

진동 동력 흐름 예측 기법을 이용한 소음 전달 경로 해석 및 차량의 실내소음저감에 관한 연구

A Study on Noise Transfer Path Analysis for Sound Improvement of Vehicle Using the Vibrational Power Flow

이 상 권*
Sang-Kwon Lee

ABSTRACT

Reduction of structure-borne noise of the compartment in a car is an important task in automotive engineering. Transfer path analysis using vibroacoustic reciprocity technique or multiple path decomposition method has generally been used for structure-borne noise path analysis. These methods are useful in solving particular problem but do not quantify the effectiveness of vibration isolation of each isolator of a vehicle. To quantify the effectiveness of vibration isolation, the vibrational power flow has been used for a simple isolation system or a laboratory based isolation system. It is often difficult to apply the vibrational power flow technique to the complex isolation system like a car. In this paper, a simple equation is derived for calculation of the vibrational power flow of an isolation system with multiple isolators such as a car. It is successfully applied to not only quantifying the relative contributions of eighteen isolators but also reducing structure-borne noise of a passenger car. According to the results, the main contributor of eighteen isolators is the rear roll mount of an engine. The reduced structure-borne noise level is about 5dBA.

주요기술용어 : Vibrational power flow (진동 동력흐름), Booming noise (부우밍 소음), Noise Transfer path analysis (소음 전달 경로해석), Engine mount (엔진마운트)

1. 서 론

일반적으로 자동차의 차체는 강판과 같은 비교적 유연한 지지 구조물로 구성되어 있

* 회원, 인하대학교 기계공학과

다. 엔진과 같은 동력 전달 장치에서 발생하는 진동은 많은 진동절연 장치(compliant vibration isolator)를 통하여 차체로 전달된다. 따라서, 자동차에서 진동절연 문제는 자동차의 진동과 소음 레벨에 대한 엄격한 요구에 맞물려 중요한 연구과제가 되고 있다.^{1,2)} 특히 경쟁적인 자동차 시장에서 주어진 생산비용 내에서 소음 레벨을 가능한 최소화하려는 노력이 증가하고 있다. 일반적으로 진동절연장치를 통하여 전달되는 진동에 의해서 발생하는 실내소음을 구조기인 소음 (structure borne noise)이라 불린다. 이러한 구조기인 소음원을 찾기 위하여 현재 상반기술³⁾ (reciprocity technique)이 사용되고 있다. 이 기술은 특수한 문제를 해결하는데 유용하지만 차량의 절연장치에 대한 진동절연 효율을 정량적으로 분석하는데 어려움이 있다. Pinnington⁴⁾은 진동 동력 흐름(vibrational power flow)을 이용하여 절연장치의 진동 절연 효율과 그것을 기계에 적용함으로써 절연 효율을 정량적으로 분석하는데 훌륭한 성과를 남겼다. 이것이 발표되기 전, Goyder⁵⁾는 진동 발생 기계로부터 지지 구조로 전달된 진동 동력을 계산함에 대해 절점 모빌리티 (point mobility)를 적용시키는 개념을 소개했다. 이 후에 이 방법을 이용하여 Pinnington⁶⁾은 단일 절연장치로 구성된 방진 시스템에 대해서 진동 발생 기계에서 지지 구조물까지의 동력 전달을 지배하는 패러미터들에 대해서 연구하였다. 이 후 Petersson⁷⁾은 디젤기관 시스템에서 구조기인 소음 전달 (structure-borne sound transmission)의 예측에 대한 실제적인 문제에 대한 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)을 적용하는 방식을 보여주었다. 최근에는 구조물의 경계조건이 유연한 복소강성 (complex stiffness)으로 구성된 구조물의 진동전달에 대한 연구도 소개되었다.⁸⁾ 본 논문에서는

