

13 리터급 터보·인터쿨러 디젤 엔진의 얼터네이터 소음 반사 효과에 관한 연구

최 성 배[†]

(원고접수일 : 2003년 1월 30일, 심사완료일 : 2003년 3월 19일)

A Study of the Noise Reflection Effect of an Alternator in a 13-liter Turbo-intercooler Diesel Engine

Sung-Bae Choi[†]

Key words : Alternator(얼터네이터), Diesel Engine(디젤 엔진), Mirror Image(미러 이미지), Noise Reflection(소음 반사)

Abstract

Engine noise consists of the noise radiated from an engine structure and noises from engine ancillaries such as a turbocharger, fuel injection system, and alternator. The noise of these ancillaries might be incorrectly evaluated in the aspect of the noise contribution to engine noise because the noise reflection effect of their neighbor engine structure is easily ignored. Consequently, noise source identification should be misled. This study investigates the fact that the engine structure located around an alternator reflects alternator noise, and the reflected noise acts as another alternator noise source in a heavy-duty diesel engine. The result shows that the alternator noise can be correctly estimated in engine noise by properly including the noise reflection effect.

1. 서 론

엔진 소음은 엔진 구조물에서 방사되는 소음과 엔진 보기류에서 방사되는 소음으로 분류할 수 있다. 엔진 구조물에서 방사되는 소음은 연소시 발생하는 폭발음이 엔진 구조물을 투과하여 방사되는 소음과 습동 부품들의 충격이 구조물을 가진하여 발생하는 소음으로 크게 구분될 수 있으며, 보기류

소음은 엔진 본체에 장착되어 엔진 운전에 따라 구동되면서 발생하는 소음을 일컫는다. 터보차저에서 발생하는 Whistle 과 Whine 소음^{(1),(2)}, 디젤 엔진의 연료 분사 장치에서 발생하는 소음, 냉각팬 소음, 얼터네이터(alternator)에서 발생하는 소음이 대표적인 보기류 소음들이다. 본 논문에서는 13 리터급 터보·인터쿨러 디젤 엔진에 장착된 얼터네이터에서 발생하는 소음에 대하여 반사

[†] 책임저자(대구가톨릭대학교 기계자동차공학부). E-mail:choisun@cataegu.ac.kr, T:(053) 850-2715

특성을 고려한 엔진 소음에의 기여도를 정량적으로 분석하고자 한다.

알터네이터 소음의 주요 소음원은 전기 발전에 따라 발생하는 전자기 소음, 회전축의 불평형 등에 의하여 발생하는 기계적 소음, 그리고 알터네이터 내부에서 발생한 열을 밖으로 배출시키는 냉각팬의 회전에 의하여 발생하는 풍절음으로 구분될 수 있다⁽³⁾⁻⁽⁷⁾. 풍절음은 회전축의 회전수와 냉각팬 날개수의 곱에 해당되는 고조파 (harmonic frequency) 의 순음성 소음으로서, 엔진의 전체 소음 (overall noise) 수준에는 영향을 미치지 않고 특이음으로만 방사되어 귀에 거슬리는 것이 일반적이다. 그러나, 알터네이터 구조 및 엔진 형태에 따라 엔진 전체 소음에 영향을 줄 정도의 큰 소음을 발생시키기도 한다. 결과적으로 차량 내부 및 외부 소음에도 큰 영향을 미치는 심각한 상황에 이르게 되는 경우도 있다. 풍절음의 저감 방안은 일반적으로 알터네이터에서 발생하는 열의 배출 효율을 감소시키므로 이 두 가지 특성을 조화시키는 것이 매우 중요하다.

