

〈논 문〉

디젤 엔진소음 (I): 실험적 소음 분리기법

Experimental Noise Separation of a Diesel Engine

강종민* · 안기환* · 박해성** · 조우흠**

Jongmin Kang, Kihwan Ahn, Haesung Park and Wooheum Cho

(1997년 3월 11일 접수 ; 1997년 9월 18일 심사완료)

Key Words : Diesel Engine(디젤엔진), Noise Separation(소음분리), Mechanical Noise(기계적기인 소음), Combustion Noise(연소기인소음), Structure Attenuation(구조 감쇄), Injection Timing(분사시기), Combustion Noise Meter(연소소음계)

ABSTRACT

The well-developed noise separation techniques are applied to the V8 RG8 Diesel engine for the engine noise reduction of a commercial vehicle. For various loads and engine RPM's, the contribution of the combustion oriented noise and the mechanically induced noise was calculated under the small variations of the injection timing. For the given Diesel engine the mechanical noise is dominant for low rpm, and the contribution of the combustion noise becomes greater as the rpm increases. The combustion noise is dominant around 2 kHz range or under 50% loading condition.

1. 서 론

점화 혹은 압축 점화하는 내연 기관에서 연소에 의해 피스톤에 가해지는 힘은 상대적으로 짧은 시간 동안 작용하며, 흡입/압축/폭발/배기 한 사이클당 소요되는 시간의 1/50 정도인 것으로 알려져 있고, 이러한 과도한 충격 하중은 엔진 구조물에 진동과 소음을 일으킨다. Priede, Russell, and Challen 등은 엔진의 주요 소음원(source)들을 정의하였으며, 엔진 소음의 중요한 2개의 소음원은 연소 기인 소음과 기계적 충격에 기인한 소음으로 알려져 있다.^(1~6) 기계적 충격이나 연소 과정에 의해 발생되는 모든 소음은 엔진의 외부 표면에서 방사되기 때문에 주요 소음원을 상세하게 분리하는 것은 불가능하다. 그러나, 일반적으로 연소 과정에서 엔진 구조물

에 작용하는 연소 가스의 급격한 폭발 압력 변화에 의해 발생하는 소음을 연소 기인 소음이라고 정의한다. 또한, 엔진의 운전중 발생하는 여러 기계적 충격에 의해 구조물에 가해지는 기계적 힘에 의한 소음을 기계적인 소음이라고 분류한다. 일반적으로, 기계 소음 및 연소 소음을 분리하는 목적은 관심있는 운전 조건에서 엔진 소음의 주된 소음원을 알아낸 후 이를 효과적으로 제어하므로써 소음 문제를 해결하려는 데 있다.

연소 기인 소음의 발생 과정 및 주요 인자에 대해 상세하게 살펴보면 연료는 압축 행정의 끝부분에서 실린더 내로 분사되고 충분히 높은 온도와 압력에서 공기와 혼합되어 점화된다. 분사의 시작으로부터 점화될때까지의 기간을 점화지연 시간이라고 하고 이 양은 연소 소음에 관련된 주요 요소가 된다. 점화 후에 분사된 연료는 매우 크고 갑작스럽게 열을 방출하며 연소실내 압력을 급 상승시키면서 타버리게 되므로 실린더내 압력이 짧은 시간내 증가하게 되고, 높은 압력 증가율은 피스톤, 커넥팅 로드, 실린

* 정희원, 삼성중공업(주) 중앙연구소

** 삼성중공업(주) 중앙연구소

더 헤드와 벽, 그리고 크랭크 케이스에 충격을 주어 소음의 증가를 초래하게 된다. 따라서, 연료 분사 타이밍을 늦출수록 소음은 낮아진다. 그러나, 엔진의 성능, 예를들면 출력, 배출물(emission) 관점에서 보면 역으로 나빠지기 때문에 타이밍을 무작정 늦출 수는 없다. 직접 분사식 엔진에서의 점화 시간의 늦춤(ignition retard)은 압력 상승률과 주파수 스펙트럼 레벨을 간접 분사식 엔진값 정도로 줄여준다. 실린더 내 최고 압력은 실린더 하나의 폭발 주파수(회전수 $rps \times 0.5$)인 10~40Hz 부근의 저주파수 영역에서 최대값을 나타낸다. 이러한 주파수 성분은 A-weighted된 소음 레벨에 별로 영향을 주지는 않지만 피스톤에 가해지는 부하와 기계적 기인 소음에 영향을 주므로 중요하다.^(2,3)