Pinnington이 소개한 단일 절연장치로 이루어진 방진 시스템에 대해서 진동 발생 기계에서 지지 구조물까지의 동력 전달을 지배하는 관계식을 수정하여 차량과 같은 다중 절연장치 시스템에 대한 진동 동력의 흐름 계산하기 위한 단순한 방정식을 유도하였다. 이 방정식을 실제 승용차의 구조기인 소음 (structure-borne noise)에 중요한 영향을 미치는 진동 절연장치를 찾아내는데 성공적으로 적용되었다. 이 시험에 사용된 차량의 경우 18개의 진동 절연 장치, 즉 엔진 마운트, 기어 박스 마운트, 배기 마운트 서스펜션 마운트 등으로 구성되어 있었다. 단순화된 방정식을 이용하여 각각의 진동절연장치를 통과하는 진동의 흐름을 평가하였다. 이들의 평가를 통하여 엔진의 후면 롤 마운트 (rear roll mount of the engine)가 주요한 진동 흐름의 경로임을 알 수 있었고, 이 부분의 진동흐름을 감소시키기 위해서 절연장치의 복소강성 (complex stiffness)을 감소한 결과 약 5 dBA의 실내소음 저감효과를 얻을 수 있었다.

2. 진동동력흐름의 이론

동력은 단위 시간 동안에 행해진 일이고, 다음과 같은 관계로 주어진다.⁴⁾

$$P_i = F_i V_i \quad (1)$$

여기서 F_i 와 V_i 는 한 점에서의 힘과 속도이다. 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)이 방진 장치를 동해 흐를 때, 그것을 강도로 보는 것은 필수적이고 따라서, 응력으로 결정된 힘 F_i 으로서 보아야 한다. 진동 구조물에서 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)의 평균값은 순간적인 값보다 중요하고, 힘과 속도는 조화 함수의 형태이고 다음과 같이 주어진다.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F_i V_i dt \quad (2)$$

$\vec{M} = |M| e^{j\phi}$ 의 모빌리티 (mobility)를 가진 구조물의 한 점에 가해진 힘 ($F_i = \vec{F} e^{j\omega t}$)은 그 점에서의 속도 $V_i = \vec{V} e^{j\omega t}$ 를 유발시킨다. 여기서 \vec{F} 와 \vec{V} 는 복소수이다. 평균 진동 동력은 $P = \frac{1}{2} |F| |V| \cos \phi$ 혹은,

$$P = \frac{1}{2} \text{Re}\{\vec{F}^* \cdot \vec{V}\} = \frac{1}{2} \text{Re}\{\vec{F} \cdot \vec{V}^*\} \quad (3)$$

으로 주어진다. 여기서 ϕ 은 상대 위상 각이고 * 는 공액 복소수를 나타낸다. 구조물의 가속도는 속도를 대신해 사용되고, 평균 동력인 식(3) 은 다음과 같이 재정의 될 수 있다.⁵⁾

$$P = -\frac{1}{2\omega} \text{Im}\{\vec{F} \cdot \vec{a}^*\} \quad (4)$$

여기서 $\vec{a} = j\omega \vec{V}$ 이다. 그러므로 방진 장치로 전달되는 평균 진동 동력은 지지 구조 (seating structure; receiver)위의 한 점에서 작용하는 힘과 그 점에서의 가속도의 곱으로써 표시된다. 이 힘은 다음과 같이 어페어런트 질량 (apparent mass)을 사용해서 계산될 수 있다

$$\begin{aligned} \vec{F}_r &= \frac{\vec{F}_r}{a_r} \vec{a}_r + \frac{\vec{F}_r}{a_s} \vec{a}_s \\ &= \vec{M}_{rr} \vec{a}_r + \vec{M}_{rs} \vec{a}_s \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 \vec{M}_{rr} 과 \vec{M}_{rs} 는 전달 어페어런트 질량 (transfer apparent mass), \vec{F}_r 는 지지 구조에서의 힘이고 \vec{a}_s 와 \vec{a}_r 는 Fig.1 에서와 같이 기계 와 방진 시스템의 지지 구조에서 가속도이다. 또한 식(4)을 이용하면 지지 구조에서의 진동 동력을 다음과 같이 얻을 수 있다.⁴⁾

$$P = -\frac{1}{2\omega} \text{Im}\{\vec{a}_s^T \vec{M}_{rs}^T \vec{a}_r^* + \vec{a}_r^T \vec{M}_{rr}^T \vec{a}_r^*\} \quad (6)$$