본 논문에서는 알터네이터를 대상으로 보기류의 소음 증가 원인이 보기류 자체에서 방사되는 소음의 증가 뿐만이 아니라 주변 구조물과의 상호 관계에 의해서도 증가될 수 있음을 실험 결과와 실험 결과를 이용한 계산 결과를 가지고 분석한다. 즉, 알터네이터 주변의 엔진 구조물에 대한 소음 반사 특성을 고려하지 않아 엔진 소음에 대한 알터네이터 소음 기여율이 과소 평가될 수 있음을 이론적 접근을 통하여 비교 분석한다. 엔진 소음은 알터네이터 소음 기여도가 가장 크게 나타나는 엔진 측에 국한시켜 평가하며, 엔진과 알터네이터 단품 소음 평가는 각각 엔진 무향실과 알터네이터 구동 설비가 갖춰진 무향실에서 실시한다. 엔진 소음 평가는 엔진의 전부하 조건에서 1000 rpm 에서 2200 rpm 영역에 대하여 실시한다. 알터네이터의 단품 소음 수준을 고려하여 엔진 전부하 정속 상태에서의 소음 수준에 대하여 측정치와 계산치를 비교한 결과, 알터네이터 주변의 엔진 구조물이 알터네이터에서 방사되는 소음을 반사하여 2개의 알터네이터 소음으로 엔진 소음에 기여함을 확

인한다. 이 비교 결과를 통하여 엔진 소음에 대한 정확한 분석을 위해서는 엔진 구조물과 보기류에 대한 독립적인 소음 특성의 이해와 더불어 이들 상호간의 소음 반사 특성도 충분히 고려해야 함을 확인한다.

2. 실험 결과 및 분석

엔진의 전부하 조건에서의 소음 수준은 객관적으로 엔진의 소음 수준을 평가하는 중요한 인자이다. 특히, 디젤 엔진 탑재 차량의 경우에는 점차 강화되고 있는 차량 외부 소음 규제치를 만족함과 동시에 계속 증가하고 있는 소비자들의 소음 안락감 측면에서의 상품 경쟁력 우위를 확보하기 위하여 완성차와 엔진 생산 업체에서는 낮은 소음 수준의 엔진 개발을 연구중이다^{(8),(9)}.

본 연구에서는 대형 디젤 엔진 (13 리터급, In-line 6 실린더, 터보-인터쿨러 엔진)을 대상으로 하였다. 엔진 개발중 알터네이터 샘플에 따른 엔진 소음 차이가 엔진 최대 출력 근처의 엔진 운전 구간에서 최대 1.4 dBA (4방향 1m 평균 소음) 만큼 발생되었다. 엔진 소음 차이에 크게 기여한 알터네이터의 소음 (샘플A 대하여 샘플B의 소음이 증가) 을 엔진 소음 수준과 관련지어 분석한 결과, 알터네이터 단품의 소음 증가에 의한 엔진 소음 증가보다도 더 높은 수준으로 엔진 소음이 증가하였음을 확인하였다. 이 원인을 이론적 접근을 통하여 분석하고자 한다.

엔진 소음은 "KS B 6004" 규격⁽¹⁰⁾에 맞추어 엔진 소음을 측정하였으며, 엔진 운전 조건은 전부하 및 정상 상태 (full load and steady state) 에서 실시하였다. 우선 두 종류의 알터네이터에 대하여 측정한 엔진 소음과 알터네이터 단품 소음을 Fig.1에서 보여주고 있다. Fig.1에서 보여주는 엔진 단품 소음은 알터네이터의 소음 기여율이 가장 크게 나타나는 엔진 방향 (RH : 엔진 후방 관측시 우측편) 에서의 1 m와 알터네이터 측면 20 cm 위치에서의 소음 측정 결과만을 제시하였다.

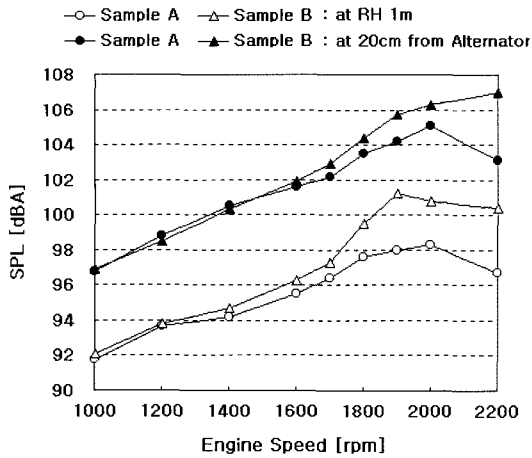


Fig. 1 Noises at RH 1m and 20 cm from alternators for the two alternators, A and B.

