

# 자동차 파워트레인의 소음 및 진동

강 구 태\*

(현대자동차 연구개발본부)

## 1. 머리말

삶의 질적 향상에 대한 소비자의 욕구가 증대되고 환경문제에 대한 관심이 실생활과 밀접한 관계가 있는 자동차에 미치게 되면서, 배기가스 규제 강화와 함께 소음에 대한 소비자의 요구 수준이 점점 높아지고 있다. 자동차의 소음은 일반적으로 주행시 외부로 방사되는 주행소음(pass-by noise)과 승차감에 영향을 미치는 실내소음으로 구분할 수 있는데, 주행시 외부소음은 국내 2002년 법규와 유럽의 법규 등에서 그 규제가 점점 강화되고 있고, 실내소음은 자동차의 상품성을 좌우하는 요소로서 그 중요성이 점점 커지고 있다. 각 자동차 생산업체들은 NVH (noise, vibration and harshness) 개선에 많은 관심을 두고 있으며, 특히 주행소음 및 실내소음 전반에 있어 발생요인으로 큰 비중을 차지하고 있는 파워트레인(엔진 및 트랜스미션)에 대한 NVH 개선에 많은 투자를 하고 있다. 최근 개발되고 있는 차세대 자동차 엔진들을 보아도 EU의 2005년 EURO-IV배기가스 규제 및 북미의 SULEV 규제를 만족함과 동시에, 연비 향상과 NVH 향상을 개발 목표로 하고 있음을 알 수 있다.

각 자동차 업체들이 경쟁적으로 단축하고 있는 개발기간이나 10년 10만 마일 내구보증 등 품질향상과 같은 개발환경을 고려할 때, 이러한 NVH 요구조건을 만족시키는 파워트레인을 개발하기 위해서는 각 개발단계별로 적용될 수 있는 적절한 NVH 기술이 먼저 확립되어 있어야 하는데 이는 신뢰성 있고 시기 적절한 CAE(computer aided engineering) 활용과 신속하고 정확한 시험의 병행을 통해서 이루어질 수 있다.

이 글에서는 엔진의 소음 진동 발생의 주요 원인

과 특성, 실제 개발 단계에 적용된 대책을 비롯하여 설계에서부터 양산에 이르기까지 저소음, 저진동 엔진을 개발하기 위한 단계별 과정을 요약해 보고자 한다.

## 2. 파워트레인 NVH의 분류

자동차 엔진을 포함한 내연기관의 진동과 음향학적 거동은 넓은 운전속도 영역과 큰 가진력에 접하는 다양한 부품들의 작용으로 복잡한 양상을 나타낸다. 특히 자동차 파워트레인은 여러 가지 소음원과 발생 메커니즘, 복잡한 전달경로, 다양한 공진 또는 공명 현상, 그리고 표면 방사 등 소음, 진동 현상의 총체적인 형태의 특성을 가진다고 할 수 있다. 게다가 점점 강화되는 배기가스 규제와 연비 향상을 위한 가솔린 직접분사(GDI), 가변밸브타이밍(CVVT), 전자기제어밸브(EMV), 가변흡기시스템(VIS), 실린더부분휴지(deactivation)와 경량화, 원가절감, 신뢰성향상을 위한 알루미늄 및 플라스틱 재료 적용, 부품 모듈화, 솔리드테핏(solid tappet), 중공 캠축, 타이밍체인 등 각종 신기술이 적용되면서 소음 및 진동 발생메커니즘은 더욱 다양하고 복합적인 양상을 가지게 되었다.

전달경로 측면에서 볼 때, 파워트레인의 진동은 차량의 구조소음원으로서 주로 마운트를 통하여 전달되고 파워트레인 방사소음은 공기전달음의 형태로 차량 실내로 유입되거나 외부로 방사된다. 일반적으로 파워트레인의 소음원은 연소소음(combustion induced noise), 기계소음(mechanically induced noise), 흡기 및 배기소음(intake and exhaust noise), 그리고 알터네이터나 파워스티어링펌프 등과 같은 각종 보기류(ancillary)에 의한 독립적인 소음원 등으로 구분할 수 있다. 각각에 대해 구체적으로 살펴보면 다음과 같다.

\* E-mail : kanggood@hyundai-modor.com

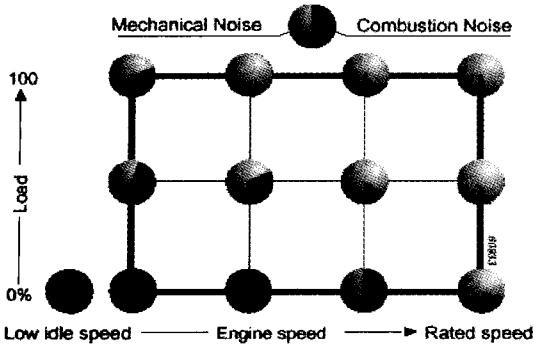


그림 1 엔진소음에 대한 연소소음의 기여도

### 2.1 연소 소음

연소는 엔진에서 기본적인 내력으로서, 연소에 의한 급격한 압력 변화는 실린더 벽이나 피스톤을 가진하게 되고 이 충격력에 의해 발생한 진동은 실린더 헤드나 블록을 통해 전달되어 엔진 외부로 방사되는 소음을 발생시킨다. 그림 1에서 보는 바와 같이 연소소음은 저속, 저부하에서 크게 나타나는 반면 엔진회전 속도가 높아지면 기계소음이 커져서 연소소음의 기여도가 낮아진다. 일반적으로 디젤엔진이 가솔린엔진보다 연소소음의 기여도가 크다.