기계적 기인 소음은 엔진의 여러 가지 다양한 기구적 소음원으로부터 발생할 수 있고 연소 소음보다 소음원 위치를 찾고 정량화하는데 어려움이 많다. 또한, 연소 소음과 기계 소음은 상호 영향을 준다.⁽⁴⁾ 예를들면, 실린더에 직접 작용하는 연소시 압력에 의해 기인하는 피스톤 슬랩과 피스톤에 걸리는 힘은 소음 발생의 실제적인 메카니즘상 기계적 소음으로 분류한다. 그러므로 단순화를 위해서는 연소실 내의 압력 변화 특성으로부터 발생하는 것을 연소 소음으로 하고, 개개의 특성과 함께 분산된 소음원들의 집합으로부터 발생하는 소음을 기계적 기인 소음으로 하는 것이 필요하다. 기계적 소음의 가장 일반적인 소음원은 다음과 같다. 첫째로, 피스톤 슬랩은 피스톤이 움직임에 따라서 연소압력에 의해 축방향으로 가해지는 힘에 의한 피스톤 운동과 실린더 벽 사이의 충격적인 소음이다. 둘째로, 타이밍 기어의 구동 소음(timing drive noise)이 있다. 어느 한방향에서의 기어 유격(backlash)에 의한 기어 이빨사이의 충격이 주 원인이다. 크랭크축의 비틀림 진동과 캠축, 연료 분사 장치의 토오크 변동때문에 회전 방향의 역전이 일어나며, 이러한 소음은 타이밍 기어 래틀(rattle)로서 알려져있다. 이러한 효과는 동력 전달 요구 때문에 기어 구동을 사용해야 하는 대형 자동차 디젤 엔진으로 국한된다. 경부하용 디젤 엔진에서는 체인(chain)이나 벨트 구동을 사용해서 더 조용하다. 셋째로, 저어널(journal)과 베어링 사이의 유격은 주기적으로 충격을 주고 진동을 야기시킨다. 이외에도, 밸브 트레인의(valve train) 충격, 그리고 연료 분사 펌프와 인젝터의 니들 밸브가 닫힐 때 충격등에 의한 소음을 들 수 있다. 마지막 두가지는 설계 특성에 따라 부가적인 진동을 야기시키지만 일반적으로 앞서 열거한 것들보다는 기여율이 낮다. 위에서 열거한 각 소음원의 기여도를

상세히 알기 위해서는 엔진의 모터링(motoring) 및 납차음법(lead wrapping test)같은 기여도 분석 방법을 적용할 수 있다.

본 연구에서는 Log Sum 방식의 소음원 분리 기법을 당사 대형 상용차에 채용중인 340마력 V8 디젤 엔진에 적용하여 시험적으로 구한 여러 결과를 보여주고 있다. 2장에서는 소음원 분리 기법, 시험 절차 및 장치에 대하여 설명하였고, 3장에서는 시험적으로 구한 압력 프로파일 및 각 주파수별 소음원별 기여도, 엔진소음에 대한 rpm 및 부하의 영향 등을 고찰하였다. 또한, 연소기인 소음을 결정하는데 중요한 인자가 되는 구조 감쇠값을 구하여 이미 잘 알려진 상용화된 엔진들의 주파수 특성과 비교하였다.

2. 연소소음과 기계소음의 실험적 분리기법

2.1 실험적 기법 소개

본 연구에서 적용한 실험적 소음원 분리 방법은 아래의 두가지 가설하에 개발되었다. 첫째, 엔진 방사 소음은 연소 기인 소음 파워와 기계적 기인 소음 파워의 선형적 합(linear summation)으로 표시할 수 있으며, 둘째, 작은 연료 분사 타이밍 조정하에서는 (표준치에서 약 $\pm 3 \sim 5^\circ$) 연소 소음은 변할지라도 기계적 소음 및 연소 소음의 구조 감쇠값은 일정하다는 점이다. 이와같은 가설하에서 잘 알려진 방법으로는 Log-Log domain에서 curve fitting하는 Log Sum 방법과 linear-linear domain에서 curve fitting하는 SAE 820236으로 알려진 Linear Sum 방법이 있다.

엔진의 소음을 연소 기인 소음과 기계적 기인 소음의 로그합으로 쓰면 다음과 같다.

$$EN = CN + MN \quad (1)$$

여기서 EN, CN, MN은 각각 dBA로 표시되는 엔진 소음, 연소 소음, 기계 소음이다. 실린더 내부에서 측정된 압력을 기준으로 측정된 소음을 CP라고 하면 연소 소음은 이값에서 구조적 감쇠치(SA)를 뺀 값이며 이를 식으로 쓰면 다음과 같다.

