio	0.52
Total contact ratio	1.92

2.2 방사음해석

기어장치의 진동·소음 해석은 Fig.3에 나타난 바와 같이 부분구조합성법에 의한 진동해석과 경계요소법에 의한 소음해석의 2단계로 나누어진다. 축과 기어박스의 진동모우드에 대한 데이터는 유한요소해석에 의하여 구한 값을 사용하였다. 그리고 결함 요소인 기어의 제원, 베어링의 강성과 감쇠상수 등의 데이터를 사용하였다.

또한 본 연구에서는 기진력으로 기어의 원주방향 진동 가속도의 측정결과를 사용하였다. 부분구조합성법에서 구한 기어박스 표면의 진동 속도 분포를 기초로 경계요소법을 이용하여 기

어박스 표면의 인텐티티분포, 기어박스 표면에서 방사되는 음향파워 및 음향방사효율을 구하였다.

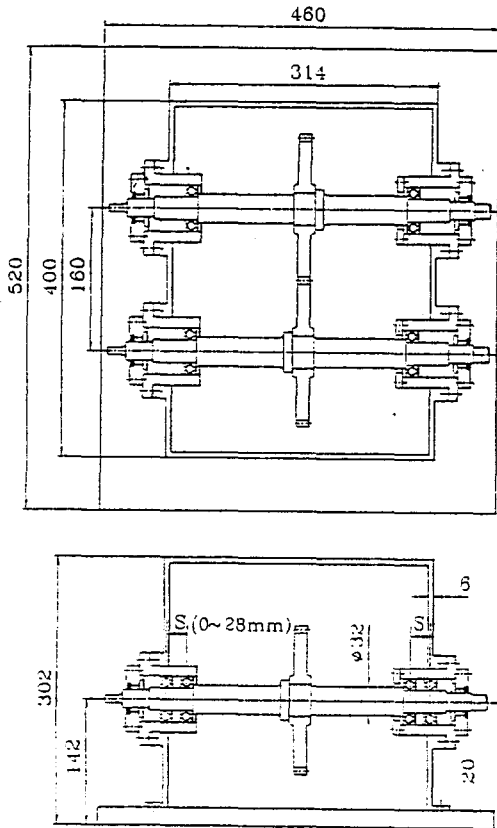


Fig. 2 A simplified model of a single stage gearbox

2.3 기어장치의 진동전달

Fig. 4에 나타낸 바와 같이 기어박스는 평형판의 굽힘/박판의 쉘요소를 사용하였으며, 총절점수 827, 총요소수 808로 분할하여 유한요소해석법을 이용하여 진동해석을 하였다. 그림에서는 기어박스의 측면과 뒷면을 나타내기 위하여 위치를 이동시켜 나타냈다. 또한 경계요소법으로 방사음을 해석할 경우에 폐곡면에 대한 외부 음장문제를 다루기 때문에 본 연구에서는 기어박스 외측하우징의 단면을 막힌 면으로 모델링하였다. 하우징부의 두께는 12 mm이고, 박스를 구성하는 면보다 강성이 상당히 높기 때문에,

외측하우징의 단면을 막혀있는 것으로 모델링하여도 박스의 진동해석에는 크게 영향을 미치지 않았다. 해석결과와 임펄스해머를 사용한 가진 실험에서 얻은 결과는 전반적으로 근사하게 나타났다⁹⁾.

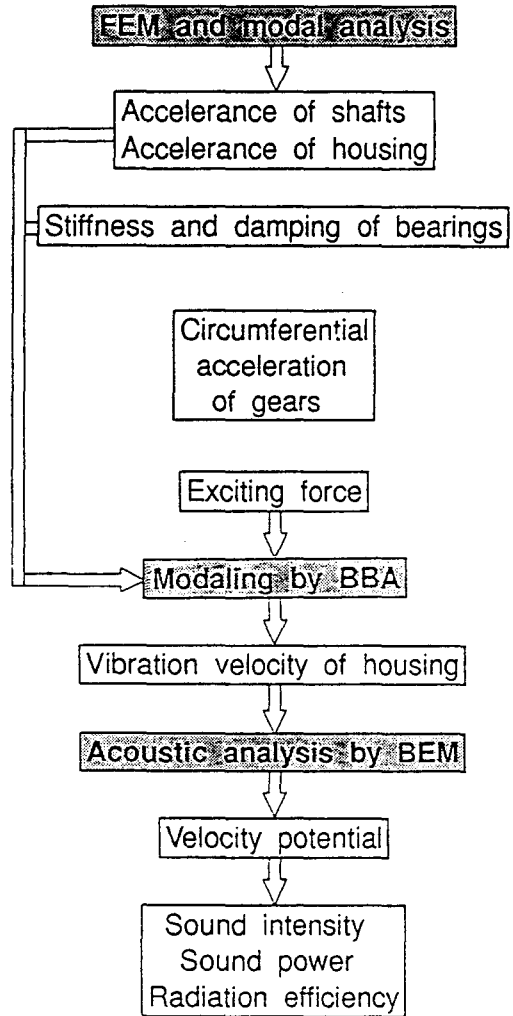


Fig. 3 A flow chart of vibration and sound radiation analysis

측은 굽힘강성과 비틀림 강성을 고려하여 모델화하였다. 기어자체는 강체로서 질량과 관성 모우멘트를 축위의 일질 점에 부가하고, 기어장치는 플렉시블 커플링을 매개체로 하여 구동 또

