

동특성을 고려한 하우징 설계에 관한 연구

류성기,* 전형주**

A Study on Housing Design in Conception of Dynamic Characteristics

Sung-Ki Lyu,* Hyung-Ju Jeon**

ABSTRACT

This paper described housing design in conception of dynamic characteristics. The vibration and noise in power train system of automobile are important on the environment matter. The vibration caused by meshing teeth of gear is transmitted to the gear box faces through shafts and bearings. Shape of housing is used different radius of curvature($R = 0$ to 80 mm). The velocity response, sound power and radiation efficiency on the surface of gear box are calculated. The sound power and radiation efficiency are compared with different radius of curvature.

Key Words : Housing Design(하우징설계), Vibration(진동), Dynamic Characteristics(동특성), Radius of Curvature(곡률반경), Velocity Response(응답속도), Sound Power(음향파워), Radiation Efficiency(방사효율)

1. 서론

근래, 자동차와 철도의 고속화에 따라 이들의 동력 전달에 사용되는 기어장치는 경량화와 함께 고부하, 고속회전의 성능이 요구되고 있다. 그러나, 한편으로는 환경을 고려한 저소음의 성능이 요구되므로 기어장치는 양립하기 어려운 두 가지 국면의 문제를 가지고 있다.

기어에서 기인된 기어 소음을 청각 감도가 좋은 주파수 성분이 되도록 소음 레벨을 낮추어도, 다른 원인에 의한 소음과 확실히 구별하여 느낄 수 있다. 따라서 하우징을 설계 할 때에는 기어를 저소음에서 동력을 전달할 수 있도록 하고, 소음의 원인을 만들지 않도록 설계하여야한다. 기어장치의 진동 발생 기구에 관한 연구는 많이 연구되어 설계 단계에서 맞물림 기어의 기진력을

* 전북대학교 공과대학

** 순천대학교 기계공학과

추정하는 방법이 보고되고 있다. 특히, 지금까지 기어 장치는 복잡한 고체음 전달 경로 때문에 정밀도가 높은 소음을 예측할 수 있을 정도는 아니지만, 진동 전달 해석과 음향 해석을 통합한 방음 예측법이 확립¹⁾되어 도면상에서 장치의 소음을 파악할 수 있게 되었다. 한편, 하우징의 형상과 그 진동 특성에 관한 연구도 다소 행하여지고 있다.^{2,3)} 小野⁴⁾는 구조물의 형상 결정 인자를 설계 변수로서 최적설계를 행하고 형상변경에 의한 진동 에너지의 변화를 보고하였다.

이와 같은 배경으로부터 본 연구에서는 확립된 고체음에 의한 음향 파워 예측 방법¹⁾을 이용하여 하우징의 천정판과 측면판 사이를 원형 모양으로 연결시킨 모델에 대한 진동 전달 해석과 음향 해석을 하고, 원형의 형상 변경이 음향 파워 레벨과 음향 방사 효율에 미치는 영향을 고찰하며, 하우징의 저진동 저소음설계에 대하여 논하고자 한다.

2. 하우징의 형상

현재, 실제로 사용되어지고 있는 하우징의 형상, 특히 본 연구에서 고찰하고자 하는 천정판과 측면판 사이를 원형모양으로 설계된 하우징은 설계를 하는 사람의 경험에 달려 있다고 생각된다. 소형을 추구하는 관점에서 원형 모양으로 한 엔지니어가 있는 한편, 상자의 가공, 성형의 용이함으로부터 직선 라인으로 에워싼 하우징의 미를 추구하는 관점에서 거의 곡률을 붙이지 않고 도면을 완성하는 사람도 있다. 따라서 제품이 되어 우리들의 눈에 띄는 하우징의 원형 모양은 대부분 어디까지나 경험에 의존한 것이며, 진동과 소음 등의 특성을 고려하여 설계하는 경우가 거의 없다.

