

<논 문>

엔진 소음, 진동 특성 및 개선방안

The Characteristics of Engine Noise and its Reduction Techniques

이 재 갑* · 여 승 동*

Jae-Kab Lee and Seung-Dong Yeo

(1997년 5월 19일 접수 ; 1997년 6월 26일 심사완료)

Key Words : Engine Noise(엔진소음), Sound Quality(음질), Combustion Noise(연소소음), Power Train(파워트레인), NVH(소음, 진동 및 거칠기), Concurrent Engineering(동시공학)

ABSTRACT

There are many difficulties in designing the engine structure properly due to the strong conflicts between NVH characteristics and the high performance, light weight and low product cost. Many feasible noise reduction techniques should be carefully incorporated to meet such stringent noise requirements. It is also required that the engine development be carried out by introducing concurrent engineering, in which the analysis and test database are usefully applied to the detail designs from the 1st stage. This paper reviews the significance of the noise characteristics of the structure elements in relation to the combustion pressure. The mechanisms of the crank shaft rumbling, which is the main source having the bad influence on the sound quality, are also explained. The influences of dynamic behavior of engine structure on its noise are investigated, followed by discussions on experimental results of the features necessary for the design of low noise engine concepts.

1. 서 론

최근 삶의 질에 대한 욕구가 증대되면서 각종 환경문제 중 소음, 진동에 대한 관심이 계속 높아지고 소음에 대한 규제가 강화되고 있다. 특히 환경 소음 중 도로 교통소음이 차지하는 비중이 점점 높아짐에 따라 자동차의 배출소음에 대한 규제가 엄격해지고 있는 실정이다. 일반적으로 자동차의 소음은 승차감에 영향을 미치는 실내소음과 주행시 발생하는 배출소음으로 분류할 수 있으며 특히 실내소음은 자동차의 상품성을 좌우하는 중요한 요소가 됨에 따라 각국의 자동차 제작업체는 NVH개선을 위해 많은 노력을 기울이고 있다. 본 논문에서는 실내소음 및 외

부소음에 큰 비중을 차지하고 있는 엔진의 진동, 소음의 발생원인 및 저감대책에 대해 논하고자 한다.

자동차 엔진계는 크게 다음과 같이 4 부분의 주요 구성품으로 나눌 수 있다.

- 연소실
- 동적부품(대개 블럭과는 간극에 의해 분리되어 있다. -크랭크축, 커넥팅로드, 피스톤, 밸브계 등)
- 엔진하중을 받는 주 구성품(실린더블럭, 헤드, 크랭크케이스등)
- 커버류 및 보기류

Fig. 1에서 도시된 것과 같이 엔진에서 발생하는 소음 및 진동의 발생원은 먼저 연소실내의 폭발로 인한 연소압력, 피스톤 및 크랭크계의 운동으로 인한 관성력으로 나눌수 있다. 이러한 가진력에 의해 실린더블럭, 헤드, 크랭크계 등 탄성구조물의 진동이 발생하게 된다. 또한 엔진의 각종 커버류(오일

* 정회원, 현대자동차 중앙연구소

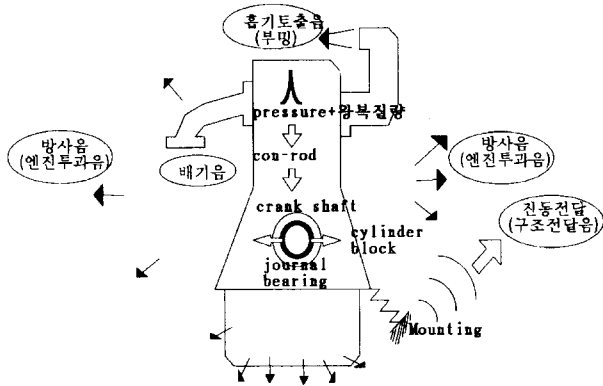


Fig. 1 Transmission path of the engine noise.

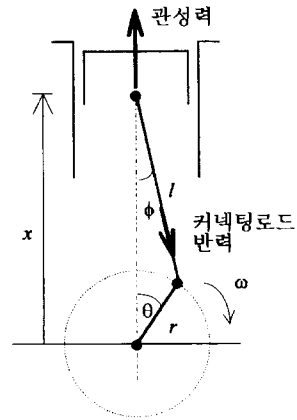


Fig. 2 Exciting force on the crank system.

팬, 타이밍벨트 커버, 헤드커버 등)는 주 구성품에 조립되어 있어 이들의 가진에 따라 자체의 동특성에 의해 진동하고, 타이밍벨트 및 각종 보기류들은 또 다른 독립적인 소음원을 가지고 있다.

본 논문에서는 연소특성에 따른 영향, 각종 관성력 성분에 대해 정리하고, 이들의 하중을 받아 진동하는 엔진의 탄성구조물의 진동특성과 크랭크축의 회전진동 특성을 검토한다. 또한 각종 저감대책으로 사용되는 부품을 적용하였을 때 나타나는 시험결과를 논의하였다.

2. 엔진에서 발생하는 기진력

2.1 왕복관성력과 관성모멘트

피스톤의 변위 x 는 $r(\cos \theta + \frac{1}{r} \cos \phi)$ 이고, 피스톤, 커넥팅로드의 왕복질량을 m_{re} 라고 할 경우 관성력은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F &= -m_{re}\ddot{x} \\
 &= m_{re}\omega^2 r (\cos \theta + A_2 \cos 2\theta + A_4 \cos 4\theta + \dots) \\
 A_2 &= \lambda + \frac{1}{4}\lambda^3 + \frac{15}{128}\lambda^5 + \dots \\
 A_4 &= -\frac{1}{4}\lambda^3 - \frac{3}{16}\lambda^5 - \dots
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 $\lambda = \frac{r}{l}$ 로서 0.3정도의 값을 가지므로 고차로 갈수록 무시할 수 있다. 또한 직렬 4기통 엔진의 경우 θ 가 180도씩 차이므로 1차 성분은 서로 상쇄되어 없어지지만 2차 성분은 전 기통이 동일 위상을 갖게 되어 문제가 된다. 이러한 엔진의 불평형 관성력 및 모멘트에 의해 파워트레인 은 여러가지 강제진동을 하게 된다. Fig. 2에서 나타난 바와 같이

관성력과 커넥팅로드반력에 의해 엔진을 옆으로 미는 힘이 발생하는데, 이것은 롤링의 원인이 된다. 또한 연소중의 엔진에서는 연소폭발압력에 의해서도 롤링이 발생한다. 이것은 관성력에 의한 성분과는 반대 위상을 갖는다.

2.2 연소기진력

연소는 엔진에서 내력으로 작용하는 역할을 하며 일반적으로 디젤엔진의 연소특성이 가솔린 엔진보다 더 넓은 주파수범위를 가질 뿐만 아니라 그 크기도 크기때문에 더욱 시끄럽게 되고 음질도 악화된다. 급격한 연소는 마치 망치로 실린더벽을 두드리는 것과 같은 현상이다. 이러한 특성은 특히 낮은 회전수에서 크게 나타나고 회전수가 높아짐에 따라 연소특성보다는 기계적으로 작용하는 음이 커지므로 연소특성에 의한 소음기여도는 낮아지게 된다.