절연재 천연고무와 같은 댐핑 (damping)을 가졌다면, 전달 어페어런트 질량은 간단하게 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\vec{M}_{rs} = \frac{K}{\omega^2} + j\eta \frac{K}{\omega^2} \quad (7)$$

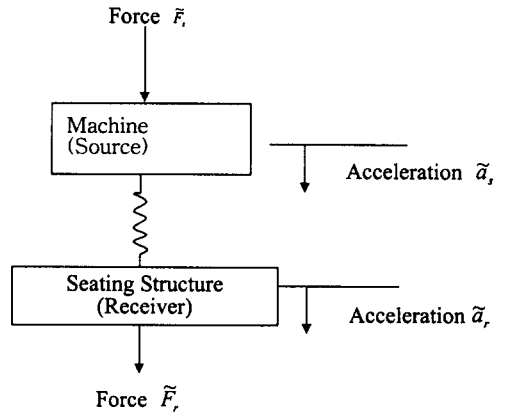


Fig. 1 Geometry for calculation of power flow through an isolator

단, K는 동적 탄성계수이고 η 은 방진 장치의 손실 계수이다. 유사하게 두 개의 단일 방진 장치로 전달되는 평균 진동 동력은 다음과 같은 두 개의 힘들을 이용해서 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{r,1} &= \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{r,1}} \vec{a}_{r,1} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{s,1}} \vec{a}_{s,1} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{r,2}} \vec{a}_{r,2} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{s,2}} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{rr,11} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{rs,11} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{rr,12} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{rs,12} \vec{a}_{s,2} \end{aligned} \quad (8)$$

그리고,

$$\begin{aligned} \vec{F}_{r,2} &= \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{r,1}} \vec{a}_{r,1} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{s,1}} \vec{a}_{s,1} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{r,2}} \vec{a}_{r,2} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{s,2}} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{rr,21} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{rs,21} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{rr,22} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{rs,22} \vec{a}_{s,2} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 소침자 1과 2는 상이한 방진 장치 1,2를 나타낸다. Fig.2 에서와 같이 n 개의 방진 장치로 이루어진 방진 시스템에 대해 n 개의 방진 장치를 통해 전달되는 진동 동력은 힘 벡터의 계산에 의해 얻어진다.

$$\{\vec{F}\}_r = [\vec{M}]_{rs} \{\vec{a}\}_s + [\vec{M}]_{rr} \{\vec{a}\}_r \quad (10)$$

여기서,

$$\{\vec{F}\}_r = \begin{pmatrix} \vec{F}_{r,1} \\ \vdots \\ \vec{F}_{r,n} \end{pmatrix}, \{\vec{a}\}_r = \begin{pmatrix} \vec{a}_{r,1} \\ \vdots \\ \vec{a}_{r,n} \end{pmatrix}, \{\vec{a}\}_s = \begin{pmatrix} \vec{a}_{s,1} \\ \vdots \\ \vec{a}_{s,n} \end{pmatrix}$$

$$[\vec{M}]_{rr} = \begin{bmatrix} \vec{M}_{rr,11} & \dots & \vec{M}_{rr,1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vec{M}_{rr,n1} & \dots & \vec{M}_{rr,nn} \end{bmatrix},$$

$$[\vec{M}]_{rs} = \begin{bmatrix} \vec{M}_{rs,11} & \dots & \vec{M}_{rs,1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vec{M}_{rs,n1} & \dots & \vec{M}_{rs,nn} \end{bmatrix}$$