본 연구의 진동 해석에 사용한 기어박스 모델의 예를 Fig. 1에 나타냈다. 이 모델은 실제의 기어 박스를 정밀하게 모델화한 것으로 베어링을 지지하는 하우징 부분은 내측과 외측으로 돌출한 구조로 되어 있다. 이 하우징은 절점수 611, 요소수 592의 평균 굽힘박판 쉘 요소 모델로 밑면의 외측절점은 자유도 0의 완전 고정으로 한다. 형상 변경은, 천정판에서 측면판에 걸쳐 곡률반경 R을 파라미터로 나타냈다. 본 모델의 베이스인 하우징의 치수는 전혀 원형을 붙이지 않은 모델(R=0 mm)부터 거의 최대라고 생각되어지는 곡률반경 R=80 mm까지 해석하기 위하여, 10 mm간격으로 곡률 반경이 다른 9개의 기어박스 모델을 사용하였다.

3. 진동해석과 음향해석

Fig. 2에 본 연구에 사용한 일단 평기어장치의 진동 전달 모델을 나타냈다. 기어는 2개의 톱니가 맞물려 동력을 전달하고 있다. 그러나, 이 맞물림은 역으로 진동 발생의 원인이 되고 있다. 기어를 성형 할 때의 각종 오차와 부하 상태에서의 이의 탄성 변형, 특히 기어장

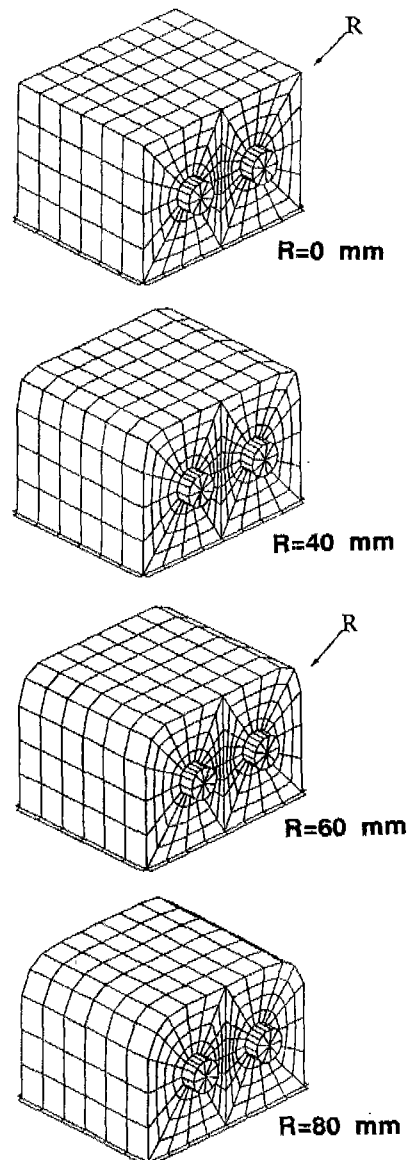


Fig. 1 FEM model of the gear box

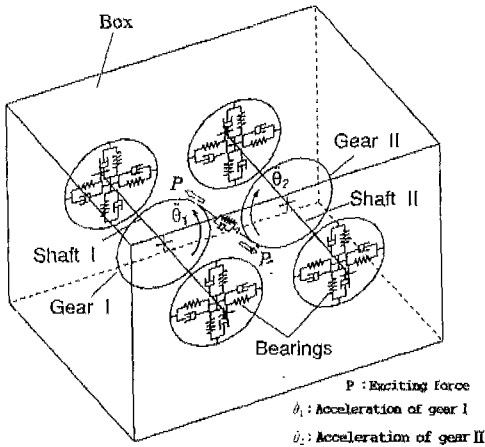


Fig. 2 Vibration transfer modeling of gear box

치 베어링의 탄성변형이 비선형으로 변동함으로서 2개의 틈니가 맞물리는 점에서 기진력을 발생한다. 기진력에 의하여 기어가 진동하고 그 진동은 축과 베어링을 중개로 하여 기어박스 쪽으로 전달된다. 박스 표면의 진동은 그 주변의 공기를 떨리게 해서 소리가 되어 우리의 귀에 전달된다. 이와 같은 경로로 발생한 소리를 고체음이라 칭한다. 상대기어의 맞물리는 곳에서 발생한 비틀림 진동은 베어링 부분의 계 16개의 입력점으로부터 하우징에 전달된다. 본 연구에서 사용한 진동, 소음 해석은 周海¹⁾가 확립한 방법을 이용하였다.