디젤과 가솔린엔진에서의 연소압력곡선은 많은 차이가 있다. Fig. 3에서 보는 것과 같이 디젤엔진에서는 압력의 크기가 클 뿐만 아니라 형상이 불연속하게 되는 반면 가솔린에서는 더욱 부드러운 곡선이 된다. 특히 형상이 불연속하게 급격하게 변하는 경우 실린더 압력에 의한 가진주파수가 높은 주파수 범위에까지 작용하기 때문에 엔진구조물의 자체 고유진동수에 의한 진동이 더욱 심하게 될 수 있다. 대개 가솔린엔진의 경우 주파수가 10 배 늘어나면 스펙트럼레벨이 약 50 dB저감되고, 정상상태의 디젤엔진의 경우 약 30 dB의 기울기를 갖게 된다. 일반적으로 엔진소음의 주요 주파수 영역은 약 800 Hz에서 1500 Hz사이의 범위에 있게 되는데 이는 실린더 블럭의 구조 공진주파수, 크랭크축을 지지하는 크랭크케이스, 커넥팅로드 등의 내부공진 주파수의 영향

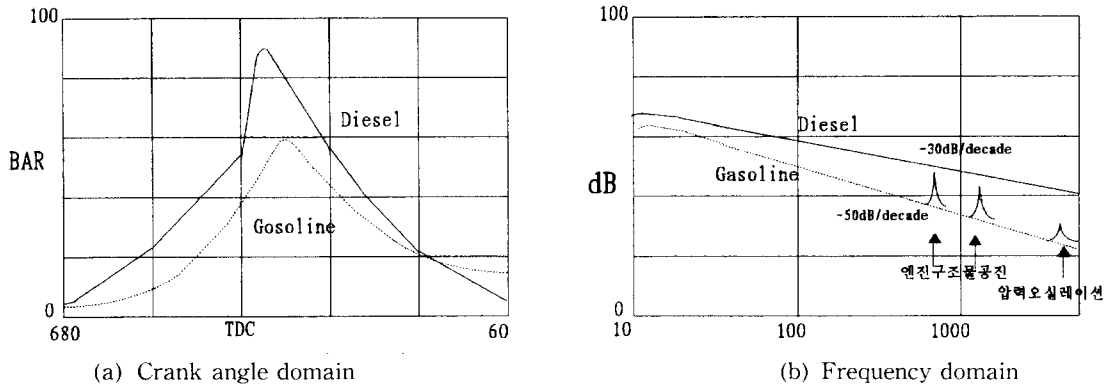


Fig. 3 Comparison of combustion pressure.

이다. 그러므로 실린더블럭의 공진에 영향을 많이 받는 경우 실린더 블럭의 보강으로 엔진소음은 상당히 저감될 수 있다. 엔진의 소음과 진동에 영향을 주는 연소압의 판단기준은 최대 압력 p_{max} , 압력증가율 $\frac{dp}{d\theta}$, 압력증가율의 변화 $\frac{d^2p}{d\theta^2}$, 이 중에서 압력증가율과 압력증가율의 변화가 최대압력보다 엔진소음에서는 더욱 중요한 요소이다⁽¹⁻⁵⁾. 대개 150 Hz까지는 최대압력에 의해 좌우되고 150 Hz에서 1500 Hz까지는 연소압력의 변화율, 1500 Hz이상에서는 압력증가율의 변화에 의해 지배를 받는다. 그러므로 압력변화율이 클수록 실린더블럭은 더욱 큰 충격을 받아 진동한다.

Challen은 시험에 입각해서 경험적으로 엔진연소타입에 따라 엔진소음은 대강 다음의 식에 의존한다고 설명하였다⁽²⁾.

$$I \propto C_F (N^n \cdot B^5) \quad (2)$$

N 은 엔진회전수, B 는 보어직경, n 은 엔진타입에 따른 계수로 실린더압력 스펙트럼의 기울기이다. 즉 주파수가 증가함에 따라 감소되는 스펙트럼의 레벨 (dB)이다. 그러나 이러한 식들은 디젤엔진의 경우 근사하게 일치하나 가솔린엔진의 경우 다소 오차를 포함하고 있다. 예를 들어 실린더 압력레벨이 작은 중소형 가솔린엔진의 경우, 실린더 체적이 같다면 스토포크에 대한 보어의 비율이 클수록 소음이 감소하는 경향이 있다⁽³⁾.

모든 엔진은 엔진회전수에 따라 소음이 증가한다. 이는 실린더압력에 의한 영향과 회전에 따른 관성력의 증대, 간극으로 인한 충격력의 증대에 의한 영향이다. 특히 실린더압력의 형상으로 회전수에 따른 소음의 증가추이를 예측할 수 있다. 회전수가 높더라도 크랭크각에 따른 압력의 형태는 거의 같은 형

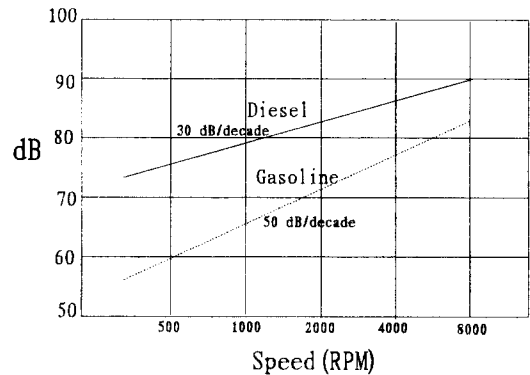


Fig. 4 Relations between noise and engine speed.

상을 유지하지만 시간축에서 고려될 때는 매우 날카로운 펄스형상으로 변하게 되며 이를 주파수축에서 고찰하면 고 주파수쪽으로 수평이동하게 된다. 주파수영역에서의 특성은 엔진회전수에 따른 소음의 기울기와도 일치하게 된다. 그러므로 디젤엔진의 경우 엔진회전수가 2배 높아지면 약 9 dB, 가솔린엔진의 경우 약 15 dB 상승하게 된다.

2.3 피스톤슬랩 및 간극에 의해 발생하는 소음

크랭크메카니즘은 피스톤, 크랭크축, 커넥팅로드에 의해 연결되어 엔진의 블럭구조물에 장착되어 있다. 이때 서로의 구성품들은 작은 간극을 유지한 채 엔진을 회전시키게 된다. 위의 Fig. 2에서와 같이 피스톤에 작용하는 힘의 역학관계에 의해 실린더블럭으로 작용하는 힘이 불가피하게 발생하게 된다. 이때의 충격에 의해 발생하는 소음을 흔히 피스톤 슬랩음이라 정의한다. 이 소음은 피스톤에 작용하는 힘이 클수록 커지게 되므로 실린더 연소압, 피스톤의 관성력에 의해 좌우된다. 피스톤에 작용하는 측면방향의 힘은 크랭크각에 따라 변하고 그 변화율은 피스톤의 운동주기로 변하므로 주파수 성분은 매우