는 피동 되는데, 이것은 축의 굽힘에 대하여 구속이 없어 비틀림 강성만을 가지는 스프링으로 모델화하였다. 기어박스와 축의 전달함수를 구하여 부분구조합성법으로 기어장치의 진동 전달 해석을 하였다. Fig. 5에 나타낸 모델에서 양기어의 원주방향으로 진동을 주어 기어박스의 진동응답 A_z 을 구한다. 기어는 맞물린 점에 石川の 계산식¹⁰⁾을 기초로 계산한 기어의 탄성강도를 갖는 스프링으로 결합되어 있다고 가정하였다. 베어링의 강성과 댐핑감쇠상수는 헤르쯔 접촉이론과 실험으로부터 구하였으며, Table 2에 나타냈다.

이러한 모델을 이용하여 각 요소와 결합 점의 전달함수를 구하였다. 이때, 부분구조합성법을 이용하여 기어박스 지정 점의 진동응답을 구하였다. 기어의 원주방향 진동 가속도는 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 운전상태에서 기어 위에 붙인 2개의 가속도 피크업으로 측정하였다. 기어를 회전수 1200 rpm, 출력축 토크 10 Nm로 운전하였을 때 양축의 원주방향 가속도 측정결과를 Fig. 7에 나타냈다. 기어박스의 진동해석에 맞추어 2000 Hz까지의 주파수 범위에서 측정하였다.

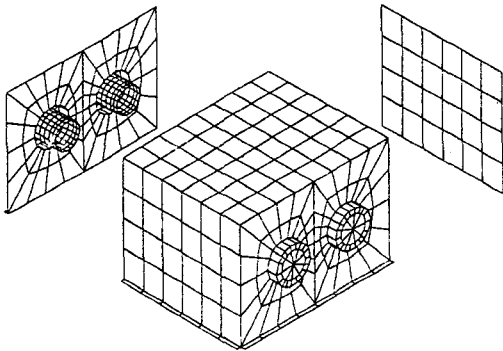


Fig. 4 FEM model of the gearbox

Table 2 Stiffness and damping coefficients of bearing

Direction	Stiffness ($\times 10^7$ N/m)	Damping coefficient (N./m)
Radial	1.77	189
Thrust	1.76	1413

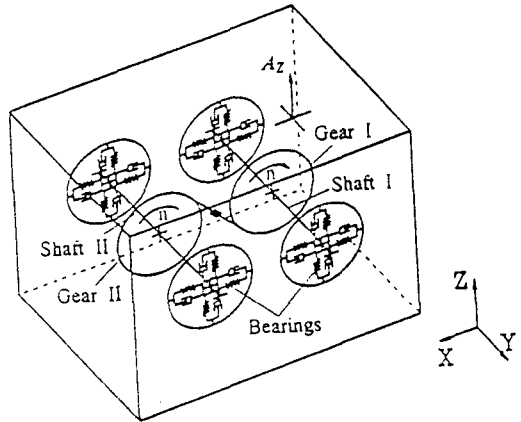


Fig. 5 Model of the vibration transmission

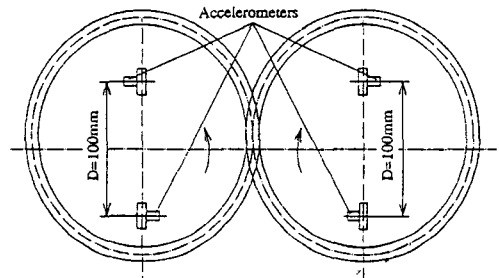


Fig. 6 Modeling of gear meshing

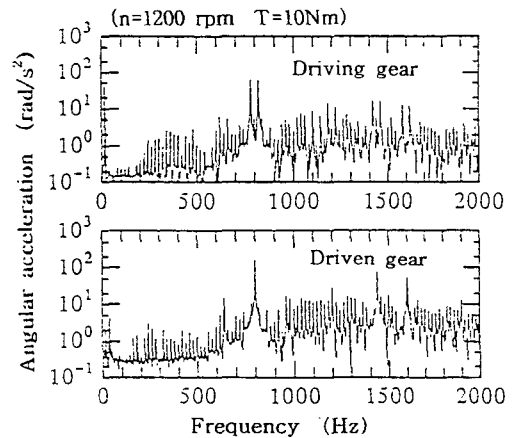


Fig. 7 Measured angular acceleration of gears in the frequency domain

2.4 경계요소법에 의한 기어박스의 방사음해석

기어박스 표면에서의 속도 V 를 알면 경계요소법으로 속도 포텐셜 Φ 를 구할 수 있다⁹⁾. 기어박스 표면의 단위면적을 단위시간 동안에 통과하는 에너지 즉, 표면에서의 음향인텐시티 I 는