연소소음은 실린더 내부 압력변화 양상에 의해 특성이 결정되는데 최대압력보다는 압력증가율에 의해 크게 지배받는다. 전반적으로 볼 때, 연소소음에 영향을 주는 인자로 실린더 압력( $P$ ), 실린더 체적( $V$ ), 압력증가율( $dP/da$ ), 압력증가율의 변화( $d^2P/da^2$ ), 체적변화율( $dV/da$ ), 비열비( $\gamma$ ) 등을 들 수 있는데 다음과 같은 함수식으로 정리할 수 있다.

Combustion Noise =

$$f\left(P, V, \gamma, \frac{dP}{da}, \frac{d^2P}{da^2}, \frac{dV}{da}\right)$$

그림 2와 같이 실린더 압력 상승 곡선과 연소가진 스펙트럼의 관계를 통해 살펴볼 때, 연소소음은 150 Hz 까지는 최대압력, 150 Hz에서 1.5 kHz까지는 압력증가율, 1.5 kHz 이상 대역에서는 압력증가율의 변화에 의해 지배를 받음을 알 수 있다. 가솔린엔진의 경우 연비향상이나 배기가스규제를 만족하기 위하여 가솔린직접분사(GDI : gasoline direct injection) 엔진이나 희박연소(lean burn) 엔진 등의 신기술을 적용하면서 연소속도가 높아지는 추세인데 이 경우 연소 압력상승이 매우 급격해지고 그 결과 연소소음이 증대된다. 이러한 연소소음은 연소조건변화로 개선이

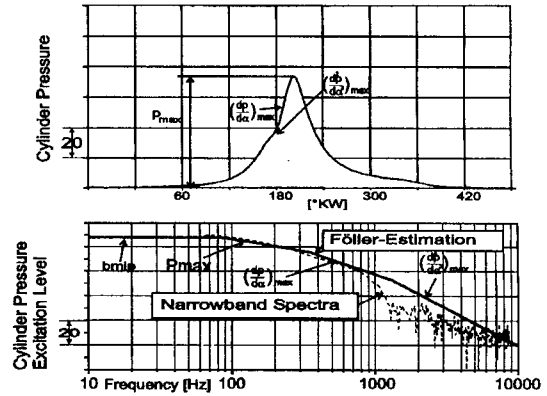


그림 2 실린더 압력과 가진 스펙트럼의 관계

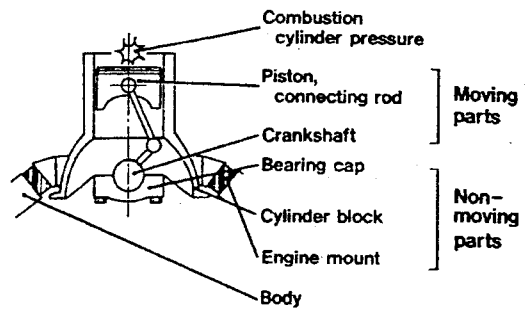


그림 3 연소 폭발력의 전달모델

가능하데, 최근 디젤엔진의 경우 배기규제를 만족하기 위해 적용하는 커먼레일(common rail)방식에서는 분사시기 및 분사량을 조절하여 연소압 증가양상을 변화시켜 공회전시 및 가속시 연소소음을 개선하고 있다.

연소소음의 발생 메커니즘을 이해하기 위하여 많은 연구자들이 연소력(combustion force)의 전달경로를 규명하는데 노력해 왔다. 일반적으로 받아들여지고 있는 연소소음모델에 의하면 그림 3에서 보는 바와 같이 연소실에서 발생한 폭발력은 두 가지 주요 경로를 따라 블록 표면까지 전달 된다고 본다. 첫째는 피스톤(piston), 커넥팅 로드(connecting rod), 크랭크샤프트(crankshaft) 및 메인베어링(main bearing)에 이르는 크랭크계를 통한 간접 경로이며, 둘째는 실린더 헤드(cylinder head) 및 실린더 라이너(cylinder liner)를 통한 블록(block)으로의 직접 전달 경로이다. 피스톤이 상사점(TDC) 부근에 있을 때 높은 연소압에 의해 큰 소음이 발생되는데, 1kHz 이하 대역에서는 첫째 경로를 통한 소음이 지배적이고 1kHz 이상 대역에서는 첫째 경로와 둘째 경로를 통한 소

음수준이 비슷한 것으로 알려져 있다. 또한 연소속도가 빠를수록 첫째 경로에 의한 영향이 크다고 알려져 있다.

## 2.2 기계 소음

엔진의 동력을 전달하는 기구로서 피스톤, 커넥팅 로드, 크랭크샤프트로 구성되는 운동부품은 엔진의 블록 등 구조물과 간극을 유지한 채 상대운동을 하게 되는데 그 과정에서 상호 작용하는 힘이 간극에 의하여 충격적으로 작용한다. 이때의 충격에 의해 발생하는 소음을 기계소음이라 한다. 연소폭발력에 의한 기계소음을 간접 연소소음이라고 하며 관성력 등 그 외의 원인에 의한 기계소음과 다르게 분류하기도 한다. 기계소음의 대표적인 것으로 피스톤 슬랩음(slap noise), 크랭크 계의 충격음, 밸브트레인(valve train), 타이밍 구동계 소음 등을 들 수 있다.