낮아 불력을 가진시키지는 못하나, 간극에 의한 충격력과 다시 반력에 의한 반대방향의 가진은 충격력으로 고주파가진을 하게 된다. 디젤엔진의 경우 연소압의 영향으로 가솔린보다 더 크게 작용한다. 가솔린엔진에서는 피스톤간극에 의한 영향보다는 크랭크축이 메인베어링에 미치는 충격력에 의해 더 많은 소음을 발생시킨다. 낮은 회전수에서는 충격력에 의한 영향이 크게 작용하나 회전수가 높아지면 관성력이 충격력에 의한 영향보다 크게 작용한다. 관성력이 지배하게 되면 그 기울기가 급격하게 변함을 알 수 있다. 간극에 의해 방사되는 소음의 세기레벨은 근사적으로 다음과 같은 식에 의해 지배된다.⁽⁴⁾

$$I_{KE} (\text{watt/m}^2) \propto M \cdot N^2 \delta^4$$

$$I_{PE} (\text{watt/m}^2) \propto M^2 \cdot N^6 \delta^2 \quad (3)$$

M 은 움직이는 물체의 질량(kg)이고, N 은 엔진회전수(rpm), δ 는 간극(m)이다. I_{KE} 는 실린더블럭에 운동에너지를 가지고 충돌하는 충격력에 의해 발생하는 음의 세기이고, I_{PE} 는 간극이 고려되지 않을 때 발생하는 힘에 의한 음의 세기이다. 다시말해 크랭크축이 메인베어링에 작용하는 하중은 두가지 종류로 구분할 수 있다. 첫째, 간극이 존재해서 크랭크축이 순간적으로 부딪힐 때 발생하는 충격력, 두 번째로 실린더폭발이나 관성력이 크랭크축에서 메인베어링으로 작용하는 힘이다. 엔진회전수가 높아지게 되면 간극에 의한 충격력보다는 회전수에 의한 관성력이 지배하게 되어 회전수가 낮을 때의 기울기보다 커지게 된다. I_{PE} 는 질량에 훨씬 민감하게 영향을 받는다.

3. 엔진의 탄성진동

2절에서는 엔진에 작용하는 연소가진력과 관성가진력에 대해 고찰하였고 본절에서는 이러한 가진력을 받아 탄성진동을 하는 엔진구조물에 대해 검토한다. 크랭크축은 회전운동을 하면서 비틀림진동 및 굽힘진동을 하기 때문에 실린더 블럭에 새로운 가진력으로 작용한다. 크랭크축을 지지하는 블럭 및 베어링갭은 엔진에서 작용하는 가진력에 따라 탄성진동을 하며 자체 방사소음을 발생시키며, 엔진마운팅 및 롤마운트를 타고 차체에 전달된다. 또한 엔진 및 트랜스미션의 결합에 따라 나타나는 구조물의 고유진동은 실내에 또 다른 구조소음의 원인이 된다.

Fig. 5는 현대자동차에서 개발한 가솔린 엔진(2.0 L)의 방사소음 기여도를 분석한 예로서 인텐시티측

정기로 음의 인텐시티를 얻은 후 측정면적을 곱해 방사소음의 파워를 구한 것이다.

3.1 크랭크축 진동

엔진이 구동할 때 크랭크축의 진동은 대상소음 및 진동 뿐만아니라 차량실내의 음질에도 악영향을 미친다^(6~16). 대개 가솔린엔진의 경우 크랭크축에 관련된 진동의 주성분은 200 Hz에서 500 Hz에 분포한다. 특히 이 대역의 소음을 럼블링이라 표현하며, 이는 많은 경우 크랭크축의 굽힘진동, 비틀림진동이 실린더블럭에 영향을 미쳐 발생하는 것이다. 원래 럼블링의 정의는 특정주파수 범위내에 몇개의 피크가 발생해서 실제음은 마치 ‘고로고로’ 혹은 ‘도로도로’와 같이 들리는 음을 말한다.

Fig. 6과 같이 X, Y, Z 를 블럭에 고정된 고정좌표계로 정의하고 크랭크축에 고정된 좌표계를 x, y, z 로 정의할 때 크랭크축의 회전좌표계에서 y, z 방향의 진동을 각각 v, w 로 놓으면, 고정좌표계에서의 진동 V, W 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$V = v \cos \omega t - w \sin \omega t,$$

$$W = v \sin \omega t + w \cos \omega t \quad (4)$$

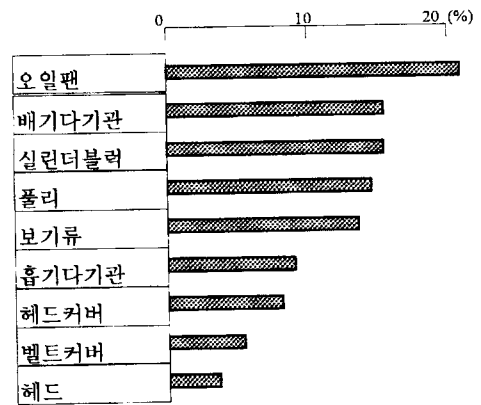


Fig. 5 Source ranking analysis in an engine

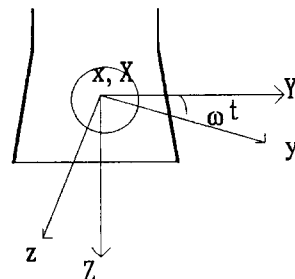


Fig. 6 Rotating coordinate system.

크랭크축에 n 차성분의 진동이 발생하는 경우 v , w 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} v &= a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t \\ w &= c_n \cos n\omega t + d_n \sin n\omega t \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 a_n , b_n 와 c_n , d_n 은 각각 v , w 의 n 차 후리 에시리즈의 계수이다. 식 (5)를 다시 식 (4)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 V , W 에 관한 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} \{ (a_n + d_n) \cos(n+1)\omega t + (b_n - c_n) \sin(n+1)\omega t \} \\ &\quad + \frac{1}{2} \{ (a_n - d_n) \cos(n-1)\omega t + (b_n + c_n) \sin(n-1)\omega t \}, \\ W &= \frac{1}{2} \{ (c_n - b_n) \cos(n+1)\omega t + (d_n + a_n) \sin(n+1)\omega t \} \\ &\quad + \frac{1}{2} \{ (c_n + b_n) \cos(n-1)\omega t + (d_n - a_n) \sin(n-1)\omega t \}, \end{aligned} \quad (6)$$

크랭크축이 n 차의 진동을 하게 되면 블럭과 같은 고정좌표계에서는 $n-1$, $n+1$ 의 성분이 검출된다. 즉 6차의 크랭크축 진동이 있는 경우 블럭에서는 5, 7차 성분의 진동이 발생한다. 또한 8차의 진동은 블럭에 7, 9차 성분의 진동을 발생시킨다. 예를 들어 크랭크축의 플라이휠쪽 끝단 굽힘 진동이 300 Hz에서 공진이 발생하는 경우, 3000 rpm에서 6차의 진동이 발생한다. 블럭에서는 350 Hz의 7차 성분과 250 Hz의 5차 성분이 함께 발생된다. 이러한 몇개의 주파수 성분이 동시에 나타하면 림블링이 되고 그 소리는 고로고로처럼 들리게 된다.

일반적으로 엔진소음에 영향을 미치는 크랭크축의 진동은 대개 공회전을 비롯한 낮은 회전수에서의 강체운동, 크랭크축의 비틀림진동, 폴리부의 선단부 굽힘진동 그리고 플라이휠쪽의 후단부 굽힘진동으로 구분할 수 있다. 엔진의 완가속 시 및 공회전 시에 발생하는 크랭크축의 강체운동의 가진원은 주로 연소폭발압에 기인하는 것으로 프론트 벨트의 장력의 변화 및 연소압의 크기에 많은 영향을 받는다. 이때 1번 실린더의 연소는 1번 크랭크축저널이 베어링에 충격을 주게 되며, 그 타음은 0.5차 성분으로 발생하게 된다.