일반적으로 엔진 소음은 엔진 회전수에 따라 엔진의 최대 출력점까지는 단순 증가하다가, 이 점을 지나면서 연료 분사량이 감소함에 따라 엔진 소음의 증가가 둔화된다. 이후 연료 분사가 중지되는 엔진 회전수까지는 엔진 소음이 감소하는 경향을 보인다. 이 엔진의 경우는 최대 출력점이 1900 rpm 이므로 얼터네이터의 엔진 소음 기여율이 작은 샘플A의 경우는 엔진 RH 1m 소음과 얼터네이터 20 cm 근접 소음에서도 일반적인 엔진 소음 증감 경향을 그대로 나타내고 있으나, 샘플B의 경우는 다르게 나타났다. 샘플B는 얼터네이터 근접 소음치가 계속 증가함을 보여주고 있는데, 이는 얼터네이터가 일정 부분만큼 엔진 소음에 기여하고 있음을 의미한다. 따라서, 샘플A와 샘플B에 대하여 얼터네이터 20 cm 근접 소음 차이가 발생하는 엔진 회전수 영역에서, 샘플B의 경우가 엔진 RH 1m 소음이 높으며 2000 rpm 대하여 2200 rpm 의 엔진 RH 1m 소음 감소량이 작게 나타났다. 또한, 얼터네이터에 걸리는 부하의 유무에 따라 얼터네이터 방사 소음의 차이가 없는 것으로 나타났으므로, 얼터네이터의 전자기 소음은 무시해도 좋은 수준으로 평가되었다.

엔진 구조물에서 방사되는 소음과 얼터네이터 소음이 서로 상관되지 않으며 (uncorrelated), 얼터네이터 주변의 엔진 구조물에 대한 소음 반사

특성을 고려하지 않으면, 이 두 소음원에 대한 소음 관계식으로 부터 얼터네이터 소음을 제외한 엔진 RH 1m 소음을 계산할 수 있다. 샘플A의 얼터네이터 단품 소음을 이용하여 얼터네이터 소음을 제외한 엔진 소음 P_{ENG} 은 식(1)을 이용하여 계산할 수 있다⁽¹¹⁾.

$$P_{ENG} = 10 \text{Log}(10^{P_{ENG+A}/10} - 10^{P_A/10}) \quad (1)$$

P_{ENG+A} 는 얼터네이터 샘플A가 장착된 엔진의 RH 1m 소음 측정치를 표시하며, P_A 와 P_B 는 각각 샘플A와 샘플B에 대하여 엔진 RH 1m 위치에서의 얼터네이터 단품 소음 수준을 의미한다. 식(1)에서 구한 P_{ENG} 와 측정치 P_B 를 가지고 샘플B가 장착된 엔진의 RH 1m 소음인 P'_{ENG+B} 를 식(2)를 이용하여 계산할 수 있다.

$$P'_{ENG+B} = 10 \text{Log}(10^{P_{ENG}/10} + 10^{P_B/10}) \quad (2)$$

Fig.2 는 샘플B가 장착된 엔진에 대하여 엔진 RH 1m 에서의 엔진 소음 측정치인 P_{ENG+B} 와 계산치인 P'_{ENG+B} 를 비교하는 그림이다.

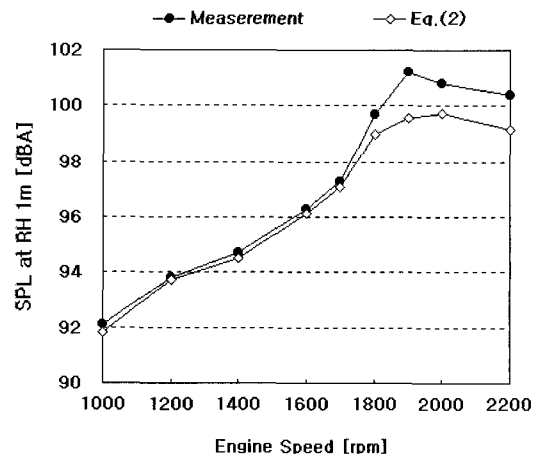


Fig. 2 Engine noise comparison of measurement and calculated value from Eq.(2) for the alternator B.