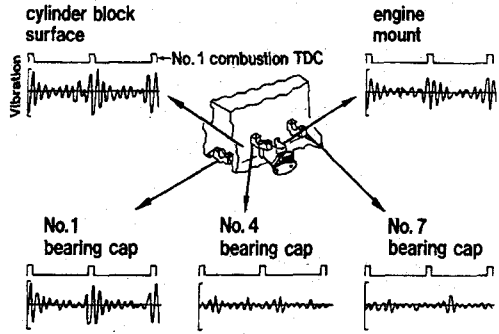
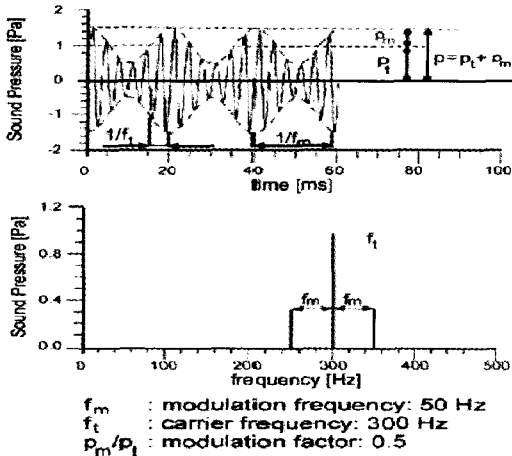


그림 4 크랭크샤프트 굽힘진동에 의한 럼블소음



$f_m$  : Modulation frequency : 50 Hz  
 $f_t$  : Carrier frequency : 300 Hz  
 $p_m/p_t$  : Modulation factor : 0.5

그림 5 럼블소음의 시간신호 및 주파수 특성

크랭크샤프트가 메인베어링에 미치는 충격력이 기계소음원의 대표적인 예이다. 저속 회전에서는 실린더 폭발에 의한 충격력이 관성력에 의한 충격력보다 훨씬 크게 작용하나 엔진회전 속도가 높아지면 관성력이 연소가스 폭발력보다 급격히 커진다. 일반적으로 엔진소음에 영향을 미치는 크랭크샤프트의 진동은 강체운동(rigid body motion), 비틀림 진동(torsional vibration) 및 굽힘 진동(bending vibration)으로 구분할 수 있다. 크랭크샤프트 강체운동은 저속에서는 주로 연소 폭발력에 지배받으며 프론트 벨트(front belt)의 장력 변화에 많은 영향을 받고, 고속에서는 크랭크축 발란싱과 왕복질량의 관성력에 의한 가진력에 큰 영향을 받는다. 비틀림 진동은 엔진의 소음, 진동에 큰 영향을 미치는 요소로서 엔진 마운트(mount)를 통해 차량실내로 유입되어 실내소음에 악영향을 미친다. 굽힘 진동은 종종 높은 수준의 럼블소음(rumble noise)을 야기시키는 원인이 되는데 이는 이 진동 주파수가 대개 파워트레인계의 구조공진 주파수 대역에 걸쳐 있기 때문에 그림 4와 같이 크랭크계와 파워트레인구조계의 연성으로 차량 실내로 유입되는 진동과 소음이 증폭되기 때문이다. 그림 5에서는 럼블소음의 시간 및 주파수 영역에서 나타난 신호를 자세히 보여준다.

타이밍구동계에서 발생하는 소음 또한 엔진 소음에서 큰 비중을 차지하고 있다. 벨트로 구동되는 경우라면 (1) 벨트와 스프라켓(sprocket)이 체결되면서 발생하는 치합음, (2) 각종 벨트 스패(span)에서 발생하는 현의 진동에 기인한 소음, (3) 스프라켓과 벨트 사이의 공간에서 순간적으로 공기가 방출되는 소음(air-pumping noise) 및 (4) 스프라켓과 벨트 사이의 마찰음 등이 문제가 된다. 벨트의 스패길이( $l$ ), 벨트의 장력( $T$ ), 벨트의 선밀도( $\rho$ )로 다음과 같이 정의될 수 있는 벨트 스패의 고유진동수( $f_n$ )는 벨트 가진 주파수( $f_e$ )와 근접하게 되면 타이밍 벨트에 의한 스패 공진을 일으켜 럼블성소음을 발생시킨다.

$$f_n = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{T}{\rho}}$$

$$f_e = \frac{N_{rev}}{60} \times z$$

여기서  $n$ 은 엔진회전 차수(order),  $N_{rev}$ 는 엔진회전수,  $z$ 는 스프로켓(sprocket)의 잇수이다.

그 밖에도 밸브트레인(valve train)에 의한 실린더 헤드 충격음이나 기어(gear)계에 의한 치합음(whine)

과 래틀소음(rattle noise) 등도 대표적인 기계소음이  
라 할 수 있다.

### 2.3 흡기 및 배기소음

내연기관의 흡기 또는 배기소음은 흡배기 과정에  
서 나타나는 기류음과 밸브의 개폐에 의한 압력과  
발생에 의한 토출음 및 흡기계 또는 배기계 진동 방  
사(shell noise)에 의한 소음이 있다.

일반적으로 흡기토출소음은 엔진의 흡입 과정 중 밸  
브의 개폐로 발생하는 압력 맥동(pressure pulsation)  
에 의해 야기되는 흡기계의 기주진동(air column  
oscillation)으로 인한 소음을 말한다. 따라서 대부분의  
흡기계에 있어서 중요한 음향학적인 성질들은 흡  
기 매니폴드를 비롯한 흡기계의 기하학적 제원에 직  
접적으로 영향을 받게 된다.

배기소음도 발생원이나 특성은 흡기소음과 유사하  
나 고온 고압의 유체가 동반되어 기하학적 제원에  
의한 음향학적 모드 외에도 고속유동에 기인하는 소  
음도 포함하고 있다.