$$CN = CP - SA \quad (2)$$

일반적으로 일정한 엔진 속도에서 연료분사 타이밍에 변화를 주더라도 CN은 상당히 변화하지만 MN과 SA는 일정하므로 이를 상수로 처리하면 식 (1)과 식 (2)을 결합하여

$$EN = MN + CP - SA \quad (3)$$

실험을 통해 EN과 CP를 측정하여 Fig. 1에 나

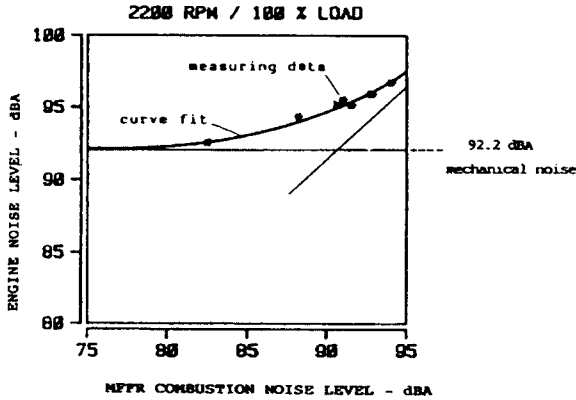


Fig. 1 An example of the combustion and mechanical noise separation by the Log Sum method

타난 바와 같이 Log-Log domain상에서 그래프를 그리면 이 점들을 기울기가 0인 직선과 기울기가 1인 직선 두개의 Log합으로 표현되는 곡선으로 최소자승법 (least square method)를 사용하여 curve fitting할 수 있고, 여기에서 기울기가 0인 직선의 y절편은 기계적 소음이 되며 기울기가 1인 직선의 y절편값이 구조 감쇠값이 된다.

다른 방법으로는 Linear Sum 방법이 있는데 이를 설명하기 위하여 식(1)과 (2)를 시간영역에서 음 파워의 식으로 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{P_{EN}^2}{P_0^2} = \frac{P_{CN}^2}{P_0^2} + \frac{P_{MN}^2}{P_0^2} \quad (4a)$$

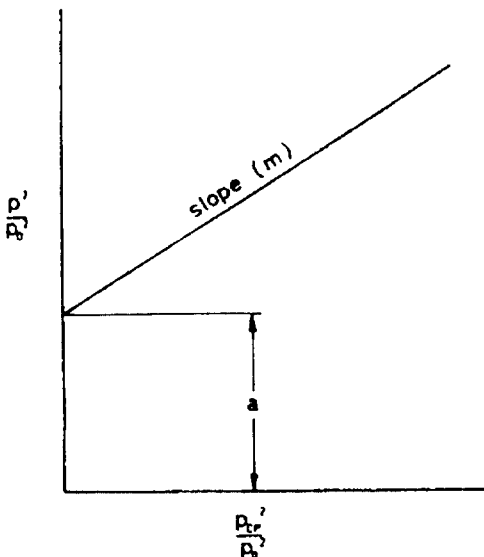


Fig. 2 An example of the combustion and mechanical noise separation by the Linear Sum method

$$SA = 10 \log \frac{P_{CP}^2}{P_0^2} - 10 \log \frac{P_{CN}^2}{P_0^2} \quad (4b)$$

식(4b)에서 점화 시기가 변하더라도 일정한 기계적 감쇠치를 다음식

$$m = 10^{-SA/10} = \frac{P_{CN}^2}{P_{CP}^2} \quad (5)$$

으로 다시 쓰면, 식(4a)는 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{P_{EN}^2}{P_0^2} = m \frac{P_{CP}^2}{P_0^2} + a \quad (6a)$$

$$a = \frac{P_{MN}^2}{P_0^2} = 10^{MN/10} \quad (6b)$$

$$\frac{P_{EN}^2}{P_0^2} = 10^{EN/10} ; \frac{P_{CP}^2}{P_0^2} = 10^{CP/10} \quad (6c)$$

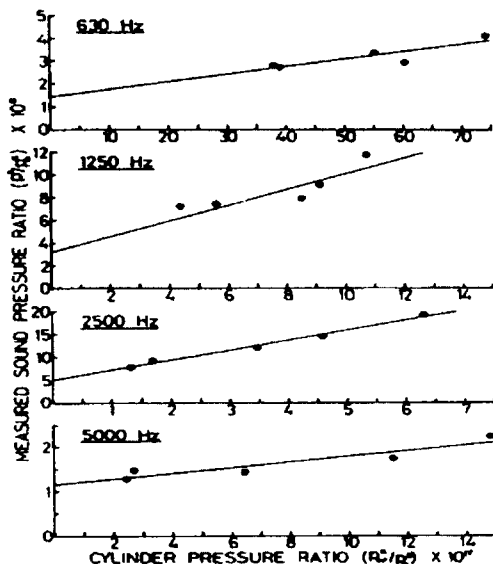
$$P_0 = 20 \mu Pa \quad (6d)$$

식(6a)를 보면 실험적으로 측정 가능한 엔진 소음과 연소실 내부 소음을 Fig. 2와 같이 최소자승법을 이용하여 $y = mx + a$ 의 형태의 1차함수로 fitting한 뒤 상수 "m" 과 "a"를 얻으면, 구조 감쇠값과 기계적 기인 소음은 다음과 같이 구해진다.