(1) 비틀림진동

크랭크축의 비틀림진동은 엔진의 소음진동에 가장 큰 영향을 미치는 성분으로 이와 관련된 엔진의 진동, 소음 현상이 발표되었다^(6~8). 대개 작은배기량(1L 이하)의 가솔린엔진을 제외하고 대부분의 엔진에서

는 토션댐퍼를 적용하고 있다. Fig. 7(a)는 크랭크축의 비틀림진동을 측정된 것으로 토션댐퍼를 장착하는 경우 크랭크축의 진동이 저감되는 것을 나타낸다.

크랭크축의 비틀림이 n 차 진동을 할 때 앞서 설명한 것과 같이 실린더 블럭에는 $n-1$ 차와 $n+1$ 차가 동시에 발생한다. Fig. 7(b)는 1.5L 가솔린엔진의 경우 실린더 블럭의 진동레벨의 차이를 도시한 것이다. Fig. 7(c), (d)는 각각 토션댐퍼가 없을 때의 크랭크축비틀림진동과 블럭진동을 주파수와 엔진회전수축에 대해 도시한 것이고 (e), (f)는 토션댐퍼 장착시의 크랭크축진동과 블럭진동을 도시한 것이다. 크랭크축의 진동은 6차가 5차나 7차에 비해 훨씬 크게 나타나지만 실린더 블럭진동은 홀수차 성분도 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 크랭크축 및 블럭진동은 3.5차, 4.5차, 5.5차, 6.5차와 같은 0.5차 성분도 크게 작용하고 있음을 알 수 있다. 이러한 0.5차의 발생메카니즘을 설명하면 다음과 같다.

Fig. 8에서 나타나듯이 각 기통에 작용하는 크랭크축의 회전모멘트는 $F_\theta \cdot r$ 이 된다. F_θ 는 컨벡팅로드에 작용하는 하중의 벡터성분으로 얻을 수 있다. j 번째 기통에서 작용하는 k 차 성분의 회전모멘트를 T_{jk} 라고 가정하고 그의 진폭을 a_{jk} , 위상을 φ_j 라고 놓으면,

$$T_{jk} = a_{jk} \cdot e^{ik(\omega t - \varphi_j)} \quad (7)$$

직렬 4기통엔진의 경우 1, 3, 4, 2번의 순서로 점화되므로 각각의 위상은

$$\varphi_1 = 0, \quad \varphi_2 = 3\pi, \quad \varphi_3 = \pi, \quad \varphi_4 = 2\pi \quad (8)$$

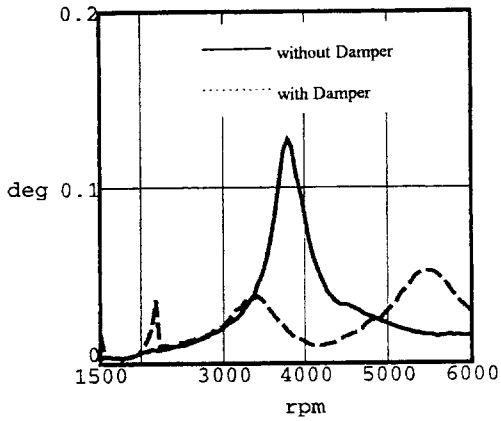
이때 4기통의 합성모멘트는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_k &= \sqrt{(a_{1k} - a_{4k})^2 + (a_{2k} - a_{3k})^2} \cdot e^{ik\omega t} : k=2n \pm 0.5 \\ T_k &= (a_{1k} + a_{2k} + a_{3k} + a_{4k}) \cdot e^{ik\omega t} : k=2n \\ T_k &= (a_{1k} - a_{2k} - a_{3k} + a_{4k}) \cdot e^{ik\omega t} : k=2n-1 \end{aligned} \quad (9)$$

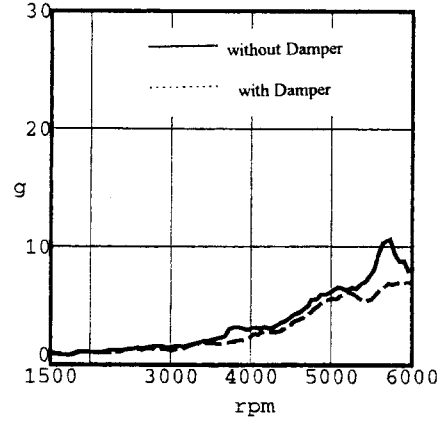
a_{jk} 가 전 기통에서 동일한 크기를 갖는다면 $k=2n$ 일때 합성모멘트는 $4a_{jk}$ 로 되고 다른 경우에는 모두 제거된다. 그러나 이들의 크기가 다른 경우 홀수차 및 0.5차 성분의 발생원이 된다. 또한 크랭크축에 작용하는 각각의 모멘트는 크랭크축의 길이에 따라 4 지점에서 발생한다. 길이 L , 단면 2차 극모멘트를 I_p , 횡단면계수를 G 라고 가정할 때 탄성회전각 Θ 는 다음과 같다.

$$\Theta = \frac{TL}{GI_p} \quad (10)$$

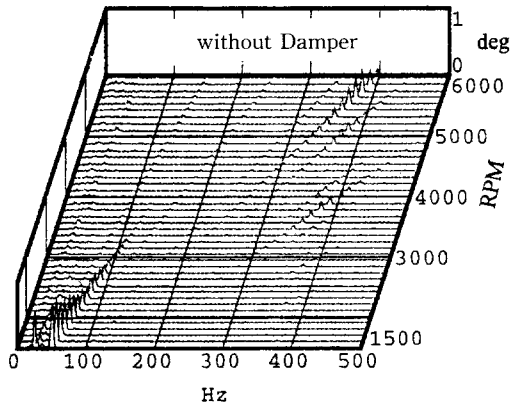
제2기통과 3기통사이의 지점을 중심으로 L 은 다음



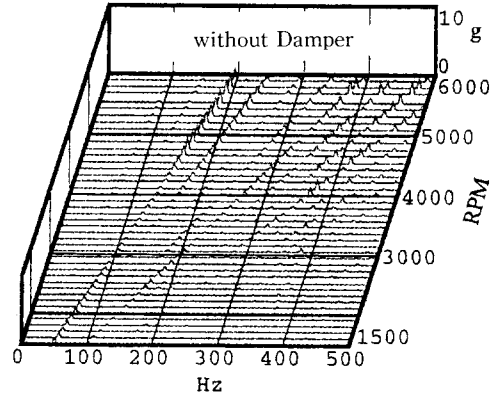
(a) Torsional vibration(6th order)



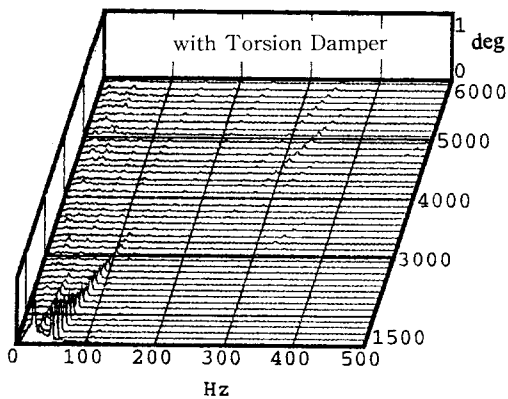
(b) Block vibration(over all)



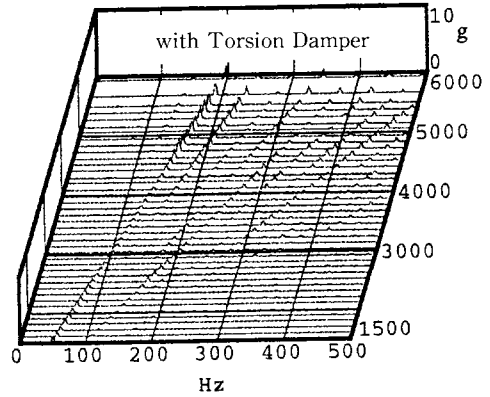
(c) Torsional vibration(without damper)



(d) Block vibration(without damper)



(e) Torsional vibration(with damper)



(f) Block vibration(with damper)

Fig. 7 Effect of torsional damper pulley.