흡배기소음은 음압레벨을 낮추기 위한 노력뿐만  
아니라 차량 실내 및 외부 음질에 미치는 영향이 크  
기 때문에 음질 위주의 개발이 동시에 이루어지고  
있는데 흡기럼블소음 개선을 위한 집중형 흡기 매니  
폴드가 그 대표적인 예라고 할 수 있다.

### 2.4 보기류에 의한 소음

보기류에 의한 소음은 보기류 자체 방사음과 블록  
의 진동 전달로 인한 2차 방사음이 있으며, 보기류가  
블록 등 엔진본체에 장착된 큰 질량의 진동체로서  
작용하여 엔진과 연계되어 진동을 발생시키고 이 진  
동이 마운트를 통하여 실내소음을 악화시키는 문제가  
있다. 이것을 해결하기 위하여 보기류와 엔진의 결합  
강성을 증대시키는 것이 필요한데, 보기류 브라켓의  
강성을 증대시키거나 보기류를 실린더 블록에 직접시  
켜 해결한다. 보기류 자체 방사음이 큰 알터네이터나  
파워스티어링 펌프 등은 가급적이면 차량실내에서 먼  
앞쪽으로 배치하는 추세다. 파워스티어링 펌프와 에  
어컨 콤프레셔 등 작동유체관이 차체 와 파워트레인  
양쪽에 연결될 때 진동절연에 특히 유의하여야 하며,  
냉각수를 이용한 실내난방 라인과 연료라인도 이와  
같은 진동절연이 필요하다.

이 밖에 파워트레인소음으로는 프런트커버, 헤드커  
버, 엔진커버 등 각종 커버류의 진동방사음, 빈 공간  
에서의 공명음, 각종 베어링이음, 각종 컨트롤밸브 작  
동음, 연료, 냉각수, 에어컨 가스등의 맥동음 등 그

종류가 매우 많으며 이들이 서로 간섭하거나 연계되  
어 다양한 형태의 소음을 발생시킨다.

## 3. 파워트레인 NVH 개발

파워트레인 개발은 차량개발에 선행되어야 하며  
차량개발단계에서는 파워트레인 과 차량간의 튜닝 위  
주로 NVH개발이 이루어져야 한다. 차량개발단계에  
서 파워트레인 NVH 문제가 부각되면 그 개선에 한  
계가 있으므로 차량개발단계에 접어들기 전에 파워트  
레인 자체의 NVH 개발이 완성되어 있어야 한다. 한  
편 파워트레인 NVH개발은 파워트레인이 차량에 탑  
재되었을 때의 상황을 미리 예측하여 개발해야 하므  
로 개발에 어려움이 있다. 이 어려움을 해결하는 방  
법으로 음향 합성법 등을 이용한 체계적인 방법과  
기존의 개발 경험에 의거한 직관적인 방법이 있다.

엔진개발에 있어 소음진동 개발과정은 그림 6에서  
처럼 몇 단계로 구분하여 정리할 수 있는데, 개발계  
획 수립과정, 설계과정에 포함된 NVH 해석 및 예측  
과정, 해석과 연계된 대상실험 개발과정, 그리고 개선  
확인 최종시험과정이 그것이다. 이와 같은 형태에 준  
하여 각 엔진개발 단계별로 NVH 최적화 과정을 살  
펴보자.

### 3.1 설계단계 NVH 개발

먼저, 설계 착수 이전의 파워트레인 개발계획수립  
단계에서는 파워트레인 및 차량 양산시점에 이르기까  
지 전반적인 NVH 개발계획에 있어서 적절한 과정과  
방법에 맞춰진 개발기준의 틀이 갖춰져야 하며, 개발

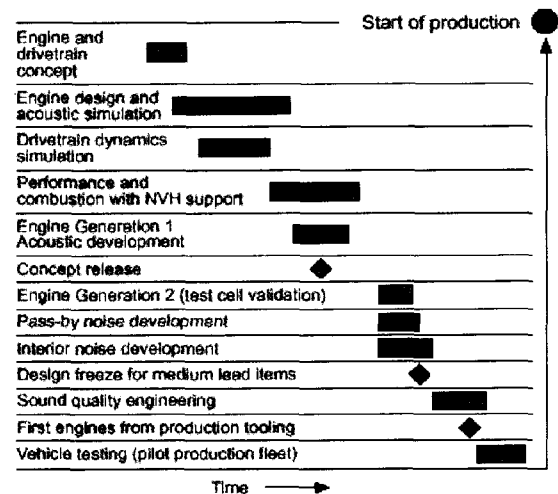


그림 6 파워트레인 및 차량 NVH개발 단계

대상 파워트레인의 종류에 맞게 NVH 개발 목표치가 제시되어야 한다. 파워트레인 전체 또는 각 중요 부품에 대한 고유진동수 목표, 방사소음레벨 목표 및 각 부품에 작용하는 가진력 크기에 대한 목표치가 제시되어야 하는데, 이는 타 경쟁 엔진들에 대한 벤치마킹시험(benchmarking test)과 기존 시험결과로부터 얻어진 데이터베이스 및 선행해석 결과 등을 참조하여 이루어진다.

개발계획이 수립되면 개념설계에 들어가게 되는데, 이 단계는 NVH를 비롯한 각 부분의 목표치에 대한 절충 및 우선순위 결정 단계라 할 수 있다. 따라서 이 단계에서는 개념적인 것만으로도 소음특성을 예측할 수 있는 경험과 지식이 필요하며, 개념변경에 따른 각 요소에 대한 적절한 목표치를 다시 제시해야 한다. 또한 이 단계에서는 저소음 엔진을 위한 필수적인 구조 요구 조건이 제시되어야 하고 간단한 해석을 통한 각 설계개념 간의 우열비교가 미리 이루어져야 한다. 따라서, 개념설계 단계에서는 단순화된 해석모델을 이용하여 서로 다른 구조형태에 대한 상대비교를 신속하게 도출하는 것이 중요하다.