$$SA = -10 \log m \quad (7)$$

$$MN = 20 \log [P_{MN} / P_0] \quad (8)$$

두 방법은 개념적으로는 동일하지만 그 차이점은 Log Sum 방법은 Log domain에서, Linear Sum 방법은 linear domain에서 데이터를 처리한다는



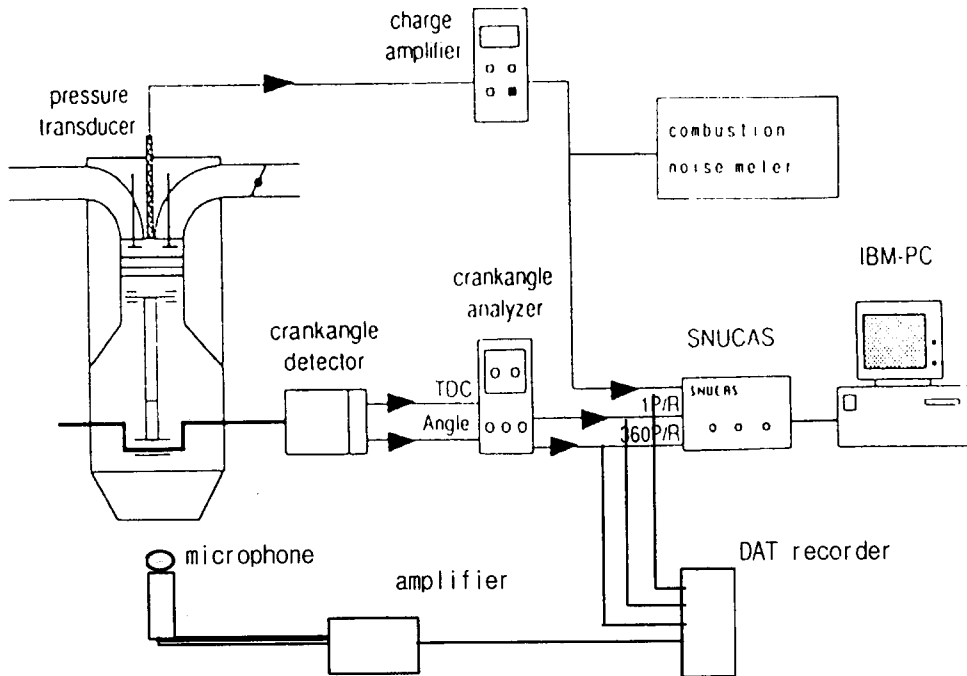


Fig. 3 Schematic diagram for an experiment of the combustion and mechanical noise separation.

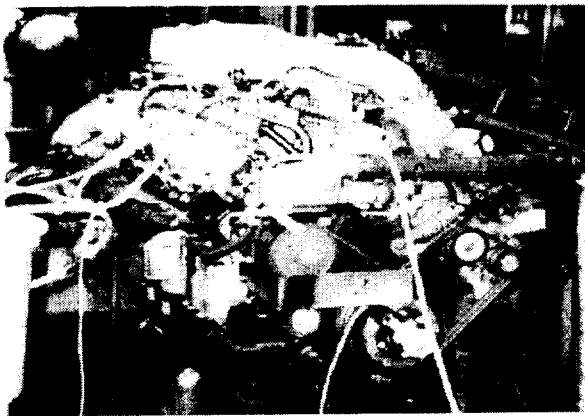


Fig. 4 Test set-up for the in-cylinder pressure and the engine noise measurement.

점이며, 실험치가 비교적 정확하고 많은 양의 실험 데이터가 있다면 Curve fitting시 Linear Sum 방법이 훨씬 정확한 결과를 주겠지만 실험에 있어서의 많은 제약으로 본 연구에서는 Log Sum 방법을 채택하였다.

2.2 실험 절차

앞절에서 살펴본 바와 같이 연소 기인 소음 및 기계 기인 소음을 분리하기 위해서는 실린더 내의 압

력 신호 및 엔진의 소음 레벨을 측정하는 것이 필요하다. 이를 위해서 Fig. 3과같은 실험 장치를 구성하였다. 실험 개략도와 함께 실험 방법을 설명하면 다음과 같다. 먼저 실린더내의 압력을 piezo type의 압력 센서를 사용하여 측정하고 이 신호를 charge amplifier를 거쳐 연소 해석기로 보낸다. 이와 동시에 압력 신호는 연소 소음을 간접적으로 측정하기 위해 연소 소음메타로도 보내진다. 한편, 압력 신호는 크랭크축의 회전각에 따라 어떻게 변화하는가가 중요하므로 크랭크축의 회전각을 동시에 검출하기 위해 회전축에 엔코더를 장착하고 회전각 검출 신호를 압력 신호와 동시에 연소 해석기로 보낸다.