엔진 구조물과 얼터네이터의 소음이 서로 상관

되지 않으며 엔진 구조물과 얼터네이터의 소음 반사 특성을 고려하지 않은 결과, 샘플B를 포함한 엔진 RH 1m의 소음이 1800 rpm 이상의 엔진 회전수 영역에서 최대 1.8 dBA 만큼 과소 평가된 것으로 나타났다. 1600 rpm 이하에서는 얼터네이터의 엔진 소음에의 기여율이 낮아 큰 오차가 발생하지 않았으나, 엔진 회전수의 증가에 따라 오차의 크기가 점차 증가함을 보이고 있으며, 이는 계산상의 가정으로부터 기인된 오류로 추정할 수 있다. 즉, 두 구조물에서 방사되는 소음이 서로 상관됨이 없이 엔진 RH 1m 소음을 결정하는 것이 아니라, 얼터네이터와 주변의 엔진 구조물 사이에 특정한 영향이 고려되지 않아 엔진 RH 1m 소음이 과소 평가된 것으로 이해할 수 있다. 구조적인 상관성을 확인하기 위하여 얼터네이터의 엔진 장착 상태를 확인한 결과, 얼터네이터 주변의 엔진 레이아웃은 Fig.3 과 같았다.

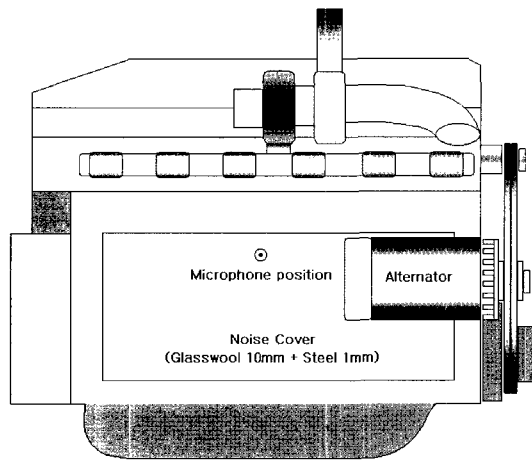


Fig. 3 Layout of engine (RH side).

얼터네이터는 Fig.3에서 보듯이 엔진 RH 위치에서 엔진 앞쪽에 위치하고 있으며 전단에 방열팬이 얼터네이터축에 연결되어 풀리에 의하여 구동된다. 실린더 블록의 스커트 외곽 부분은 엔진 내부에서 발생한 연소음과 습동부의 기계적 충돌에 의하여 발생하는 기계음의 외부 방사를 차폐하기 위하여 10mm의 유리섬유와 1mm의 철판으로 구

성된 소음 커버가 장착되어 있다. 이 소음 커버는 엔진 블록의 많은 부분을 가리기 때문에 엔진 구조물에서 방사되는 소음의 차폐 효과가 매우 뛰어난 반면, 엔진 외부 소음원에 대하여 반사판으로 작용할 수도 있다. 본 논문에서는 얼터네이터의 소음이 소음 커버에 의하여 반사되어 소음 커버가 마치 얼터네이터 부가적인 소음원으로 작용될 가능성을 규명하고자 한다.

3. 소음 반사 효과에 대한 고찰

엔진에 장착되는 보기류들에 대하여 일차적으로 소음 측면에서 엔지니어들이 고려하는 사항은 보기류 단품에서 방사되는 소음 수준 및 주파수 특성이고, 그 다음으로 고려되는 것이 보기류와 엔진 구조물 사이의 공간에서 발생하는 정재파(standing wave)이다. Fig.4는 엔진 연소없이 엔진 동력계(engine dynamometer)로 엔진을 회전시켰을 때의 샘플B에 대한 엔진 RH 1m 소음을 엔진 회전수에 따른 주파수 분석 결과이다. 측정된 소음은 Fig.4에서 화살표로 표시한 직선 부분의 주파수 성분 소음이 주도하며, 엔진 회전수의 증가에 따라 일정한 비율로 증가하는 것으로 나타났다. 화살표 부분의 소음 주파수는 얼터네이터의 회전수와 얼터네이터 냉각팬 날개수의 곱으로 계산되는 고조파 성분이다. 이는 엔진 회전수에 따라 일정한 주파수를 유지하는 정재파의 특성과는 다른 소음 특성을 보이는 것이다. 따라서, 본 논문에서 언급되는 얼터네이터 소음에 의한 엔진 소음의 추가 증가는 얼터네이터 소음이 엔진 구조물에 반사됨으로써 발생하는 것으로 판단할 수 있다.