일단 개념설계가 확정되면 각 엔진 부품들이 모두 적용된 완전한 엔진 모델이 구성된다. 이와 같은 상세설계 단계에서는 기존엔진 개발 경험과 NVH 해석 결과를 이용하여 소음레벨이 높아 심각한 문제가 될 수 있는 영역을 예측하고, 주요 부품의 상세 형상 및 치수를 결정한다. 이 단계에서 해석의 목표는 구조물에서 발생하는 진동 및 소음이 최적화된 상세 구조를 완성시키는 것이라 할 수 있다.

#### 설계해석

제품 개발에 있어서 설계단계가 항상 중요하지만 자동차 파워트레인 개발의 경우는 특히 설계 해석을

통한 최적 설계가 매우 중요하다. 시작(proto) 엔진이 제작되었을 때는 이미 NVH 측면에서 구조적으로 최적화가 되어있는 것이 바람직하다. 이를 위하여 해석에 의한 설계지원이 필수적인데, 설계해석에는 밸브트레인, 피스톤거동 등 기본적인 동역학 해석 및 크랭크축 비틀림진동해석 등 단순한 시뮬레이션 방법이 있으며, 구조 진동 해석을 위한 유한요소법(finite element method)(그림 7)과 방사소음 해석을 위한 음장 해석 등이 있다. 이들 해석 결과로부터 가진력, 고유진동수와 진동 모드, 주파수응답함수(FRF), 방사소음 음장 등을 얻을 수 있으며 이 결과들을 통한 NVH 예측도 가능한데, 설계단계 해석의 궁극적인 목적은 이런 해석결과로부터 여러 형태의 판단기준에 따라 설계변수를 결정하는 데 있다. 이런 해석 결과가 유용하게 쓰이기 위해서는 사전에 각 해석방법에 따른 결과치의 판단기준이 여러 가지 선행 해석이나 검증시험 및 경험적인 자료들을 토대로 확보되어 있어야 한다.

### 3.2 시작엔진의 NVH 시험개발

상세설계가 완료되면 시작(proto) 엔진 제작에 들어가게 된다. 완성된 시작(proto) 엔진에 대해서 각 분야별 시험개발이 이루어지게 되는데, NVH개발의 경우 우선 소음 및 진동수준 평가를 실시하고 평가 결과를 개발계획시 설정하였던 목표치와 비교 분석한 후 개선의 여지가 있다면 적절한 소음 저감 방안을 수립한다.

여러 가지 시험 결과 분석을 통하여 개선안을 도출하여 설계 변경에 반영하는데, 이때 앞서 진행한 해석결과들을 참조하기도 하고 필요시 추가적인 해석도 수행한다. 개발 일정 내에서 개발 목표치에 이를 때까지 추가적인 개선이 계속되며 최종 설계안에 의한 엔진이 완성되면 목표수준 확인 시험으로 파워트레인 대상 NVH 개발은 일단락 된다.

#### 분석기법

시험 개발과정에서 주로 이용되는 분석기법은 기본적으로 시간 영역 및 주파수 영역에서의 분석방법을 활용하며 각각 문제에 따라 적당한 방법을 선택하여 적용한다. 일반적인 스펙트럼(spectrum) 분석을 기본으로 하여 문제되는 주파수 대역을 판단하는 경우 협대역(narrow band) 스펙트럼, 1/3 옥타브(octave) 대역 등 다양한 형태가 사용되고, 회전체로서의 특성분석을 위해 엔진회전 차수분석(order)이 이용된다. 또 3차원 원색(color)등고선형태의 워터폴