또한, 실린더 압력과 동시에 엔진의 소음 레벨을 측정하여야 하므로 엔진 측면, 상부, 전방부에서 동시에 마이크로폰에 의해 소음을 측정하고 이를 압력 신호, 연소 소음 신호, 엔코더 신호와 동시에 디지털 테이프 레코더(DAT)에 기록하여, 이를 가지고 연소 소음 및 기계 소음을 분리해낸다. 실린더 내부의 압력을 측정하기 위한 압력 센서를 장착하기 위하여 실린더 헤드에 구멍과 또한 센서 장착을 위한 슬리브(sleeve)을 가공하여야 한다. 그러나, 실린더 헤드 내부에는 실린더의 냉각을 위한 많은 냉각 수로와 또한 흡배기 밸브가 작동하는 밸브 시이트가

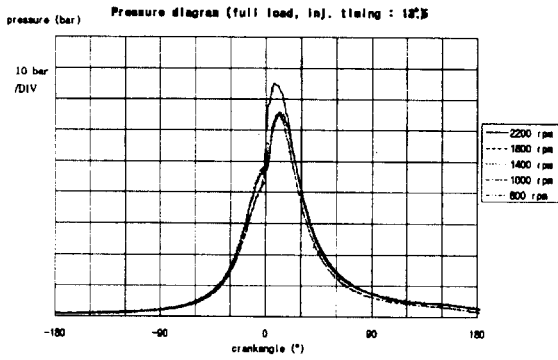


Fig. 5 The effect of the engine speed on the combustion pressure profile. (injection timing: BTDC 13.5°)

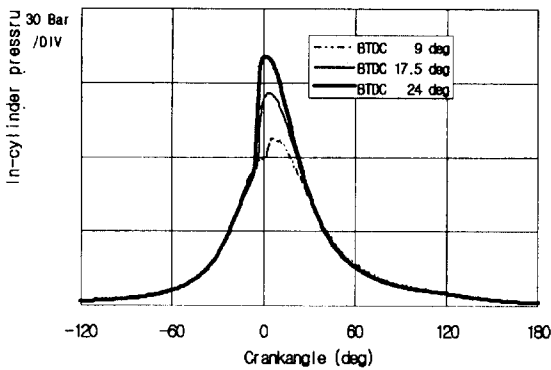


Fig. 6 The effect of the injection timing on the combustion pressure profile at 2200 RPM, full load.

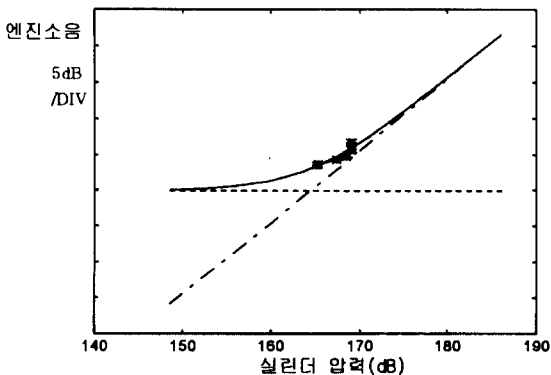


Fig. 7 The parameter identification of the combustion and mechanical noise at 2000 Hz, 1800 RPM.

있어 이러한 구멍들을 피해 압력 센서 장착용 구멍을 가공하는데는 많은 어려움이 있다.

따라서, 헤드를 몇번 절단하여 압력 센서를 장착하기 위한 구멍의 위치를 찾고 정확하게 실린더내 압력을 측정할 수 있도록 한다. 또한, 크랭크축의 회전각을 검출하기 위한 엔코더는 엔진 작동시 엔진의 진동의 영향에 의해 검출되는 회전각 신호의 불량을 방지하기 위해 엔진과 함께 진동하도록 엔코더를 잡아주는 지그(Jig)를 엔진에 직접 고정하여 엔진과의 상대적 진동을 최소화 한다. Fig. 4는 엔진 소음의 분리를 위한 실험 장치의 전반적인 모습을 보여주고 있다. 연소 소음은 크랭크축 회전각에 따른 실린더내 압력 프로파일과 밀접한 관계가 있으므로 크랭크축의 상사점(TDC:Top Dead Center)의 위치를 찾아야 한다. 이를 위해서 압력 센서가 장착된 실린더에 연료 공급을 끊고 먼저 동작시켜 실린더내 압력이 가장 크게 나타나는 위치를 찾아 이를 상사점으로 정의하였다.