주요한 음향해석의 흐름을 Fig. 3에 나타냈다. Fig. 3에 나타낸 바와 같이 하우징의 절점, 요소, 구속 조건 그 외의 정보로부터 유한요소해석(FEM)과 유한요소법을 이용한 범용 구조해석 프로그램 ISAP⁵⁾(Integrated Structural Analysis Program)를 이용하여 기어 박스의 고유값을 해석한다. 이 해석에서 얻어진 기어박스, 축의 가속도와 각 구성요소의 전달상수를 이용하여 부분구조합성법(BBA : Building Block Approach)에 의해 하우징 전체계의 진동특성을 구한다. 이어서 부분구조합성법에 의하여 얻어진 박스 표면의 진동 속도 분포로부터 박스 표면진동의 평균속도를 구한다. 상자표면 요소의 면적을 S_0 라고하고 각 진동수 ω 에 대한 각 요소의 진동속도를 V^2_0 로 하면 상자표면 진동의 제곱평균속도 $\langle v^2 \rangle$ 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$\langle v^2 \rangle = \frac{\sum V_c^2 \cdot S_c}{\sum S_c} \quad (1)$$

다음은 부분구조 합성법에 의하여 구한 기어박스 표면의 진동속도분포로부터 경계요소법(BEM)을 이용하여, 외부 음장문제로서 속도 포텐셜을 구한다. 특히 기어박스 표면의 음향인텐시티분포, 기어박스의 음향파워 및 음향방사효율 등을 계산할 수 있다. 음향파워(W)는 음향 인텐시티(I)를 이용하여 다음 식으로 나타내어진다.

$$W = \int S dS \quad (2)$$

여기서, S는 하우징의 외부면적을 나타낸다. c를 음속, ρ_0 를 모체의 밀도라고 하면, 음향 방사효

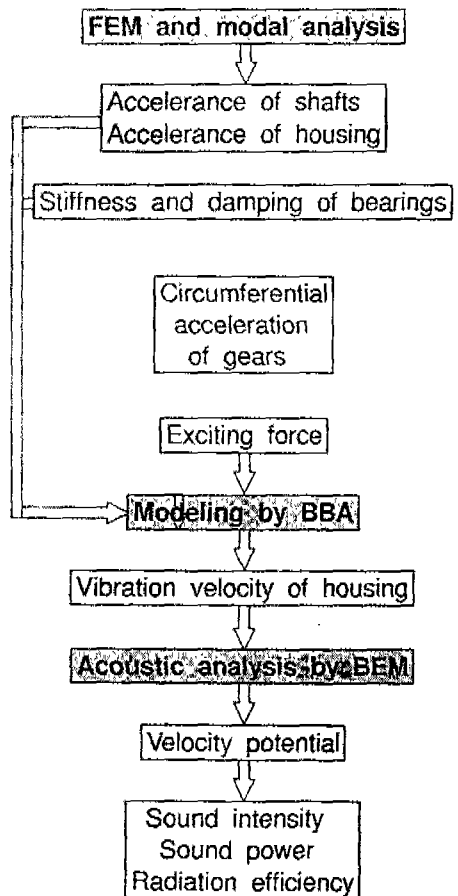


Fig. 3 Flow chart of sound radiation analysis

을 σ 는

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

주위 음향 파워레벨 SPL은 다음과 같이 나타내어진다.

$$SPL = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0} \quad (4)$$

여기서, W_0 는 음향파워의 기준값을 나타내며, $W_0=10^{-12}(W)$ 이다.

그리고, 가진력을 줄경우에는 Fig. 3에 도시한바와 같이 FFT 분석기를 이용하여 실험에서 얻은 기어의 원주 가속도와 화이트노이즈 등을 입력하여 음향 인텐시티, 음향파워 및 음향방사효율 등을 구한다.