$$I = jw\rho_0\Phi V^* \dots\dots\dots (1)$$

로부터 구할 수 있다. 여기에서 j 는 허수단위, w 는 각 진동수, ρ_0 는 매개체의 밀도, *은 복소공역을 나타낸다. 기어박스로부터 방사되어진 음향 파워(W)는 박스 표면 음향인텐시티를 기어박스 외표면(S_c)의 적분으로 나타낼 수 있다.

$$W = \int_{S_c} I dS \dots\dots\dots (2)$$

음향방사효율(σ)은

$$\sigma = \frac{W}{\rho_0 c S_c \langle v^2 \rangle} \dots\dots\dots (3)$$

로 구할 수 있다. 여기에서 c 는 음속, $\langle v^2 \rangle$ 은 진동면의 제곱평균속도를 나타낸다.

3. 기어박스의 방사음에 의한 진동 전달의 고찰

부분구조합성법을 이용하여 측정된 기어 원주방향의 진동 가속도로부터 각 주파수 성분에 대하여 기어박스 표면 각 절점의 진동 가속도를 구하였다. 이 값을 사용하여 경계요소법으로 기어박스표면의 음향인텐시티의 분포, 음향파워 및 방사효율을 구하였다.

베어링이 기어박스의 벽중양으로부터 기어박스 내측으로 $S=0, 12, 24$ mm의 오프셀을 가질 경우 각 주파수에 대한 기어박스의 음향파워와 음향방사효율을 각각 Fig. 8, 9에 나타냈다. 음향파워에 관해서는 20 Hz마다 계산하였으며, 그래프 값은 그 주파수를 중심으로 하는 밴드폭 20 Hz내의 파워 합으로 나타냈다. 기어박스의 음향파워는 베어링의 오프셀이 커짐에 따라 크게 나타났으며, 기어박스의 음향방사효율은 기어박스의 크기와 진동모우드에 의하여 거의 결정되므로, 주파수가 커짐에 따라 높게 나타났다.

Fig. 10에는 기어박스 표면의 음향인텐시티의 분포를 나타냈다. 삼각형 단면의 봉그래프는 각 요소의 2000 Hz까지 해석 주파수 범위 내의 오버를 값이고 레벨 60 dB 이상의 값을 나타냈

다. 이것은 기어박스 각 면의 분포를 표시할 수 있는 것처럼 각 측면판과 천정판과의 교차하는 각을 축으로 하여 위에서 본 전개도이다. 베어링이 기어박스의 벽중양에 있을 때에는 천정판(그림의 중앙부분)의 음향 인텐시티 레벨이 가장 높지만, 베어링의 오프셀이 커짐에 따라 각 측면판의 음향 인텐시티 레벨이 높아지게 되어 오프셀이 24 mm로 되면 측면판의 음향 인텐시티 레벨이 천정판보다 높아진다. 이것은 베어링의 오프셀에 의하여 측면판에서의 기어박스 음향이 천정판에서의 음향보다 크다는 것을 나타내고 있다.