3. 연소소음 및 기계소음 분리 실험 결과

본 연구에서는 먼저 엔진의 부하(Load)를 100%, 50%, 10% 등 3가지 경우로 살펴보고, 엔진의 회전 속도는 800, 1000, 1400, 1800, 2200 rpm 5가지 경우로, 그리고, 설비의 제약상 인젝션 타이밍을 BTDC (Before Top Dead Center) 11.5°, 13.5°, 15.5°, 17.5° 4가지 경우로 하여 각각을 조합한 경우에 대해 실린더내 압력 및 엔진 소음 레벨 측정하였다. 소음원 분리 기법은 AVL사 방법을 채용하였고, 1/3 옥타브 분석 (중심 주파수: 630, 800, 1250, 1600, 2000 Hz)을 실시 하였다.

3.1 압력 Profile

각 운전 조건에 따라 크랭크축 회전각에 따라 측정된 실린더내 압력 프로파일의 측정 결과를 하나의 연료 분사 타이밍 (13.5°)에서 엔진 회전 속도에 따라 측정한 결과는 Fig. 5에, 그리고 동일한 2200 RPM에서 분사 타이밍에 따라 측정한 결과를 Fig. 6에 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 하나의 연료 분사 타이밍에서는 속도가 증가할수록 실린더내 최고 압력은 증가함을 알 수가 있으며 이는 연료 공급량의 증가에 기인한다. 또한, 연료 분사 타이밍을 앞당길수록 점화 지연 시간이 증가하여 실린더내 압력이 증가하고, 연료분사 타이밍을 늦출수록 실린더내 압력이 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서, 연료 분사 타이밍을 앞당기면 연소 기인 소음은 증가하고, 반대로 늦추면 연소 기인 소음이 감소할것을 쉽게 예측할 수 있다.

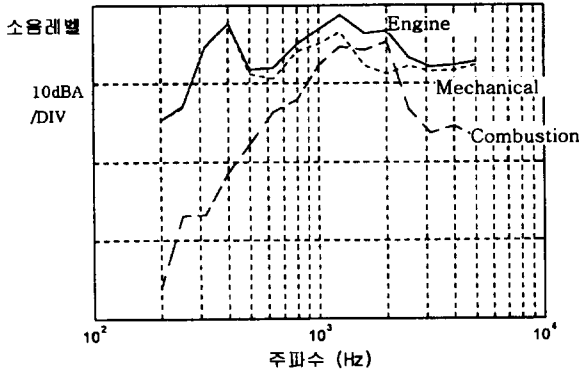


Fig. 8 The contribution of the combustion and mechanical noise with respect to the frequency at 1800 RPM, full load.

3.2 엔진소음에 대한 RPM 및 부하의 영향

Full load인 경우 2000Hz 대역에서 1800 RPM, 엔진소음과 실린더 내부 압력 선도에서 실험적으로 측정된 값을 이를 기준으로 curve fitting하여 얻은 그래프의 예를 Fig. 7에 보여주고 있다. 이와같이 모든 주파수 대역에 대하여 분석을 한 뒤 각 RPM에 대하여 주파수 대역의 함수로 엔진 소음을 기계적 소음 및 연소적 소음으로 분리해 낼 수 있는데 1800 RPM 경우 소음 특성이 Fig. 8에 있다. 본 엔진의 경우에는 1000 Hz이하에서는 기계적 소음이 주요 소음원이나 1000-2000Hz 대역에서는

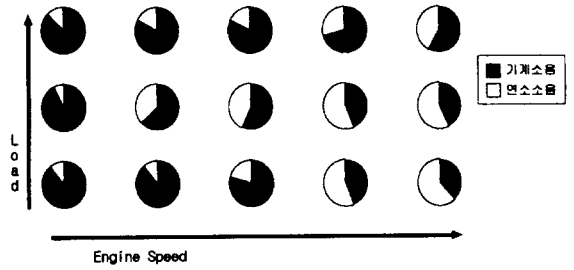


Fig. 10 The contribution of the combustion and mechanical noise with respect to the various operation conditions.

연소 기인 소음이 더 중요한 소음원임을 알 수 있다. 부하에 따라 그 특성이 차이는 있으나 full load인 경우 Fig. 9와 같이 엔진 회전수가 증가할수록 연소 기인 소음의 상대적인 기여도가 증가한다.

본 연구에서는 4가지 종류의 부하에 대하여 시험 및 분석을 실시 하였는데 1400 RPM인 경우 부하가 50%에서 연소 기인 소음이 매우 크게 나오는 결과를 얻었으며 이에대한 보다 구체적인 분석이 필요하다. 이상과 같이 각 운전 조건별 연소 소음 및 기계 소음 분리 결과를 알기 쉽게 하기위해 엔진 속도 및 부하에 따라 연소 소음 및 기계 소음의 엔진 소음에 대한 기여도를 파이 차트로 나타내면 Fig. 10과 같다.