4. 해석의 조건

곡률 반경 $R=0, 10, 20, \dots, 80\text{mm}$ 로 준비된 9개의 하우징모델 각각에 대하여 저차측 40개의 고유모우드를 채택하여 계산을 하였다. 계산시간과 계산정도가 서로 겹치므로 해석 주파수 밴드 폭을 20Hz로 한다. 진동을 가하는 조건으로서 우선 0부터 2000Hz까지 진폭 1로 똑같은 화이트노이즈를 기어 비틀림 진동으로 부여하고, 9개의 하우징 자신이 가지고 있는 진동, 음향특성을 각각 해석한다. 다음에 실험으로부터 얻어진 실제의 평기어의 진동을 가진 조건으로서 사용한다. 본 연구에 사용된 실제의 1단치차장치의 형상과 치수를 Fig. 4에 나타냈다. 기어박스는 6mm의 연강판의 용접 구조물이며, 약 22mm의 연강제 베이스 위에 고정되어 있다. 기어장치전체는 약 800mm의 콘크리트 블록위에 고정시켰으며, 기어는 단열 깊은 홈형 보울베어링(#6205)으로 지지하였다. Table 1에 평기어의 제원을 나타냈다. 또한 회전수 $n=1200\text{rpm}$, 토오크 $T=10\text{Nm}$ 의 운전조건으로 맞물림 1차, 2차 주파수는 각각 800, 1600Hz이다.

5. 해석결과

5.1 화이트노이즈 입력

화이트노이즈를 기어 비틀림 진동으로 가진 할 때의 하우징 천정판에서 표면진동의 제곱평균속도 $\langle v^2 \rangle$ 을 Fig. 5에 또한, 이들로부터 계산한 음향파워레벨 (SPL)을 Fig. 6에 나타냈다. Fig. 5에서 알 수 있듯

이 곡률반경R이 증가함에 따라 현저하게 상자표면의 제곱평균속도가 감소하고 있는 모우드는 3차와 24차의 모우드였다. 그러나 그 외의 모우드에서는 제곱평균속도의 변화가 적게 나타났다. 예를 들면 2차의 모우드에서는 R을 변화시켜도 거의 제곱평균속도의 변화는 보이지 않았고, 30차의 모우드에서는 R이 40mm이상에서 감소하는 경향으로 나타났다. 2차, 3차, 24차, 30차 모우드에서의 곡률반경과 제곱평균속도와의 관계를 정리하여 Fig. 7에 나타냈다.

음향파워레벨은 식(2), 식(3), 식(4)로부터 예상되어

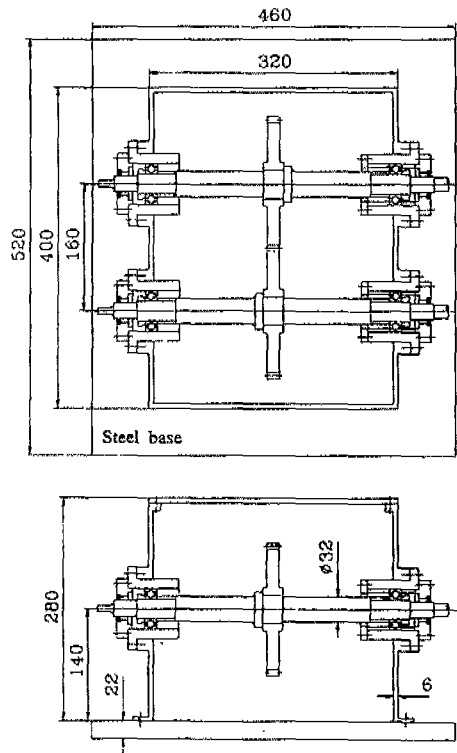


Fig. 4 Simplified model of a single stage gear box

Table 1 Dimension of test spur gears

Number of teeth z	40
Module m [mm]	4
Pressure angle [deg]	20
Face width b [mm]	15
Material	SM45C
Finish	Hobbed

지는 것처럼 제곱평균속도와 거의 같은 경향을 나타냈다. 300~400Hz부근(3차모우드)에서는 24dB의 레벨저하가 보이고, 1300~1600Hz부근(24차모우드)에서는 18dB의 레벨저하가 나타났다. 그러나 이 외의 다른 영역에서는 커다란 변화를 볼 수 없었다. 음향방사효율은 Fig. 8에 나타낸 것과 같은 해석 결과를 얻었다. 1000~1300Hz부근에서는 R의 증가와 함께 음향방사효율이 증가하였다. 1300~1700Hz부근에서는 역으로 감소하고, 특히 1700~1850Hz부근에서는 다시 증가하는 경향으로 나타났다.