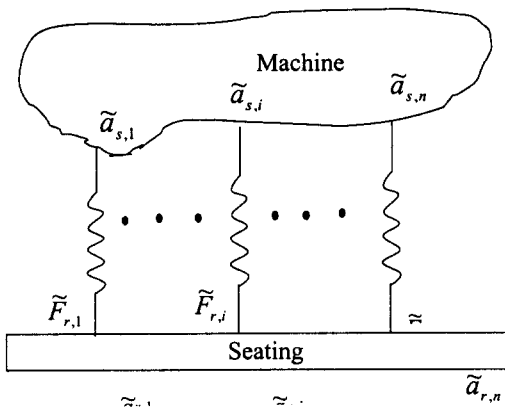


Fig. 2 Geometry for calculation of power flow through multiple isolators

식 (10)에서, $\{\vec{a}\}_r$ 과 $\{\vec{a}\}_s$ 는 기계 장치와 지지 구조에서의 가속도 벡터이고 $[\vec{M}]_{rr}$ 과 $[\vec{M}]_{rs}$ 은 각각 지지 구조의 어패어런트 질량 행렬(apparent mass matrix), 그리고 기계 장치와 지지 구조 사이의 어패어런트 질량 행렬이다. 그러므로, n 개의 방진 장치로 이루어진 방진 시스템에 대한 평균 진동 동력 P의 단순한 형태는 다음과 같이 계산 될 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\omega} \text{Im} \left\{ \{\vec{a}^*\}_s^T [\vec{M}_{rs}] \{\vec{a}\}_r + \{\vec{a}^*\}_r^T [\vec{M}_{rr}] \{\vec{a}\}_r \right\} \quad (11)$$

그러나, 식(11)은 이 방식이 문제를 야기하는 기계, 예어 본 소음 (air borne noise), 혹은 인접한 기계로부터의 동력 차이를 구별할 수 없음을 수반하며 단지 위에서 언급했듯이, 지지 구조에 대한 전체 동력 입력을 측정함에 대조적으로 지지 구조에 의해 흡수된 전체 동력만을 얻게 한다. 각 개개의 진동 장치로 전달된 진동 동력은 측정될 수 있고, 다른 기계 장치들(sources)에 무관하다. 식 (5)로부터 임의의 진동하는 기계에 대해 질점 어패어런트 질량 (point apparent mass) \vec{M}_{rr} 의 허수 부는 일반적으로 전달 어패어런트 질량 \vec{M}_{rs} 의 허수 부보다 작고, 지지 구조의 가속도 \vec{a}_r 또한 기계 장치의 가속도 \vec{a}_s 보다 작다.⁶⁾ 유사하게, 지지 구조의 어패어런트 질량 행렬 \vec{M}_{rr} 의 허수 부는 기계 장치와 지지 구조 사이의 어패어런트 질량 행렬 \vec{M}_{rs} 의 허수 부 보다 작다. 또한 기계 장치의 i 번째 점과 지지 구조의 j 번째 점 사이의 전달 어패어런트 질량 $\vec{M}_{rs, i \neq j}$ 의 허수부와 어패어런트 질량 행렬 \vec{M}_{rs} 의 원소는 선형 방진 시스템에 대한

전달 어패어런트 질량 $\vec{M}_{rs, i=j}$ 의 허수 부
 보다 작다. 전달 어패어런트 질량 $\vec{M}_{rs, i \neq j}$
 는 i 번째 방진 장치의 손실 계수와 기계
 장치의 i 번째 점과 j 번째 점 사이의 구조
 손실 계수 (structural loss factor)의 곱을
 의미한다. 일반적으로 기계 구조의 구조 손
 실 계수는, 방진 장치가 고무로 되어 있다
 면 방진 시스템의 구조 손실 계수보다 작
 다. 또한 질점 어패어런트 질량 $\vec{M}_{rs, i=j}$ 는
 i 번째 방진 장치의 손실 계수를 의미한다.
 그러므로 식(11)로부터 첫 번째 항에서의
 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent
 mass) $\vec{M}_{rs, i \neq j}$ 와 두 번째 항에서의 전달
 어패어런트 질량 (transfer apparent mass)
 \vec{M}_{rs} 에 의해 연관된 진동 흐름은 무시할 수
 있다. 따라서 기계 장치로부터 지지 구조까
 지 i 번째 각각의 다중 절연장치를 통하여
 전달되는 진동흐름은 다음과 같이 표현된
 다.

$$P \cong \frac{1}{2\omega} \text{Im} \{ \vec{M}_{sr, ii} \vec{a}_{s, i} \vec{a}_{r, i}^* \} \quad (12)$$

이론적으로 이 방식은 방진 장치의 물성치
 가 알려져야 할 필요가 있고 강성 계수 K_i
 를 가진 방진 장치에 대해
 $\vec{M}_{rs, ii} \cong \frac{K_i}{\omega^2} (1 + j\eta_i)$ 일 때 매우 유용하
 다. n 개의 방진 장치의 전체 동력을 알아
 내기 위해서 식(12)로부터 알 수 있는 각
 방진 장치의 기여도는 합산되어야 할 것이
 다.