위 그림에서 알 수 있듯이 저속에서는 기계적 기

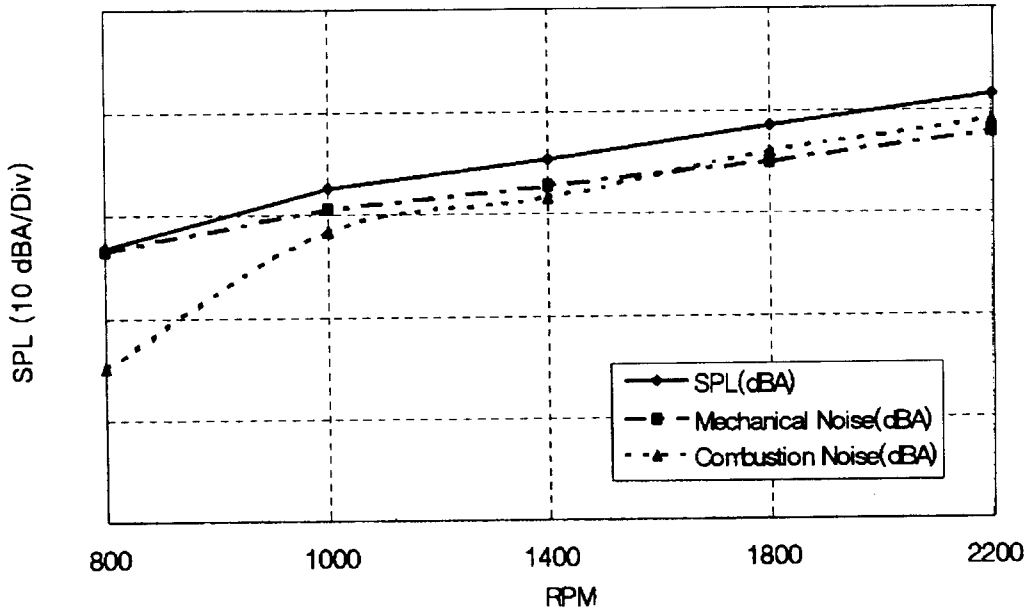


Fig. 9 The contribution of the combustion and mechanical noise with respect to the engine rpm, 50% load.

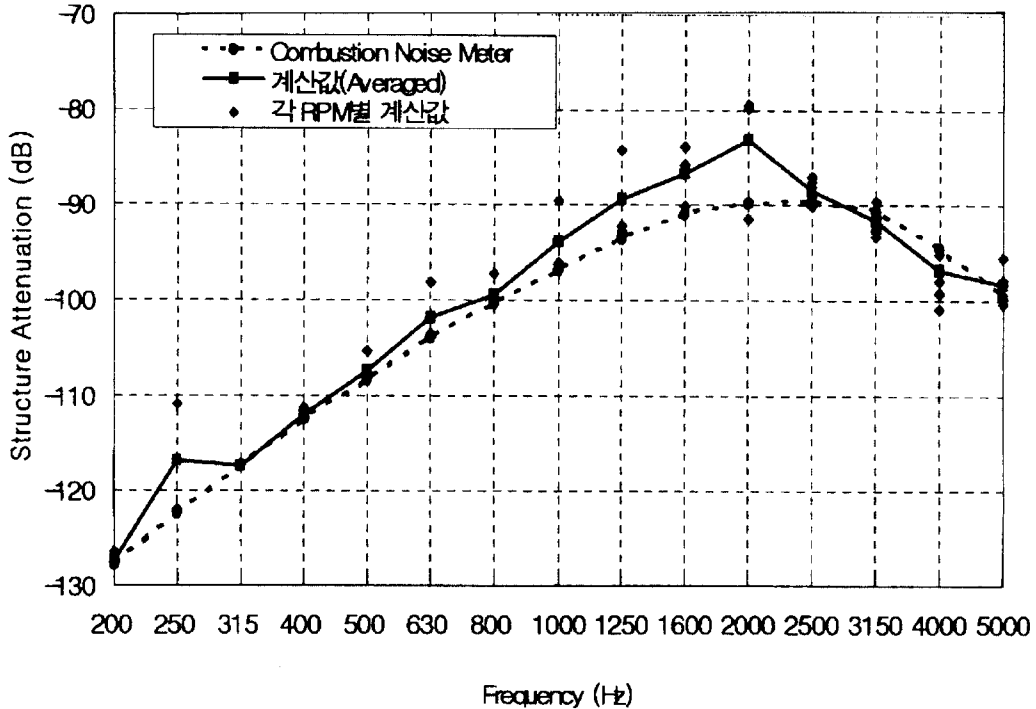


Fig. 11 Comparison of the calculated structure attenuation curve and the mean structure attenuation curve.

인 소음이 비교적 크고 엔진의 회전 속도가 올라갈수록 연소 기인 소음이 큼을 알 수가 있다. 이와 같은 방법으로 각 운전 조건별로 엔진 소음중에서 연소 기인 성분과 기계적 기인 성분의 기여도를 산출하면, 특정 운전 조건하에서 엔진 소음을 줄이기 위해서는 어떠한 소음을 줄여야 하는가의 방향을 제시할 수 있어 효과적인 소음 저감이 가능하다.