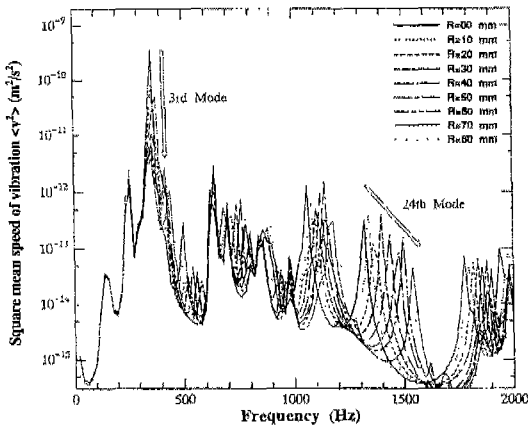


Fig. 5 Velocity respons of housing surface vibration(input of white noise)

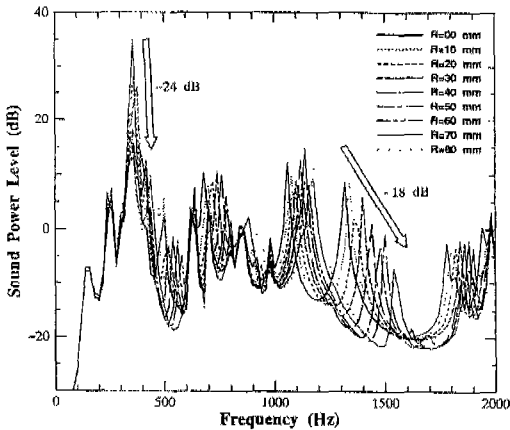


Fig. 6 Sound power of gear box (input of white noise)

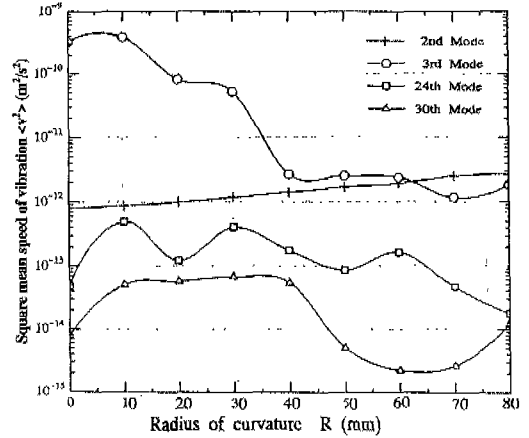


Fig. 7 Variation of velocity response (input of white noise)

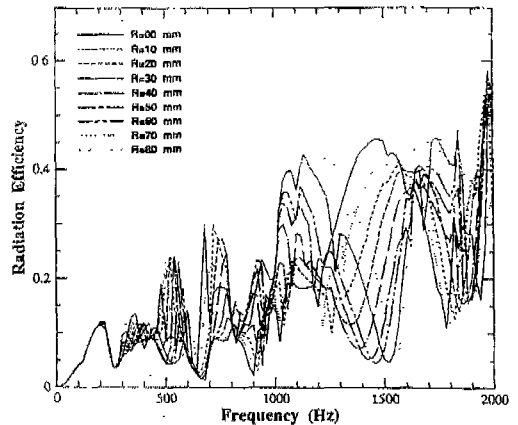


Fig. 8 Radiation efficiency of gear box (input of white noise)

5.2 측정된 평균어 진동 입력

치차장치의 진동, 소음측정은 회전수 1200rpm, 출력토크 10Nm의 운전상태에서 FFT분석기의 리얼타임 해석기능을 이용하였다. 이때 주위의 진동, 소음의 영향을 막기 위하여 둘레 1800mm 거리에 유리석면의 방음장치를 설치하여 측정하였다. 본 연구에서 측정된 입력축측의 기어의 원주속도의 측정결과를 Fig. 9에 나타냈다. 측정된 평균기어의 가속도를 입력 데이터로 하여 하우징천정 표면진동의 제곱평균속도를 계산한 결과