3. 차동차 실내소음에 응용

3.1 연구 배경

시험 차량은 2.0 L 4 기통 엔진과 자동 변
 속기를 장착했다. 이 논문의 목적은 저주파
 영역에서 차량의 부우밍 소음의 원인이되는

진동 전달 경로를 찾아 각각의 경로에 대한
 기여도를 결정하여 개선하는데 있다. 연구
 에 따르면 진동전달 경로는 두 가지의 주된
 경로가 있다. 첫 번째는 엔진에서 차체까지
 의 직접 전달 방식이다. 이것은 엔진, 기어
 박스, 배기 마운트를 통한 전달이다. 간접
 전달 역시 매우 중요한데 엔진으로부터 구
 동 축을 통해 가진 된다. 바퀴로부터 서스
 펜션(suspension triangles) 와 충격 흡수기
 (shock absorbers)를 통한 진동 에너지는
 차체로 전달된다. 초기 기본 소음시험에 의
 해, 이 차량은 약 1800 rpm 과 2400 rpm
 에서 차량 뒷좌석에서의 부우밍소음이 발생
 한다. 부우밍 소음의 발생은 노면 혹은 실
 험실 롤링 로드 (rolling road)에서 차량을
 주행할 때 명백히 느낄 수 있다. 주파수는
 엔진 속도의 2차 주파수 성분이었다. 이러
 한 실내 소음의 원인이 되는 진동의 경로를
 파악하기 위해서 진동 동력 흐름을 측정하
 였다.

3.2 진동 동력 흐름의 적용

Fig.3 은 엔진 진동에서 실내소음에 이르
 기까지 주요 진동 전달 전달 경로를 나타내
 며 이들 경로는 18개의 절연 장치를 사용한
 시험 차량이다. 절연 장치를 통한 평균 시
 간 진동 동력 흐름은 식(12) 을 사용해 측
 정했고 복소 동적 강성률은 특별히 방진 장
 치의 강성률을 측정하기 위해 고안된 시험
 기를 통해 측정했다. Fig. 4 는 엔진 후면
 롤 마운트의 복소 강성률의 크기와 위상을
 보여준다. (즉, Fig. 3에서의 절연 장치3) 이
 절연 장치는 120 Hz 까지 공진이 발생하지
 않는다. Fig. 5는 절연 장치 1,2,3,4 을 통한
 진동 동력 흐름을 보여주는데 이들은 엔진
 마운트 전면 롤 마운트와 후면 롤 마운트
 그리고 기어 박스 마운트에 설치되어 있다.
 실선은 양의 진동 동력 흐름 (positive

vibrational power flow)을 나타낸다.