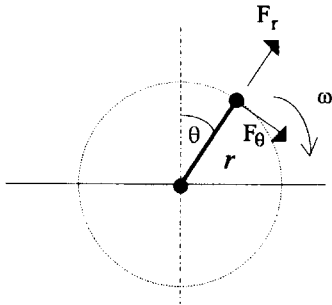


Fig. 8 Force vector on the crank pin.

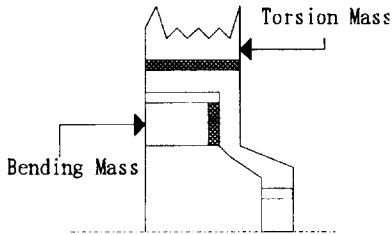


Fig. 9 Dual mode damper pulley.

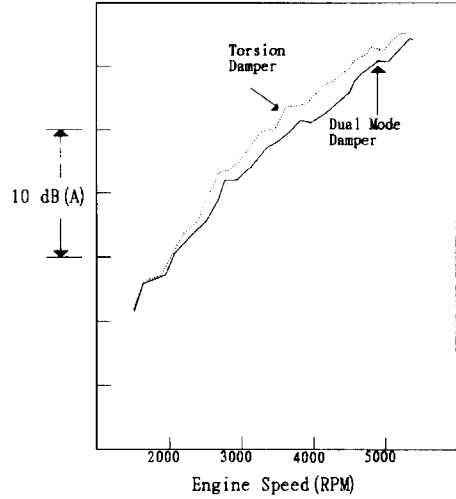


Fig. 10 The effect of dual mode damper.

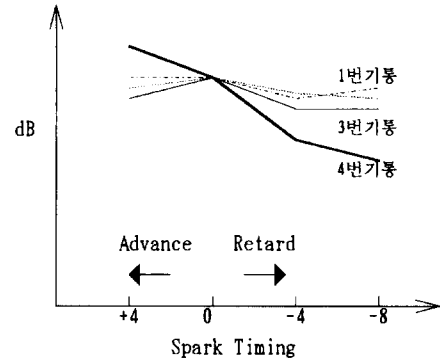


Fig. 11 Effect of spark ignition timing

과 같이 된다.

$$L_1=1.5B_1, L_2=0.5B_1, L_3=-0.5B_1, L_4=-1.5B_1 \quad (11)$$

여기서 B_1 은 보어사이의 간격이다. 각 기통에서 작용하는 모멘트에 의해 나타나는 탄성비틀림각의 합은 다음과 같다.

$$\theta = \begin{cases} 0 & : k=2n \\ 0 & : k=2n-1 \\ \frac{a_k B_1}{GI_p} \sqrt{10} \cdot e^{-i(k\omega t \pm \varphi_2)} & : k=2n \pm 0.5 \end{cases} \quad (12)$$

이상의 결과로부터 각 기통에서 작용하는 모멘트에 의한 합성비틀림각은 짝수차수와 홀수차수의 경우 서로 상쇄되고 0.5차수의 경우에는 남아있게 되어 크랭크축의 비틀림진동에 영향을 미치고 이는 엔진마운트나 롤마운트를 통해 차량실내로 유입된다.

(2) 플라이휠 굽힘진동

크랭크축 선단부의 굽힘진동은 종종 큰 레벨의 럼블링소음을 야기시키는 원인이 된다^(9~13). 이는 대개 파워트레인계의 구조공진주파수의 대역에 걸쳐있기 때문에 크랭크계와 구조계의 연성으로 차실내로 유입되는 진동, 소음이 증폭되기도 한다. 이의 개선을 위해 가능한 선단부의 길이를 축소하든지, Fig. 9와 같이 듀얼모드댐퍼를 적용하여 크랭크축 선단부 진동을 저감하는 방안이 있다. Fig. 10은 듀얼모드댐퍼의 적용에 의한 엔진소음의 저감효과를 도시한 것이다.

(3) 플라이휠 굽힘진동

종종 플라이휠의 후단부 굽힘진동에 의한 영향은 엔진의 럼블링소음 뿐만아니라 차량실내소음에서 매우 높은 비중을 차지한다⁽¹⁴⁾. 대개 250~400 Hz의 영향으로 파워트레인의 전체 진동 뿐만아니라 구동축의 진동에도 영향을 미치게 된다. 주로 4번실린더에서 폭발압력과 왕복관성력에 의해 영향을 받게 되며, 구동 중 플라이휠의 진동변위나 4번 크랭크핀에 스트레인게이지를 부착하여 크랭크축의 굽힘진동을 확인할 수 있다. 또한 후단부 굽힘진동에 의한 NVH영향이 큰 경우 Fig. 11과 같이 각 실린더의 점화시기를 조절한 효과로부터 쉽게 확인할 수도 있다.

3.2 실린더블럭

엔진에서 작용하는 가진원에 가장 직접적으로 영향을 받는 부분이 실린더블럭이며 크랭크계를 지지하므로 축진동의 영향을 가장 많이 받기도 한다^(15,16).

Table 1 Natural frequency region of the engine blocks.

1/3 octave band (Hz)	Frequency range (Hz)	Block mode
500, 630	500	Torsion mode
800	700~900	1st bending mode
1000, 1250	900~1600	2nd bending mode Bearing cap, bulk mode
1600	1500~1800	Bulge mode

일반적으로 엔진대상소음의 주파수 특성과 엔진블럭계의 구조공진주파수 특성이 거의 일치하는 것은 이러한 이유이다. Table 1은 1.5L~2.0L 급 가솔린엔진블럭의 구조공진주파수 대역을 정리한 것이다. 엔진단품 가동시의 소음대역도 500~1700 Hz대역에 가장 크게 존재한다.

실린더블럭의 모드영향이 직접적으로 엔진소음에 미치기도 하지만 각종 커버류 및 프론트케이스에 진동을 전달하여 소음을 방사하는 경우도 종종 발생한다. 최근 실린더블럭의 설계는 유한요소법이나 모드 해석을 이용해 중량증가를 최소한으로 억제하면서 최대의 강성효과를 얻는 작업이 진행되고 있다. 설계초기단계부터 해석을 동시에 진행하여 소음, 진동의 방사음을 최소화하는 기법을 적용하는 동시공학(concurrent engineering)의 개념이 도입되고 있다.

몇가지 블럭의 강성을 확보하기 위한 방안을 소개하면
(1) 리브 등에 의한 블럭스커트부의 진동최소화 방안: 실린더압력이나 관성력에 의해 실린더블럭으로 하중이 전달되어 스커트부는 최대진동을 하게 된다. 이를 저감하기 위해 스커트 리브보강, 벌크헤드부의 결합강화, 오일팬 레일부의 강화 등의 방법이 널리 사용된다.