를 Fig. 10에 나타냈다. 화이트노이즈 가진의 경우와 달리 이와 같은 실제의 펄기어진동을 가진원으로 하면 R이 증대함에 따라 옮겨가는 하우징 각 모우드의 고유진동수와 기어의 맞물림 1차, 2차의 주파수가 복잡하게 서로 뒤엉키어 일정한 경향을 읽을 수가 없었다. 단지 1700~1800Hz부근에서 R이 증대함에 따라 $\langle v^2 \rangle$ 이 감소하고 있다는 것을 알 수 있었다. 800Hz와 1600Hz에서 나타나는 피크는 맞물림 1차, 2차의 주파수이다. 또한 R=40mm의 경우 1430Hz부근에 커다란 피크가 나타내고 있는 것은 R=40mm의 하우징의 24차 고유진동수가 1434Hz이고 공진이 일어나서 커다란 진동속도로 되기 때문이다. Fig. 11에 펄기어 진동의 음향 파워레벨을 나타냈다. 고유진동수와 제곱평균속도의 관계에서 현저하게 나타나는 피크점을 착안하여, 그밖의 부분을 무시해도 음향파워레벨 계산에 있어서 충분한 정밀도가 보존되기 때문에 계산시간의 단축을 위하여 음향 해석을 할때에는 $\langle v^2 \rangle$ 의 최대값의 1/1000, 즉 음향파워레벨로 나타내면, -30dB이하의 $\langle v^2 \rangle$ 에 대응한 주파수에 관해서는 계산을 생략하기로 하였다. 그리고 음향파워레벨의 오버올값을 Fig. 12에 나타냈다. R의 증가와 함께 음향파워레벨의 오버올값은 전체적으로보아 증가하는 경향으로 나타냈다.

6. 고 찰

본 해석의 하우징모델의 경우 Fig. 5~7으로부터 현저하게 3차의 모우드(357~437Hz)와 24차의 모우드(1294~1587Hz)에서는 R을 붙임으로서 진동감소에

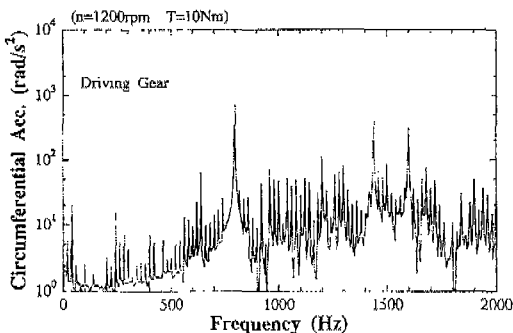


Fig. 9 Measured circumferential and axial acceleration of driving gear

효과가 있다는 것을 알았다. 또한 음향파워레벨이 각각 -24dB, -18dB로 현저하게 감소하는 것을 알았다. 그러나, 그밖의 영역에 대하여는 진동, 소음의 감소효과가 크게 나타나지 않았다. 이것은 펄기어 진동을 입력테이타로 하여 해석한 결과, Fig. 10, 11으로부터 알 수가 있다. 이와 같이 제곱평균속도와 음향파워레벨의 변화가 거의 보이지 않으며, 음향파워의 오버올값이 오히려 증가하는 경향으로 나타나는 것은 커다란 기진력을 가진 맞물림 1차, 2차의 주파수가 R을 붙인 하우징의 진동, 소음저감효과가 높은 영역(스위트스포트)으로 들

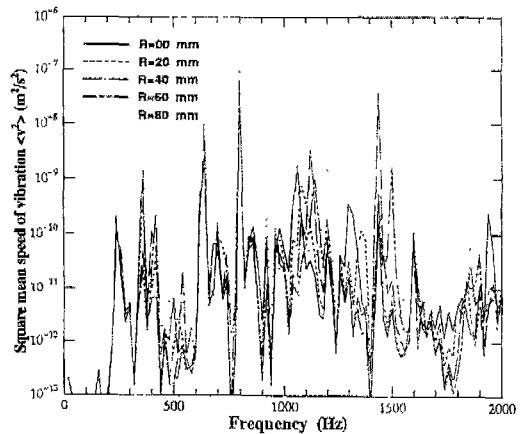


Fig. 10 Velocity respons of housing surface vibration (input of spur gear vibration)