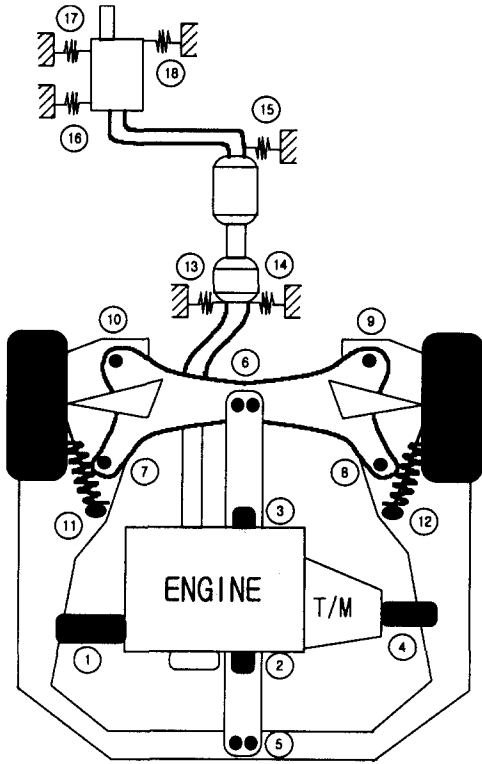


Fig. 3 Layout of the powertrain and suspension of the test vehicle

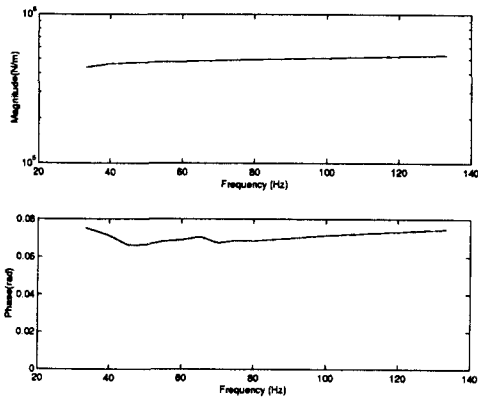


Fig. 4 Measured complex dynamic stiffness of the rear roll mount

이들 4개의 절연 장치를 통한 진동 동력은 나머지 14개의 절연 장치를 통해 흐른 진동 동력보다 현저히 크을 Fig. 6 을 통해 알 수 있다. Fig. 6은 약 1800 rpm 에서 방진 장치를 통한 진동 동력 흐름의 기여도를 설명한다.

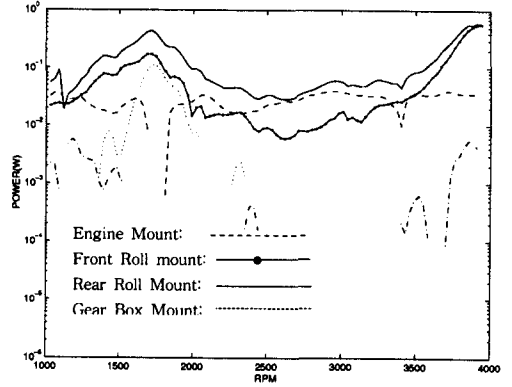


Fig. 5 Measurement of vibrational power flow through each mount;

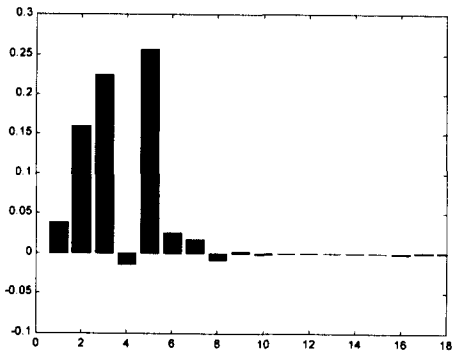


Fig. 6 Comparison between the vibrational power flow through eighteen isolators of the test vehicle

이 결과에 따르면 약 1800 rpm 에서의 부우밍 소음의 중요 영향 인자는 두 개의 엔진 롤 마운

트임을 결론지을 수 있다. 엔진 마운트와 함께 엔진 후면 롤 마운트는 약 2400 rpm 에서도 영향 인자임을 알 수 있다. 기어 박스 마운트는 진동 동력 흐름이 음이기 때문에 진동 동력 흐름 흡수 하는 역할을 한다.

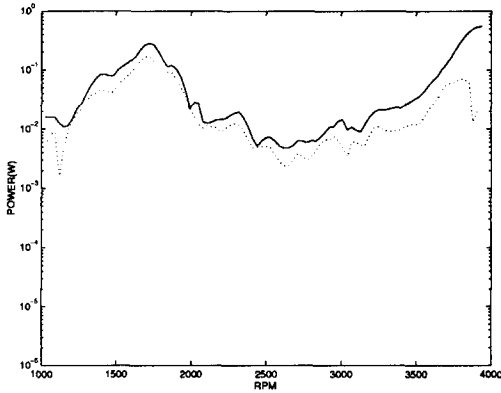


Fig. 7 Comparison between total vibrational power flow through roll two mounts of the engine and that through two bush mounts of the center member