엔진 구조물에서 방사되는 소음을 차폐하기 위한 소음 커버의 일반적인 적용 방법은 Fig.3과 같이 흡음재와 차음재를 복합하여 적용하는 것이며, 엔진 구조물의 진동이 차음재로 전달되는 것을 억제하기 위하여 진동 절연 방안을 적용한다. 일반적으로 이러한 방법을 적용함으로써 엔진 소음 저감 과정이 완료된다. 그러나, 본 논문에서 제기된 엔진 보기류의 과도한 소음 문제의 경우에는 산업체

현장에서 발생하는 일반적인 문제 범주에서 평가하고 개선 방안을 찾는 것이 적합치 않음을 Fig.2에서 확인하였다.

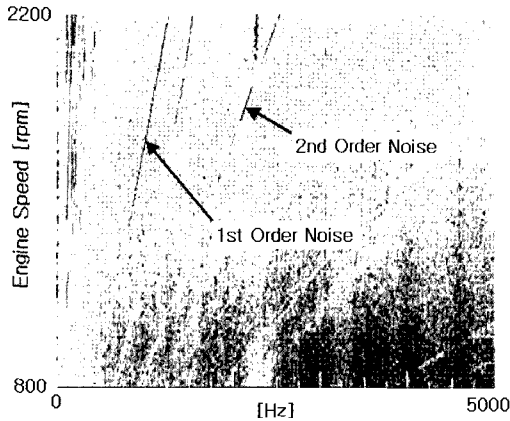


Fig. 4 Engine noise spectra of the alternator B for a dynamometer motoring condition. The frequencies of the orders are the harmonics of the multiplication of alternator speed and the number of cooling fan blades of the alternator.

얼터네이터를 점음원으로 가정하고 소음 커버를 강체 반사면으로 가정하여 얼터네이터의 소음 방사 특성을 "Method of Image" ^{[12],[13]} 를 이용하여 다음과 같이 모델링하였다. Fig.5는 엔진을 위에서 내려다 본 것이다.

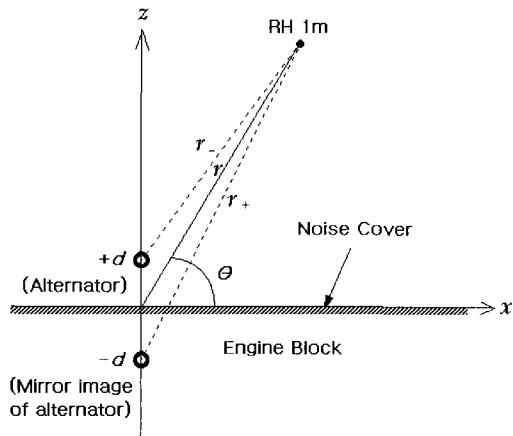


Fig. 5 Noise reflection model for an alternator.