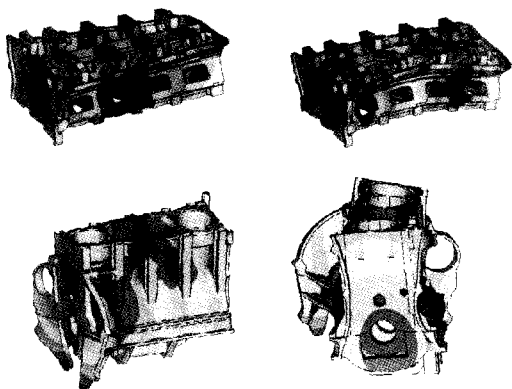


그림 7 파워트레인 FEM해석결과 예

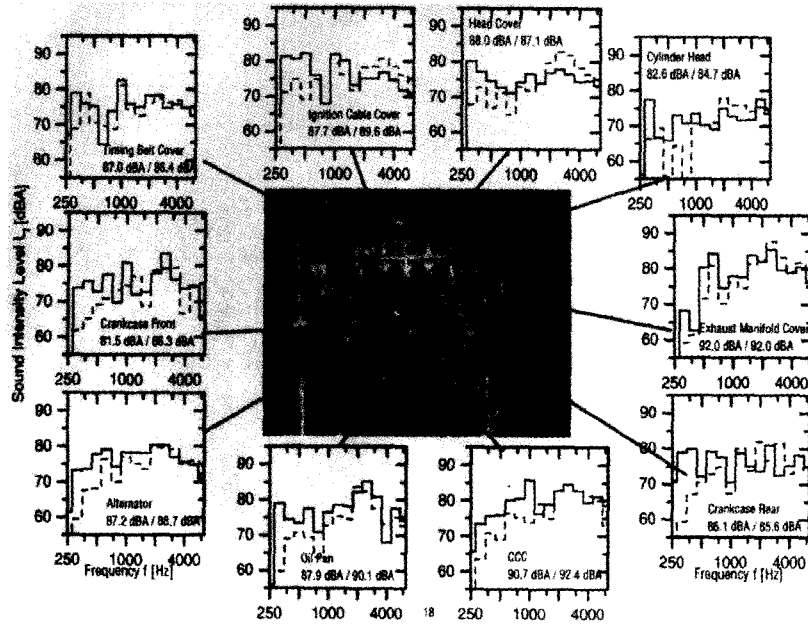


그림 8 음향강도 측정에 의한 기여도 분석

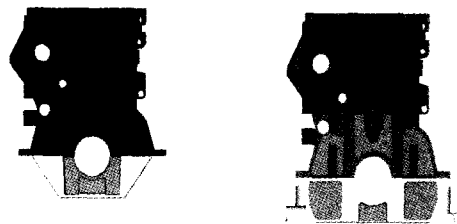
(waterfall) 분석도 이용된다. EMA(experimental mode analysis)나 RMA(running mode analysis)를 통한 파워트레인 진동모드 분석과 시작 초기 단품에 대한 진동모드 평가도 필수적인 시험 방법이다.

그러나 이와 같은 표준적인 방법들로는 분석이 어려운 경우가 있는데, 이음성 문제, 특히 엔진사이클 주기보다 작은 주기로 발생하거나 간헐적으로 발생하는 소음원들에 대한 분석은 시간평균화 된 스펙트럼에 의해서는 분석하기가 곤란하다. 이런 경우는 시간-주파수 분석기법을 사용하는데 주로 웨이브렛(wavelet) 분석기법을 이용한다.

한편, 파워트레인의 NVH 수준을 평가하는데 있어 주요 소음원을 찾아내는 것이 필수적인데 일반적으로 많이 사용하는 소음원 기여도 평가 기법으로 근접음장에 대한 음향강도(sound intensity) 분석이 있다. 음향강도는 엔진표면으로부터 일정 거리에서 측정하기 때문에 때에 따라서는 명확한 판단이 어려울 수도 있어 종종 표면진동 분석과 함께 병행된다. 그림 8은 음향강도 측정에 의한 파워트레인 요소별 소음 기여도를 보여주고 있다.

#### 요소별 주요 문제점 및 대책

파워트레인 개발시 고려해야 할 주요 NVH 사항에 대하여, 앞서 설명한 소음발생 원리에 따라 각 부품별로 실제 개발시 문제점과 이에 대한 대책 및 개발 사례를 살펴보자.



(a) Ladder frame (b) Bed plate

그림 9 실린더 블록 하부구조

실린더 블록은 엔진에 작용하는 가진력에 의한 소음 진동 방사에 직접적으로 영향을 주는 부분이다. 특히 크랭크계를 지지하고 있어 크랭크샤프트 진동의 영향을 많이 받는다. 일반적으로 엔진소음의 주파수 특성과 실린더 블록계의 구조공진주파수 특성이 거의 일치하는 것은 이러한 이유 때문이다.

실린더 블록에 의한 소음 발생을 저감하기 위하여 우선적으로 고려되어야 할 사항은 실린더 블록의 고유진동수를 증가시키는 것인데 1차 횡굽힘(lateral bending) 주파수는 1 kHz 이상이 요구된다. 블록 표면 리브(rib) 추가, 오일 팬 레일 면적 증대, 벌크헤드부(bulk head) 강성 보강, 블록외벽의 곡면화에 의한 강성보강 등을 통해 개선할 수 있다. 또한 메인베어링 캡의 종방향 변형을 방지하기 위하여 빔베어링 캡(bearing cap)을 적용하기도 하고, 그림 9와 같이 블록 하부 구조 보강을 위하여 라더프레임(ladder frame) 구조를 취하기도 하고 앞의 두 가지

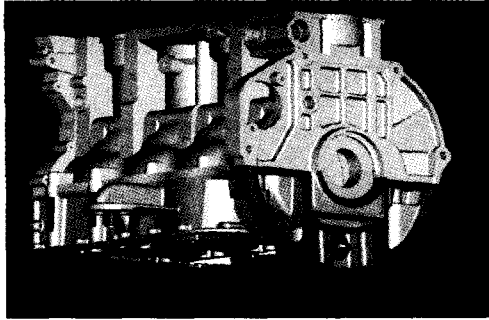


그림 10 알루미늄 실린더 블록 설계 예

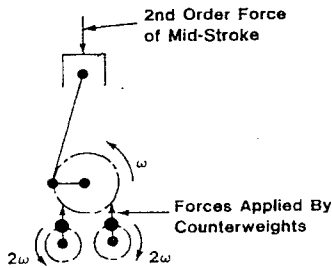


그림 11 밸런스샤프트의 구조 및 원리

효과를 모두 고려한 베드 플레이트 (bed plate)를 하부구조로 적용하기도 한다. 최근 경량화를 위하여 알루미늄 블록 적용을 확대하고 있으며 이때는 그림 10과 같이 필수적으로 베드 플레이트를 적용한다. 그런데 앞서 설명한 바와 같이 이와 같은 개선책들은 개념 또는 상세설계단계에서 거의 확정되는 성격의 것이므로 경험 및 해석결과에 의존하여 설계단계에서 제시되어야 적용될 수 있다.