(2) 외벽의 곡면화: 이는 벌지모드나 블럭벽의 막진동에 의해 비교적 높은 주파수의 소음이 발생하는 경우가 있는데 블럭외벽을 곡면화하여 강성을 향상시켜 진동을 저감시키는 방안이다.

(3) 보강부재의 적용법: 보강부재를 추가하여 블럭의 강성을 향상시킬 뿐만아니라 메인베어링의 지지강성을 향상시키는 것으로 스티프닝 플레이트나 래더 프레임과 같이 보강부재를 별도로 적용하는 방법이 있다⁽¹⁷⁾.

3.3 베어링지지부

베어링지지부의 구조강성은 엔진블럭의 소음 및 진동특성을 좌우하는 주요 요소이다. 이는 베어링으로부터 하중을 직접 받으므로 블럭의 전체계에 미치

는 영향이 매우 크다. 새로운 엔진의 개발초기에 베어링지지부의 강성을 확보하는 것이 제일 중요한 문제가 된다. 앞서 설명한 것과 같이, 베어링에서 반력이 발생하고 이는 베어링지지부와 인접한 구조물들, 그리고 오일팬을 가진하여 소음으로 방사된다. 이때 베어링을 지지하는 벌크헤드부는 베어링캡의 축방향 진동에 같이 영향을 받게 되며, 프론트 벌크헤드부에 장착된 프론트케이스 및 타이밍 벨트커버 등과 같이 임피던스가 작은 부품들은 전체적인 엔진소음레벨에 지배적으로 작용하는 경우가 발생한다. 베어링 캡부분을 보강하는 경우 크랭크축 거동에 의해 전달되는 진동, 소음이 저감되어 앞서 기술한 플리부의 굽힘진동, 플라이휠의 굽힘진동 및 비틀림진동에 의해 야기되는 홀수차 및 0.5차 성분이 저감될 수 있다. 그러므로 엔진의 럼블링 특성이 향상되어 음질의 개선효과가 나타나는 것이 일반적이나, 블럭구조 공진주파수 대역인 1000 Hz에서 2000 Hz에서는 악화되는 경우가 종종 발생한다.

하중을 직접 받게 되는 베어링지지부를 강하게 하여 엔진의 소음 및 진동을 저감할 때는 베어링캡의 진동이 블럭에 영향을 미치지 않도록 설계하고 크랭크케이스 둘레를 전체적으로 보강하는 것이 최선의 대책이 된다. 최근에 개발되는 엔진은 베어링지지부의 강성을 높이기 위해 빔 베어링을 적용한다든지, 래더 프레임을 적용하여 전체적인 블럭강성을 높이는 기법을 많이 적용하고 있다.

3.4 오일팬

오일팬은 방사면적이 많고, 진동, 소음에 대한 임피던스도 낮기때문에 전체적인 엔진소음에 대한 기여율이 매우 높다. 그러므로 외부소음 대책 등을 고려할 때 저소음 오일팬을 적용하게 되면 매우 효율적으로 대응할 수 있다. 현재 적용되고 있는 오일팬소음 저감방안은 블럭으로부터 진동전달을 작게하기 위해 오일팬 가스켓에 고무를 사용해 진동을 절연하는 플로팅지지방식, 2 장의 강판사이에 고무자 접탄

Table 2 Natural frequencies of the power trains

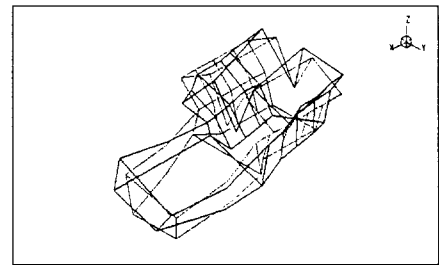
	I4 1.0L (Hz)	I4 1.5L (Hz)	V6 2.5L (Hz) 스틸 오일팬	V6 2.5L (Hz) Al 오일팬
비틀림진동	335	279.4	372	378
굽힘진동	436	334.3	311	312
수직굽힘진동	561		220	

성 물질을 끼워 넣은 수직 복합 강판을 적용하는 제진오일팬의 사용 등이 있다. 위의 방법은 오일팬의 구조진동에 의한 방사음이 클 때 효과적으로 대응할 수 있는 방안이다. 진동방사음이 크지않다면 효과가 미약할 수 있다. 오일팬내부의 소음이 오일팬을 통해 투과되어 나타나는 소음이 주된 경우, 투과율은 면밀도에 비례하여 저감되므로 오일팬의 두께를 증대하여 투과율과 진동방사음을 저감시키는 것이 훨씬 효율적인 방법이 된다. 또한 Al 오일팬은 저소음화를 위해 가장 많이 채용되는 것으로 스틸의 두께에 비해 약 3 배 이상의 두께로 설계하여 진동방사음 및 투과율을 개선한다. 그러나 두께가 증대되면서 일치효과(Coincidence)에 의해 고주파 방사음이 오히려 증가될 수 있으나 파워트레인의 결합강성증대로 실내소음 및 럼블링소음에 많은 장점이 있다.

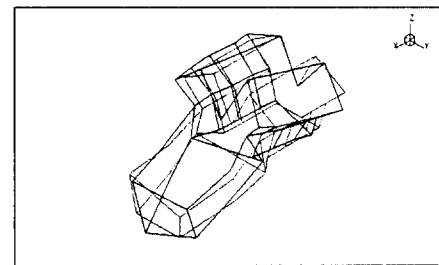
3.5 파워트레인계 진동

파워트레인계의 구조진동은 크랭크축의 진동과 강한 연성관계를 갖고 있다^(18~20). 이는 대개 공진주파수가 크랭크축의 진동과 거의 비슷한 대역을 이루기 때문이다. 또한 파워트레인을 지지하는 마운팅브라켓의 공진주파수와 일치하게 되면 실내소음에 매우 큰 영향을 미친다. Table 2는 몇가지 엔진의 경우 파워트레인의 주요 공진주파수대역을 나타낸 것으로

250 Hz에서 500 Hz의 럼블링 주파수 구간에 존재하는 것을 알 수 있다. 즉 크랭크축의 영향으로 큰 레벨의 구조진동을 발생시킬 수 있다. Fig. 12는 V6 엔진의 파워트레인 모드시험결과로 각각 굽힘진동과 비틀림진동의 형상을 나타내고 있다. Fig. 13는 파워트레인이 장착된 차량의 실내소음데이터로 200 Hz에서 500 Hz사이의 구간의 소음레벨이 매우 큼을 확인할 수 있고 5.5차, 6차, 6.5차, 7차 성분이 지배적으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 주행중 파워트레인의 구조공진이 실내소음에 미치는 영향을 확인하기 위해 파워트레인의 운전중 모드형상을 구하였다. Fig. 14는 모드형상을 구하기 위한 측정점을 도시한 것으로 모두 14 지점, 3 방향의 가속도를 측정하였



(a) Bending



(b) Torsion

Fig. 12 Mode shapes

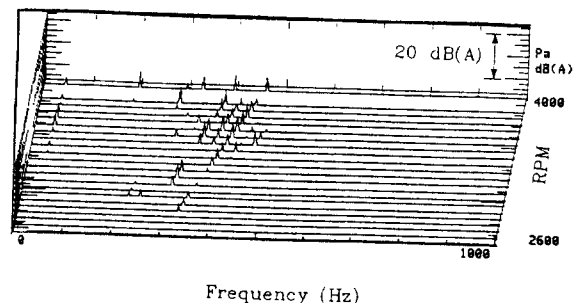


Fig. 13 Waterfall of car interior noise.