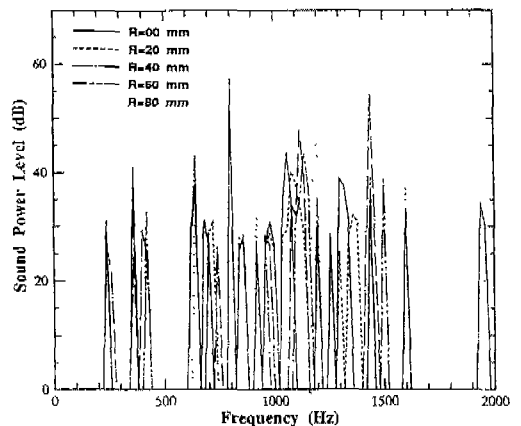


Fig. 11 Sound power of gear box (input of spur gear vibration)

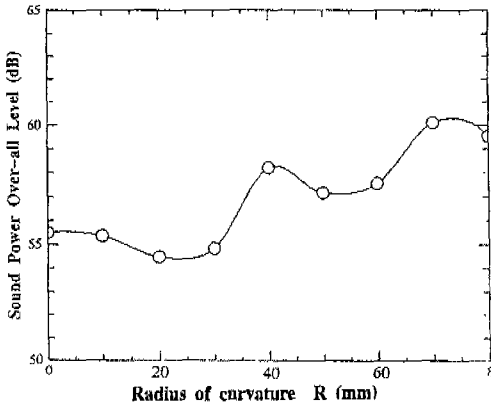


Fig. 12 Variation of sound power over-all level (input of spur gear vibration)

어가 있지 않기 때문이라고 사료된다. 만약 기어의 맞물림 1차주파수가 400Hz부근에 있도록하는 운전조건, 예를 들면 회전수가 600rpm 또는, 잇수가 20/20의 경우에는, 하우징이 가진 스위트스포트에 잘 결합하여 맞물림 주파수의 진동은 R을 붙임으로서 감소시킬 수 있다고 본다. 즉, R을 붙여 진동, 소음의 감소를 얻으려고 하는 경우, 진동감소효과를 얻을 수 있는 주파수 영역(스위트스포트)이 원하는 주파수 성분을 포함하고 있는가, 있지않는가를 확인하지 않으면 안된다.

7. 결 론

천정판과 측면판 사이를 원형모양으로 연결시킨 모델에 대한 진동전달해석과 음향해석을 한 결과 하우징의 천정판과 측면판 사이에 원형모양을 붙임으로서 특히, 3차의 모우드(357~437Hz)와 24차의 모우드(1294~1587Hz)에서는 음향파위레벨이 각각 -24dB, -18dB로 현저하게 감소하는 것을 알았다. 그러나, 그밖의 영역에서는 진동, 소음의 감소효과가 크게 나타나지 않았다.

따라서, 하우징의 저진동, 저소음 설계를 할 때에는 운전조건과 진동, 소음의 감소효과를 얻을 수 있는 주파수 영역을 고려해야 한다고 사료된다.

참고문헌

1. 周海外3人, 一段はすば齒車裝置における振動傳達

と放射音解析, 日本機械學會講演集, No. 930-63 (E), 142-144, 1993.

2. 周海外3人, 齒車裝置の騒音特性の音響パワーによる評價, 日本機械學會論文集 C編 60卷 571號, 1064-1069, 1993.

3. N. Maruyama, International Power Transmission and Gearing Conference, Gear Case Shape and Rib Distribution for Reducing Automobile Transmission Gear Noise, 43-48, 1992.

4. 小野 博司, 平成二年度東北大學修士學位論文, 振動特性に着目した薄板構造物の最適設計.

5. E. L. Wilson, 日本電氣株式会社(NEC)의 大型計算機 system, ISAP-ACOS-4, 1989.