크랭크샤프트의 비틀림 진동은 파워트레인 전체 또는 실린더 블록의 진동 모드를 가진하여 특정 회전 속도에서 소음을 증가시킨다. 작은 배기량의 가솔린 엔진을 제외하고는 대부분 토션댐퍼 (torsion damper)를 적용하여 저감효과를 본다. 림블소음의 원인이 되는 굽힘진동은 크랭크샤프트 선단부의 길이를 축소하거나 비틀림과 굽힘진동 모두를 감소시킬 수 있는 듀얼모드댐퍼 (dual mode damper)를 적용하여 저감한다. 한편, 일반적으로 많이 쓰이는 엔진 형태인 직렬 4기통이나 V-6, V-8엔진에서 크랭크계는 왕복엔진의 특성상 불평형력 및 모멘트가 존재한다. 이로 인해 파워트레인은 여러가지 진동을 하게 되는데 크랭크샤프트에 균형질량 (balancing weight)을 추가하고 그림 11과 같은 밸런스샤프트 (balance-shaft)를 적용하여 이것을 감소시킬 수 있다. 밸런스샤프트를 적용한 직렬 3, 4기통 엔진 및 뱅크각 90도의 V6

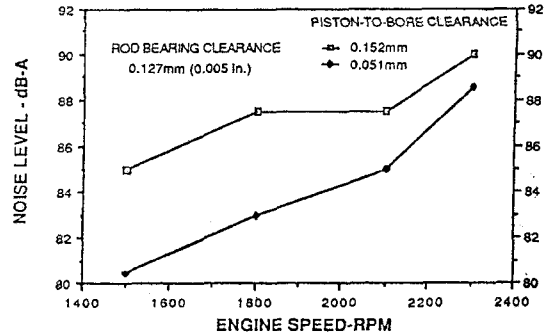


그림 12 피스톤-보어 간극에 따른 슬랩소음 변화

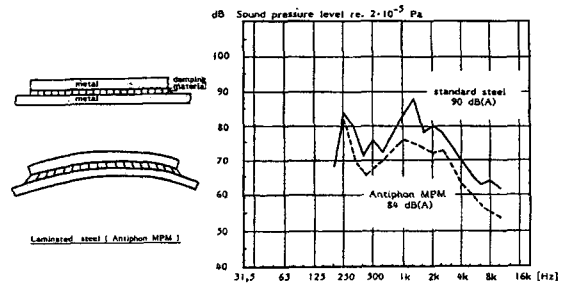


그림 13 적층제진강판 오일팬의 효과

엔진은 파워트레인 진동 측면에서 우수한 특성을 지니고 있다.

피스톤 거동에 의한 소음은 피스톤슬랩소음을 비롯하여 커벡팅로드와의 충격음, 엔진오일의 마찰에 기인하는 스틱-슬립 (stick-slip) 소음 등이 있다. 피스톤소음은 피스톤에 작용하는 충격력이 클수록 커지게 되므로, 저감 대책으로는 실린더 연소압력 증가형태 조절, 피스톤 자체의 관성하중을 줄이기 위한 피스톤 무게 경량화, 피스톤 핀 옵셋 (offset) 조절, 피스톤 링의 장력 조절, 피스톤과 실린더 보어 간의 간극 조절, 윤활 상태개선 및 블록의 구조 강성 증대 등이 있다. 그림 12는 피스톤 간극 변화에 따른 슬랩소음 변화를 보여준다.

오일팬 (oil pan)은 방사면적이 넓고, 진동, 소음에 대한 임피던스 (impedance)도 낮기 때문에 전체적인 엔진소음에 대한 기여율이 높다. 블록으로부터의 진동을 절연하기 위하여 오일팬 레일과 오일팬 사이에 고무와 같은 절연재를 삽입하거나, 그림 13과 같은 적층구조의 제진강판 (laminated steel)을 사용하여 소음을 저감시킬 수 있는데 구조진동에 의한 방사음이 지배적일 때 더욱 효과적이다. 최근 알루미늄 소재의 오일팬을 많이 적용하는데 블록 스커트 강성을 보강하고 트랜스미션과의 결합강성을 개선하는 효과가 크다. 베드 플레이트는 이것의 발전된 형태로 불

수 있다.

타이밍 구동계(timing driven system)는 중량절감, 원가절감 등의 측면에서 벨트로 구동되는 경우가 많은데 벨트로 인해 발생하는 소음 특성은 음질이 특이하고 각종 이음을 발생할 소지가 많아 항상 개선 대상이 된다. 특히 앞서 설명한 바와 같은 공회전시 심각한 럼블소음 등은 실내소음이나 외부소음 모두에 있어 문제시 되고 반드시 개선되어야 할 사항으로 취급된다. 스프로킷(sprocket)의 치형 수정, 벨트 스펀 길이 변화 및 장력 변화 등을 통해 주로 해결하고 있다.

타이밍구동계의 내구성 증대를 목적으로 체인을 적용할 경우, 기본적으로 소음크기는 벨트를 적용한 경우보다 불리하지만 차음성이 뛰어난 커버를 장착함으로써 해결하고, 음질열화 측면에서는 다소 유리한 면도 있다. 체인의 형태에 따라서 소음의 차이가 크고 텐서너나 체인의 길이 등에 의해서도 영향을 받는다.