다. Fig. 15는 3500 rpm으로 정속운행시 파워트레인의 운전중 주요소 성분(principal component), 혹은 특이치와 실내소음과의 상관관계를 도시한 것으로 5.5차, 6차에서 거의 '1'에 가까운 상관관계를 얻을 수 있다. 이는 물론 파워트레인의 내부에서 발생하는 가진력이 크랭크축 진동에 영향을 주고, 이어 파워트레인의 구조공진을 야기시킨 것으로 파워트레인의 비틀림 및 굽힘진동이 실내소음과 큰 상관관계를

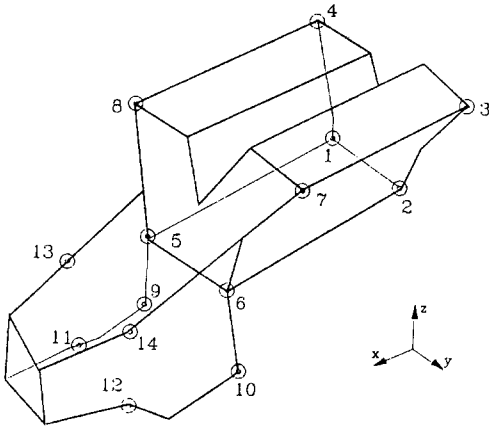


Fig. 14 Measurement positions.

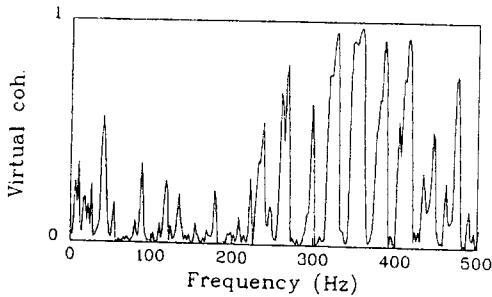


Fig. 15 Virtual coherence between interior noise and 1st principal component.

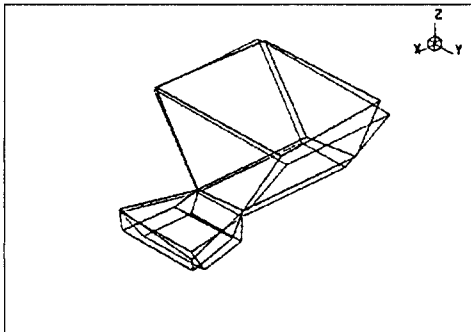


Fig. 16 Running mode shape of the power train.

나타내고 있다. 이 때의 운전중 모드 형상이 Fig. 16에 도시되었다. 파워트레인의 강성을 개선하기 위해 Al오일팬을 적용한 결과 Table 2에서 보는 것과 같이 공진주파수는 약간 증가된다. Fig. 17에서는 파워트레인의 전체진동의 합을 도시한 것으로 전체적인 진동레벨이 3~5 dB저감된다.

파워트레인의 구조강성을 개선하기 위해 적용되는 몇가지 방법을 요약하면

(1) Al오일팬의 적용 : 블럭과 트랜스미션을 체결

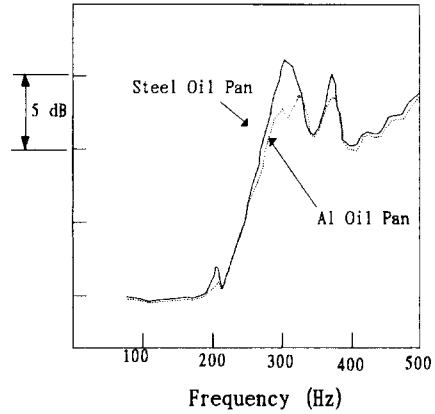


Fig. 17 Comparison of Engine Vibration Level for Steel Oil Pan and that for the Al Oil Pan

하여 주르로 결합강성이 증대된다.

(2) T/M 스테이의 적용 : 블럭과 트랜스미션을 별도의 부가요소로 결합하여 체결력을 강화하는 것으로 Al오일팬을 적용하는 것보다 효과가 약한 경우가 많으나 원가절감이 되는 장점이 있다.

(3) 토탈셀 구조의 적용 : 트랜스미션과 결합되는 엔진블럭의 좌면을 넓게 하여 결합강성을 강화한다.

4. 타이밍 벨트계 소음, 진동

최근 대부분의 엔진은 캠축구동을 위해 체인대신 타이밍벨트계를 채택하고 있다. 체인구동에 비해 무게절감, 오일공급의 불필요, 소음, 원가 등 많은 장점을 지니고 있지만 벨트에서 발생하는 소음특성은 음질이 특이하여 각종 이음 및 차량의 소음진동특성에 악영향을 미치고 있다. 특히 벨트커버의 음향특성에 따라 소음이 증폭되어 설계시 많은 사항을 고려하여야 한다⁽²¹⁾.

타이밍벨트계는 엔진형식에 따라 몇가지 벨트스팬(span)으로 구성되어 있다. 타이밍벨트에서 발생하는 소음메카니즘을 요약하면 먼저 벨트와 풀리가 체결되면서 발생하는 충격음, 각종 벨트스팬에서 발생하는 현의 진동에 기인한 소음, 풀리와 벨트치 사이의 공간에서 순간적으로 공기가 토출되는 펌핑음 그리고 풀리와 벨트사이의 마찰음이 있다. 벨트의 고유진동수외에는 모두 벨트치가 풀리에 체결하면서 발생하는 메싱(meshing)음으로 벨트에서 발생하는 기본 메싱주파수는 다음과 같다.

$$f(Hz) = \frac{N}{60} \cdot z \quad (13)$$

N 은 폴리의 회전수(rpm)이고 z 는 폴리주위의 치수이다.

또한 폴리끝단 진동의 영향으로 벨트를 가진시키는 소음이 발생할 수 있다. 타이밍벨트에서 발생하는 소음은 많은 경우 현의 횡진동을 동반하고 있다. 현의 횡진동 고유진동수는 다음과 같다.

$$f_n(\text{Hz}) = \frac{n}{2l_B} \sqrt{\frac{T_B}{\rho}} \quad (14)$$

여기서 l_B 는 벨트의 스펠길이, T_B 는 벨트의 장력, ρ 는 벨트의 선밀도(kg/m)이다. 벨트의 고유진동수와 메싱주파수가 근접하게 되면 소음이 증폭될 뿐만 아니라 비선형특성에 의해 벨트 공진주파수 주위로 몇개의 주파수 성분을 갖게 되는 특이음이 발생하게 된다. 이러한 소음의 특성은 비팅, 혹은 럼블링으로 발생된다. Fig. 18은 직렬 4기통 DOHC 엔진의 경우이다. 회전축 사이의 스펠에서 발생하는 타이밍벨트 소음은 특히 아이들링 상태나 부무하 상태에서 크게 작용할 수 있다. Fig. 19는 아이들상태의 벨트 횡진동으로 엔진회전수에 따른 식(13)의 가진주파수와 벨트 횡방향의 고유진동수인 300 Hz에 가까워 질

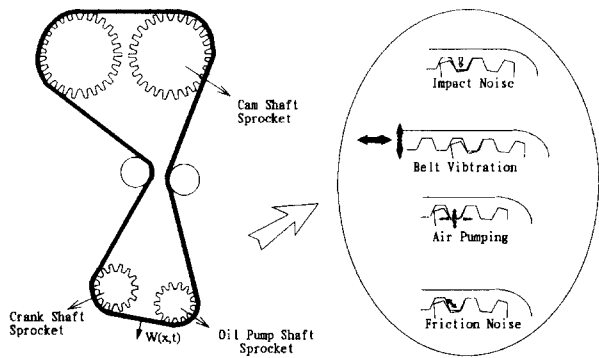


Fig. 18 Timing belt system and its noise generation mechanism.