$z > 0$ 영역에서의 얼터네이터와 얼터네이터의 미러 이미지에 의하여 만들어지는 평균 음압 (P_{RH})은 다음의 계산 과정을 통하여 결정할 수 있다. 우선, RH 1m에서의 합성 음압 (p)은 식(3)과 같이 표시된다. E 는 평균 (Ensemble Average) 을 의미한다.

$$\begin{aligned}
 p &= p_- + p_+ \\
 &= \sum_n A_n \left(\frac{1}{r_-} e^{-jk_n r_-} + \frac{1}{r_+} e^{-jk_n r_+} \right) e^{j\omega_n t} \\
 r_- &= \left[(z-d)^2 + y^2 + x^2 \right]^{1/2}, \\
 r_+ &= \left[(z+d)^2 + y^2 + x^2 \right]^{1/2} \\
 P_- &= 10 \text{ Log} \left(E \left[|p_-|^2 \right] / p_0^2 \right), \\
 p_0 &= 20 [\mu Pa]
 \end{aligned} \tag{3}$$

이 식에서 $r \gg d$ 의 조건에서, 두 소음원 p_- 와 p_+ 가 서로 상관 관계없이 r 의 위치 (엔진 RH 1m)에서 엔진 소음에 기여를 한다고 하면 얼터네이터의 엔진 RH 1m에서의 음압 (P)은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 P &= 10 \text{ Log} \left(E \left[|p|^2 \right] / p_0^2 \right) \\
 E \left[|p|^2 \right] &\approx E \left[|p_-|^2 + |p_+|^2 \right] \\
 &\approx 2 \cdot E \left[|p_-|^2 \right]
 \end{aligned} \tag{4}$$

엔진의 반사면에 따른 얼터네이터의 미러 이미지 효과를 고려한 엔진 RH 1m에서의 음압 P_{RH} 는 식(4)의 근사식으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 P_{RH} &= 10 \text{ Log} \left(10^{P_{ENG}/10} + 10^{P/10} \right) \\
 &\approx 10 \text{ Log} \left(10^{P_{ENG}/10} + 2 \cdot 10^{P_-/10} \right) \\
 &\approx 10 \text{ Log} \left(10^{P_{ENG}/10} + 2 \cdot 10^{P_B/10} \right)
 \end{aligned} \tag{5}$$

식(2)과 식(5)을 비교하면 얼터네이터에 의하여 방사되는 소음의 크기가 식(5)에서 2배가 됨을 알 수 있다. 이는 얼터네이터 소음이 엔진 구조물 중

소음 커버에 의하여 반사되어 얼터네이터의 부가적인 소음원으로 작용됨을 보여주고 있다. 이의 유효성을 확인하기 위하여 식(5)를 이용하여 얼터네이터 샘플B에 대하여 엔진 RH 1m의 소음 계산치와 측정치를 비교하였다. Fig.6은 식(5)의 결과가 식(2)보다 엔진 RH 1m에서의 엔진 소음 측정치를 잘 설명하고 있음을 보여주고 있다. 1900 rpm 부근에서 0.5 dBA 만큼의 소음 차이가 국부적으로 발생하기는 하였으나, 전체적으로 식(5)는 엔진 RH 1m 소음 측정치를 잘 설명하고 있다. 반면에 식(2)는 1600 rpm 이하에서는 측정치와 큰 차이가 발생하지 않았으나, 1800 rpm 이상의 영역에서 계산된 엔진 소음이 1~1.5 dBA 만큼 과소 평가되어 나타났다. 따라서, 이와 같은 엔진 시험 장착 조건에서는 식(5)에 의한 엔진 소음 평가가 적합한 것으로 판단할 수 있다.

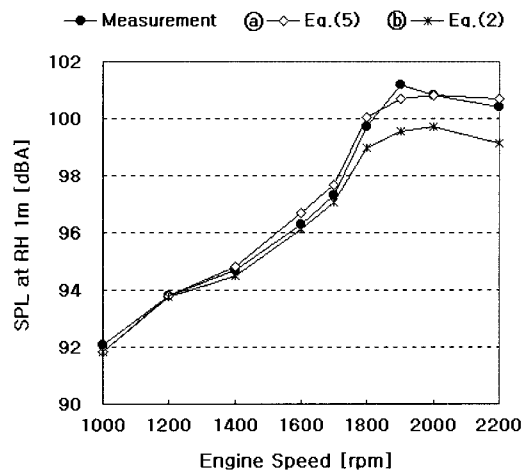


Fig. 6 Engine noise comparison of measurement and calculation for the alternator (a) with noise reflection effect, (b) without noise reflection effect).