밸브트레인(valve train)의 작동에 의한 실린더 헤드계의 NVH 또한 문제인데 주로 실린더 헤드 강성을 보강하거나 밸브 스프링을 변경하여 개선한다. 최근 개발 경향을 볼 때, 솔리드 타펫(solid tappet) 적용으로 왕복 질량은 줄어드나 간극에 따른 NVH측면은 불리해지며, 또한 연비향상과 배기규제치 만족을 위해 가변밸브타이밍(variable valve timing) 기구들이 적용되면서 밸브트레인에 의한 소음, 진동 발생소지는 더욱 증대되고 있다. 특히 선진 업체들에 의해 개발되었거나 진행 중인 EMV(electro mechanical valve-train)의 경우 밸브 안착(valve seating)에 의한 소음이나 흡기소음이 문제가 되며 양산 적용 시 가장 큰 문제로 NVH가 부각되고 있다.

알터네이터 소음은 대표적인 보기류 소음으로서 그림 14와 같이 냉각팬에 의한 소음, 베어링 소음, 그

리고 전자기 소음(electromagnetic noise)으로 구분될 수 있다. 냉각팬 소음은 일반적으로 많이 사용되는 공냉식 알터네이터에서 발생하는 문제로서, 블레이드(blade) 형상 및 배치에 크게 좌우되며, 배치간격을 변화시켜 상당 부분 해결할 수 있다 최근에는 냉각성능과 NVH 개선을 위한 냉각팬이 없는 수냉식 알터네이터 개발이 활발히 진행되고있다. 전자기 소음은 회전자(rotor)와 고정자(stator) 사이의 공기 간극(air gap)에서 변하는 자속(magnetic flux)이 외부 케이스와 회전자, 팬 등을 가진하여 발생하는 소음이다.

#### 4. 맺음말

이상으로 자동차 파워트레인의 소음 및 진동에 대하여 전반적인 특성과 주요 대책, 그리고 개발단계별 최적화 과정에 대하여 살펴보았다.

소비자들의 엔진소음에 대한 불만의 대부분은 품질 문제 및 부품의 내구 열화로 인한 이음성 소음과 관련되어 있고 이들 문제 해결은 주로 앞에 기술한 여러 가지 시험적인 방법에 의존하고 있는 것이 현실이다. 그러나 소비자들의 요구를 최대한 만족시키기 위한 근본적인 NVH 향상을 위해서는 개념설계 단계부터 경험, 경향 분석 및 예측을 통한 설계 방향 결정과 선행 해석으로 뒷받침된 상세설계가 필요하고 이를 통해 한단계 발전된 엔진 NVH 개발이 가능하게 된다. 즉 적절한 시기에 정확하고 적절한 NVH 대응안을 제시할 수 있는 능력에 따라 개발 완성도의 수준이 결정된다고 할 것이다.

또한 소음 또는 진동크기 저감만이 파워트레인 NVH의 개발 목표가 되어서는 안되고 소비자 중심의 음질 위주 개발이 최종적인 목표가 되어야 할 것이다. 이러한 음질 위주의 파워트레인 NVH 개발노력의 성과는 최근 양산된 차량에 대한 소비자와 언론 단체로부터 호평을 받으며 그 빛을 발하고 있지만, 음질은 본질적으로 주관적인 성향이 강하여 문화적 또는 지역적 특색에 따라 개발 방향이 달라져야 하므로 앞으로도 개발자들의 꾸준한 노력이 요구된다.

#### 5. 참고 문헌

- (1) Stucklschwaiger, W., Hargreaves, N.M. and Beidl, C.V. 1999, "NVH Considerations to Make Modern Diesel Engines an Attractive Alternative for SUV Powertrains", SAE 1999-01-1772, Society

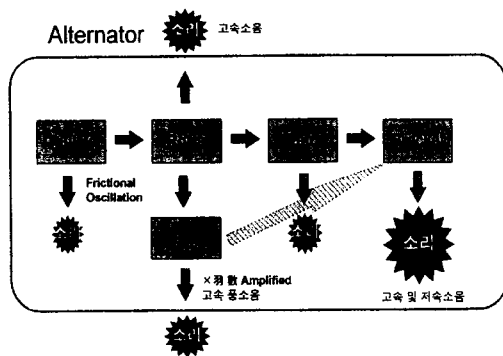


그림 14 알터네이터 소음 발생 과정



of Automotive Engineers.

(2) Patro, T.N. 1997, "Combustion Induced Powertrain NVH A Time-Frequency Analysis", SAE 971874, Society of Automotive Engineers.

(3) Maekawa, M. and Nakashima, K. 1994, "A Study of Low-Noise Crankcase Structure for Light Commercial Vehicle", SAE 942267, Society of Automotive Engineers.

(4) Querengasser, J., Meyer, J., Wolschendorf, J. and Nehl, J. 1995, "NVH Optimization of an In-Line 4-Cylinder Powertrain", SAE 951294, Society of Automotive Engineers.

(5) 강구태, 여승동, 1988, "엔진 크랭크축계의 비틀림 진동", 자동차공학회지 Vol. 10, No. 5.

(6) Yeo, S. D., Kang, K. T., Han, C. S. 1989, "Torsional Vibration Characteristics of Crankshaft

with Rubber Damper". Paper No. 891232, IPC-V, Vol. 1.

(7) Beidl, C. V., Rust, A. and Rasser, M. 1999, "Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines", SAE 1999-01-1745, Society of Automotive Engineers.

(8) Payer, E. and Platnick, J. L. 1998, "The Use of CAE for the Optimization of Engine NVH Behaviour, State-of-the-Art and Future Trends", SAE 980274, Society of Automotive Engineers

(9) 박기춘, 김재현, 강구태, 2000, "흡기림블음 저감을 위한 다기관에 관한 연구", 한국음향학회 추계 학술대회.

(10) 원광민, 방정환, 윤희욱, 강구태, 2000, "엔진 마운트 설계를 위한 PT 기본 진동 이론", 한국소음진동공학회 춘계학술대회.