때의 진동을 도시한 것이다. 300 Hz 부근에 엔진회전수의 2차 성분인 약 28 Hz간격으로 피크가 발생하여 음질에 악영향을 미치고 있다. 이들 소음의 개선은 잇수를 변경하거나 스펠길이를 조정하여 공진대역과 가진대역을 멀리하고, 치형개선에 의해 충격음을 개선시키는 방안이 있다. 또한 벨트커버의 음향특성에 따라 증폭되는 경우가 발생하므로 커버내부의 공명특성을 조절하고 씰링을 향상시켜 개선할 수 있다.

5. 결 론

자동차의 배출소음 및 실내소음에 큰 영향을 미치는 엔진의 진동, 소음에 대해 소음원 및 전달경로에 따른 각 부품의 음향특성을 살펴보았다. 엔진소음의 가진원으로 작용하는 연소 및 관성력과 전체소음 특성에 관해 논의하고, 럼블링 특성의 가진원인 크랭크축의 진동특성에 대해 검토하였다. 또한 이러한 하중을 받아 진동하는 탄성구조물의 진동특성도 검토하였고 저감대책으로 사용되는 부품을 적용하였을 때 나타나는 시험결과를 논의하였다. 여기에서 언급된 소음저감 부품을 포함하여 최근 각국의 자동차업체에서 적용되는 진동, 소음의 개선을 위해 적용되는 사양은 이미 오래전에 개발된 부품들로서, 적용에 따른 최적설계 및 원가상승 대비 소음저감효과 검토가 주의 깊게 이루어지고 있다. 설계초기단계부터 해석을 동시에 진행하여 소음, 진동의 방사음을 최소화하는 동시공학 개념의 도입, 기존부품들의 최적설계 및 연소의 최적제어, 또한 소음, 진동개선사양의 적합설계를 통한 상품성 개발이 가장 중요하 요소라 할 수 있다.

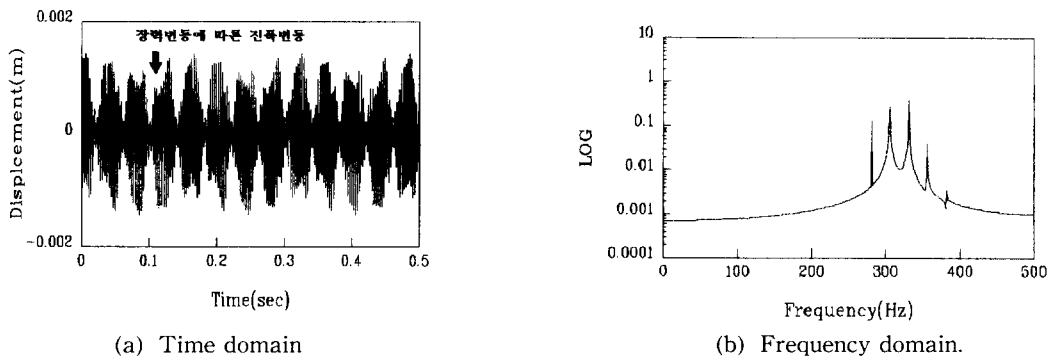


Fig. 19 Belt vibration.

참고 문헌

- (1) Priede, T., 1979, "Problems and Development in Automotive Engine Noise Research," SAE790225.
- (2) Challen, B. J., 1975, "The Effect of Combustion System on Engine Noise," SAE750798.
- (3) Priede, T., 1980, "In Search of Origins of Engine Noisese—an Historical Review," SAE800534.
- (4) Lalor, N., Grover, E. C. and Priede, T., 1980, "Engine Noise Due to Mechanical Impacts at Pistons and Bearings," SAE800402.
- (5) Sander, W., Steidle, W. and Wacker, E., 1979, "Piston Movement and its Influence on Noise of Automotive Engines," SAE790272.
- (6) Ochiai, K. . and Nakano, M., 1979, "Relation Between Crankshaft Torsional Vibration and Engine Noise," SAE790365.
- (7) Nakada, T., Tonosaki, H. and Yamashita, H., 1995, "Excitation Mechanism of Half Order Engine Vibrations," 일본자동차기술, Vol. 49, No. 6, pp. 59~64.
- (8) Okamura, H., 1995, "Correlation between Crankshaft Vibrations, Engine-Structure Vibrations, and Engine Noise," JSAE9541524.
- (9) Okamura, H., Shinno, A., Yamanaka, T., Suzuki, A. and Sogabe, K., 1995, : "Simple Modelling and Analysis for Crankshaft Three-Dimensional Vibrations, Part I:Background and Application to Free Vibrations," Trans. of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117, Jan. pp. 70~79.
- (10) Morota, T. and Okamura, H., 1995, "Simple Modeling and Analysis for Crankshaft Three-Dimensional Vibrations, PartII: Application to an Operating Engine Crankshaft," Trans. of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117, Jan. pp. 80~86.
- (11) Ishihama, M., Hayashi, Y. and Kubozuka, T., 1981, "An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journals during Engine Firing," SAE810772.
- (12) Yoshikawa, K., Nagiri, S. and Sumi, K., 1985, "Bending Vibration of Crankshaft at High Engine Speeds," 일본자동차기술회논문집, No. 31, pp. 94~100.
- (13) Kuroda, O. and Fujii, Y., 1988, "An Approach to Improve Engine Sound Quality," SAE880883.
- (14) Ide, S., Uchida, T. and Ozawa, K., 1990, "Improvement of Engine Noise Control by Reducing Bending Vibration of Crankshaft-Flywheel System," 일본자동차기술, Vol. 44, No. 12, pp. 94~99.
- (15) Shintani, H., Teramoto, T., Morozane, K. and Deguchi, H., 1989, "Improvement of Vehicle Interior Noise during Acceleration by a New Crankshaft Member," 일본자동차기술회 학술강연회전체집891, pp. 43~46.
- (16) Brandl, F. K., Wunsche, P. and Gschweidl, 1991, "Design Strategies for Low Noise Engine Concepts," SAE911070.
- (17) Morita, S., Teramoto, T., Fujita, K., Deguchi, H., 1986, "Engine Noise Reduction by Newly-developed Cylinder Block Stiffener," 일본자동차기술, Vol. 40, No. 12, pp. 1575~1580.
- (18) Lee, J. K., Yeo, S. D. and Bang, J. H., 1995, "A Technique to Identify the Structure Borne Sound Sources Induced by Powertrain Vibration Behavior," SAE951235.
- (19) Shinbata, K., Kagaya, H. and Horikawa, K., 1995, "Coupled Vibration Analysis of Crankshaft and Power Plant," 일본자동차기술회 학술강연회전체집954, pp. 245~248.
- (20) Katano, H., Iwamoto, A. and Saito, T., 1992, "Dynamic Behavior Analysis and Rumbling Noise of SI Engine Crankshaft," 일본자동차기술, Vol. 46, No. 6, pp. 51~56.
- (21) Lee, J. K., 1996, "On the Characteristics of Timing Belt Noise in Idling Engines," ME056, ISATA29th.