4. 결 론

본 연구 대상인 대형 디젤 엔진에 대하여 얼터네이터에서 방사되는 소음의 주변 구조물에 의한 반사 효과를 고려하지 않고 단일 소음원으로 고려하는 경우, 얼터네이터의 엔진 소음 기여도가 과소

평가되어 엔진 소음 증가에 대한 원인 규명에 오류가 발생하였다. 이 얼터네이터에 대하여 얼터네이터의 자체 방사 소음과 더불어 얼터네이터 부근의 엔진 소음 차폐 커버에 의한 반사 소음을 고려한 결과, 엔진 소음 증가 원인을 명확하게 이해할 수 있었다. 따라서, 엔진 보기류의 자체 소음에 부가하여 주변 구조물과의 관계에 의하여 엔진 소음이 크게 영향을 받을 수 있음을 얼터네이터 소음을 대상으로 확인하였다. 즉, 엔진 보기류 소음의 엔진 소음에의 기여는 주변 엔진 구조물의 소음 반사 특성에 의하여 추가로 기여할 수 있으므로, 향후 엔진 주변 구조물 설계시 보기류와 엔진 구조물들 사이의 소음 연관성에 대해서도 관찰하여야 할 것으로 판단된다.

본 연구는 2003학년도 대구가톨릭대학교 일반 연구비 지원에 의한 것임.

참고 문헌

- [1] 최성배, 정용진, 여승동, "대형 디젤 엔진 터보차저 고주파 소음에 관한 연구", 한국음향학회 학술발표대회 논문집, 제19권 2(s)호, pp.235-238, 2000
- [2] J.M. Jin, S.B. Choi, C.W. Lee, and D.H. Bae, "Investigation on Whine noise induced by turbine blades for a medium-duty diesel engine", 2002 JSAE Annual Congress Proceedings, No.69-02, pp.9-12, 2002
- [3] D. M. Frederik, G. C. Lauchle, "Aerodynamically-induced noise in an automotive alternator", Noise control engineering journal, V.43 No.2, pp.29-37, 1995
- [4] 嵯峨直彦, 中村太郎, 高橋義雄, "自動車用發電機における高速回轉時の電磁騒音に関する検討", Transactions-Institute of Electrical Engineers of Japan, V.120-D No.6, pp.810-815, 2000

- [5] 차항병, 장경환, "차량용 교류발전기의 전자기 소음 특성에 관한 연구", 한국진동소음공학회지, 제7권 제4호, pp.663-668, 1997
- [6] 김대원, 신중호, "실험적 해석을 통한 차량용 교류발전기 소음 저감 특성 연구", 한국진동소음공학회지, 제8권 제1호, pp.112-121, 1998
- [7] N.Saga, T.Nakamura, Y.Takahashi, "Study on electromagnetic noise of alternator at high-speed rotation", Transactions- Institute of electrical engineers of Japan, V.120 No.6, pp.810~815, 2000
- [8] C. V. Beidl and A. Rust, "Meeting future demands for quieter commercial powertrain systems", SAE 972042, pp.1351- 1359, 1997
- [9] S. Usuda, M. Otsuka, M. Nagata, "Noise and vibration reduction of newly developed 3.0ℓ direct injection diesel engine", JSAE review, V.23 No.3, pp.285-289, 2002
- [10] 한국공업규격, KS B 6004, 내연기관의 소음 측정 방법, 1978
- [11] J.R. Russel, K. Zaveri, Acoustic noise measurements, Bruel and Kjaer, 1979
- [12] L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppers, and J. V. Sanders, Fundamentals of acoustics 4th Ed., John Wiley & Sons, Inc., Chap. 6, pp.163-166, 2000
- [13] M.P. Norton, Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers, Cambridge University Press, 1994

저 자 소 개



최성배 (崔性培)

서울대학교 공과대학 기계공학과 학사('82~'86). 한국과학기술원 기계공학과 석사('86~'88). U. of Michigan, Ann Arbor, 기계공학과 박사('93~'97). 현대자동차(주) 파워트레인 NVH 개발('88~'02). 디젤 엔진 NVH개발(소형/중형/대형 디젤 엔진) 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부 조교수 ('02~)