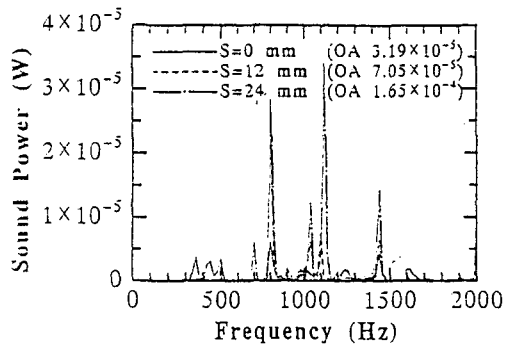


Fig. 8 Sound power of gearbox

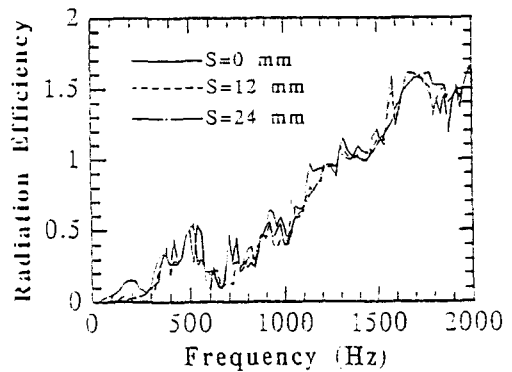


Fig. 9 Radiation efficiency of gearbox

4. 결론

동력전달장치에 많이 사용되고 있는 기어장치를 간단하게 모델링하여 기어의 맞물림에서 발생하는 진동이 축과 베어링을 매개체로 하여

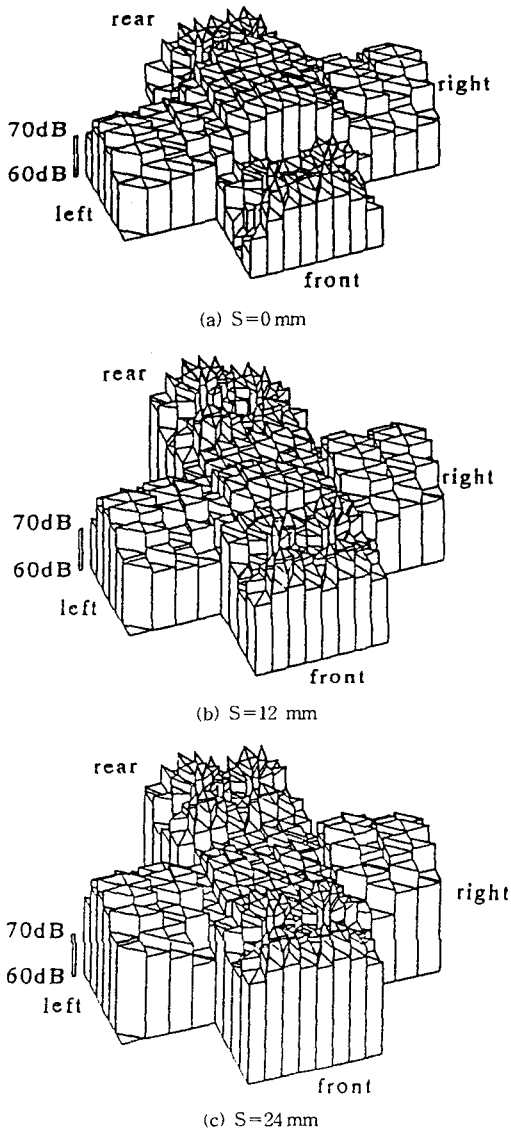


Fig. 10 Sound intensity distributions on the surface of gearbox

기어박스로 전달되는 진동전달을 해석하고, 베어링 설치위치에 따른 음향특성을 고찰하였다. 본 연구에서 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 베어링의 오프셋값이 커짐에 따라 저주파수보다 고주파수에서 방사효율의 증가가 현저하

게 나타났다.

- 2) 오프셀에 의한 기어박스 방사음의 영향은 천정판보다 측면판쪽에서 크게 나타났다.
- 3) 베어링이 오프셀을 가질 경우 음향파위가 크게 나타났다. 따라서 베어링의 오프셋값이 커짐에 따라 음향파위가 커지므로, 저소음기어장치를 설계하기 위하여는 이를 고려할 필요가 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- 1) 柳晟基 外4人, 浸炭齒車の曲げ疲労強度に及ぼす表面處理の影響, 日本機械學會論文集, 60卷572號C編, pp. 1391~1396, 1994.
- 2) 柳晟基 外1人, 동특성을 고려한 하우징설계에 관한 연구, 한국정밀공학회지, 12권 12호, pp. 173~179, 1995.
- 3) Seybert, A.F. et al., Acoustical Analysis of Gear Housing Vibration, NASA Technical Memorandum 103691, pp. 188~196, 1990.
- 4) 柳晟基 外1人, 직선베벨기어의 동특성에 관한 연구, 한국정밀공학회지, 12권 12호, pp. 212~219, 1995.
- 5) 本多, 修正齒面を持つはすばつはすば齒車の振動發生機構(第1版), 日本機械學會論文集, 57卷543號C, pp. 3932~3938, 1991.
- 6) 寺内, 宮尾, 蘇正, 佐川, すぐばかさ齒車の動特性に関する研究(第1版), 日本機械學會論文集, 45卷393號C, pp. 566~573, 1979.
- 7) 高津 外3人, 齒車裝置の動特性に関する研究, 日本機械學會論文集, 57卷538號C編, pp. 336~341, 1991.
- 8) Takatsu, N. etc., Proc. Int. Conf. Motion and Power Transmissions, Hiroshima, 104-109, 1991.
- 9) 伊藤 外2人, はすば齒車の動特性に関する研究, 日本機械學會論文集, 53卷487號C, 703-708, 1987.
- 10) 石川, 東京工業大學學報特別號, 精密工學研究所, 第2號, 1957.