3.3 구조 감쇠 (Structure Attenuation)

앞장에서 식 (3d)에서 설명한 바와 같이 구조 감쇠값은 기울기가 1인 직선의 y축 절편에 해당하며, 이 값을 한장의 그래프로 표시하면 Fig. 11과 같다. 실험에 의해 계산된 값에서 알 수 있듯이 구조 감쇠치는 2 kHz 부근에서 제일 적고, 따라서, 연소 소음은 이 주파수 대역에서 크게 나타날 것을 예상할 수 있다. 엔진의 연소 소음을 쉽게 예측하는 방법으로 combustion noise meter를 활용하는 방법이 있는데 이것은 in-cylinder pressure를 입력으로 받아들여 Fig. 11에서 보여주는 엔진의 평균 구조 감쇠값을 빼서 A-weighted된 연소 소음을 보여줄 수 있도록 되어있다.⁽⁵⁾ 그림에서 보듯이 본 연구에서 대상으로 한 엔진의 구조 감쇠 특성은 일반적인 엔진보다 2 kHz 부근에서의 구조감쇠가 비교

적 작은 것을 알 수 있고, 향후 소음저감 대책 수립 시 이 주파수를 목표로 하는 것이 바람직하다.

4. 결 론

엔진 소음은 연소시 실린더내 폭발 압력에 의해 외부로 방사되는 연소 기인 성분과 피스톤 슬랩, 또는 기어의 맞물림에 의한 충격 또는 베어링 유격에 의한 충격 등에 의해 발생하는 기계적 기인 성분으로 나눌 수 있다. 엔진 소음을 줄이기 위해서는 각 성분의 기여도가 얼마나 되는가를 알고 이에따라 기여도가 큰 성분부터 줄이는 것이 전체 엔진 소음을 줄이는데 효과적이다. 따라서, 본 연구에서는 환경 소음에 영향이 큰 상용차의 디젤 엔진에 대해 각 운전 조건별로 엔진 소음중에서 연소 기인 소음과 기계 기인 소음을 분리해내는 기법을 적용하여 그 특성을 분석하였으며, 나아가, 측정된 실린더내 압력 프로파일 등은 수치 해석용 엔진 모델의 검증 자료로 활용할 수 있다. 연료 분사시간 변경에 따른 최소 자승법 curve fitting의 오차를 줄이기 위해서는 실린더 압력과 엔진 소음 측정시 가능한 인젝션 타이밍의 변화 폭을 보다 넓게하여 ($\pm 5^\circ$) 데이터를 취득하는 것이 필요하다. 본 기법을 통해 얻어진

결과를 살펴 보면 측정 대상인 대형 상용차용 디젤 엔진의 엔진 소음 특성은 엔진의 속도에 따라서는 저속에서는 기계적 기인 소음이 크고 고속에서는 연소 기인 소음 성분의 기여도가 커짐을 알 수 있었고, 또한 부하별로는 50% 부하 조건하에서 연소 기인 소음 성분의 기여도가 가장 큼을 알 수 있었다. 한편 주파수별로 살펴보면 저주파 영역에서는 기계적 기인 성분이 크고, 운전 조건에 따라서는 2 kHz 부근 고주파 영역에서 연소 기인 소음이 기계적 기인 소음보다 기여도가 큰 경우도 발생한다. 이와같은 결과를 이용하여 대상 엔진의 소음 특성을 알 수 있어 소음 문제에 근원적으로 접근 할 수 있었고 보다 효과적으로 소음을 저감할 수 있었다.

참고문헌

- (1) T. Priede, "In Search of Origins of Engine Noise - an Historical Review," Society of Automotive Engineers Congress, Detroit, Paper No. 800534, 1980.
- (2) M. F. Russell, "Diesel Engine Noise: Control at Source", S.A.E. Paper 820238, Society of Automotive Engineers Congress, Detroit, 1982.
- (3) M. F. Russell, "Automotive Diesel Engine Noise Analysis, Diagnosis and Control", Lucas Engineering Review, Vol. 7, No. 4, 1979.
- (4) B. J. Challen, and D. Morisson, "Automotive Engine Noise", In Lilly, LL. RR. C. "Diesel Engine Reference Book", Butterworths, London, 1984.
- (5) B. J. Challen, A. K. Atkins, and M. D. Crocker, "Transient and Steady Noise in Automotive Diesel Engines", Institute of Acoustic, Proceeding of Conference at Loughborough University, 1980.
- (6) B. J. Challen, and M. D. Crocker, "A Review of Recent Progress in Diesel Engine Noise Reduction" S.A.E. International Congress, Detroit, Paper No 820517, 1982.