Fig. 6으로부터 절연 장치6의 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)역시 중요한 진동 전달 경로이다. 그러므로, 진동 동력은 두 개의 엔진 롤 마운트로부터 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)로 흐른다고 결론지어진다. 이것은 Fig. 7에서 보듯 방진 장치 2, 3 과 5, 6 을 통한 전체 진동 동력을 비교하면 확연히 알 수 있다. 두 개의 롤 마운트와 전면 부쉬 마운트 (front bush of center member)를 통한 진동 동력 흐름은 공기기인 소음 동력으로 일부 손실되어 약간의 차이를 보일 뿐 거의 동일하다. 그러므로, 약 1800 rpm 에서 내부 부우밍 소음은 적절히 개선되어야 한다. 이 차량에서 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)의 수정에는 약간의 제약이 있다. 따라서 후면 롤 마운트의 복소 동적 강성 계수는 15% 줄여서 이 절연 장치를 통하여 흐르는 진동동력 흐름을 개선한 결과 그림8 에서와

같아 실내 소음 레벨을 5 dBA 까지 줄여준다. 또한, 주관적인 평가 평가에 의해서 누구도 차량 내부에서 부우밍 소음을 느낄 수 없었다.

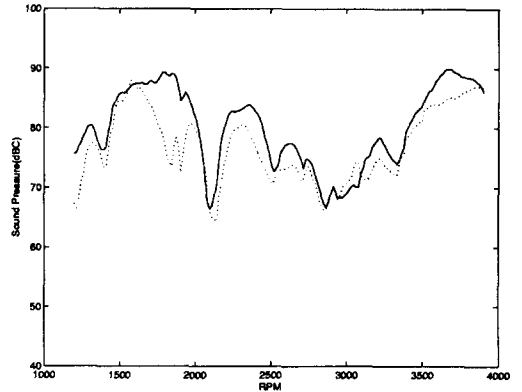


Fig. 8 Illustration of the booming noise reduction by the modification of the rear roll mount of the engine

4. 결론

엔진의 진동에서 유발된 차량 실내 소음의 원인이 되는 구조기인소음 전달 경로 (structure-borne transmission path)의 확인은 실내 소음 감소에 대단히 유용하다. 각 전달 경로를 통한 진동 동력 흐름의 예측은 절연 장치들의 진동 절연의 효율을 평가하는데 유용한 도구가 된다. 이 논문에서, 2.0L 4 기통 엔진과 자동 변속기를 장착한 시험 차량이 사용되었다. 시험 차량의 18개 절연 장치를 통한 진동 동력 흐름이 측정되었다. 시험결과는 엔진으로부터의 진동 동력은 주로 엔진의 후면 롤 마운트를 통해 차체로 전달되었다. 만약 후면 롤 마운트의 동적 탄성계수는 15% 감소시키면 1800 rpm에서 5 dBA 정도의 내부 소음 레벨의 감소를 가져온다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(2000-2-30400-004-3) 지원으로 수행되었음.

참 고 문 헌

- 1) S. K. Lee "Application of the vibraional power flow to a passenger car for reduction of interior noise," Shock and Vibration, Accepted pater, 2000.
- 2) 이상권, 최병욱, 여승동, 차량의 실내 소음저감 및 음질향상을 위한 Power Plant 진동개선에 관한 연구, 한국자동차공학회, 제1권 2호, pp.77-88, 1993.
- 3) P. J. Van der Linden and J. K. Fun, "Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles," SAE 931340, 1993.
- 4) R. J. Pinnington, "Vibrational Power Flow Transmission to a Seating of a Vibration Isolated Motor," Journal of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 3, pp.515-530, 1987.
- 5) H. G. D. Goyder and R. G. White, "Vibrational power Flow From Machines into Builtup Structure, Part I, II, III", Journal of Sound and Vibration, Vol.68. No.1, pp59-75, 1980.
- 6) R. J. Pinnington, "Power Flow Through Machine Isolators to Resonant and Non-Resonant Beams," Journal of Sound and Vibration, Vol.75. No.2, pp179-197, 1981.
- 7) B. Petersson and J. Plunt, "On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part I, II, III," Journal of Sound and Vibration, Vol.82, N0.4, pp.517-540, 1982.
- 8) K. H. Kang and K. J. Kim, "Modal properties of beams and plates on resilient supports with rotational and translational complex stiffness", Journal of Sound and Vibration, Vol. 190, No.2, pp207-220, 1996.