

〈논 문〉

소음 전달 경로 해석 및 주행 모드 해석을 이용한 차량의 실내소음 저감을 통한 음색향상

Improvement of Sound Quality of Vehicle Through Reduction of Interior
Noise Using Noise Transfer Path Analysis and Running Modal Analysis

이상권* · 황우석** · 김중희*** · 우재학*** · 이상희*** · 이학준***

Sang-Kwon Lee, Woo Seok Hwang, Joong-Hee Kim, Jae-Hak Woo,
Sang-Hee Lee and Hak-Joon Lee

(2000년 4월 19일 접수 : 2000년 8월 22일 심사완료)

Key Words : Booming Noise (부밍 소음), Noise Transfer Path Analysis (소음 전달 경로해석), Running Modal Analysis (주행모드해석), Vibro-Acoustic Frequency Response Function (진동음향 주파수전달함수).

ABSTRACT

This paper presents a practical method for reduction of interior noise and improvement of sound quality in compartment of passenger car. The tested vehicle has a booming noise problem at rear passenger seats. In order to identify the transfer path of interior noise, the running modal analysis, the vibro-acoustic frequency transfer response and the noise path analysis are systematically employed. Using these various methods, it has been founded that the rear part of the roof of the test car was a noise source for the booming noise. Through the modification of the roof, the booming noise has been reduced and sound quality inside car also has been improved.

1. 서 론

차량의 성능 향상 및 연비 개선을 위한 경량화 과정에서 발생하는 차체 진동의 증가는 차량 실내소음의 증가와 음질 악화를 유발하여 승객간의 대화를 방해한다. 따라서 차량의 진동 및 소음을 저감하기 위한 연구는 오랫동안 계속되고 있다. 하지만 차량의 실내소음을 악화시키는 원인은 차량을 구성하는 부품의 개수만큼 다양하여 실내 소음의 원인 파악과 개선이 쉽지않다. 그러므로 국내외적으로 차량의 실내 소음을 개선하기 위한 다양한 기법들이 개발되

어 적용되고 있다⁽¹⁻³⁾. 일반적으로 자동차 실내 소음을 원인으로 구분하면 공기기인 소음(*air-born noise*)과 구조기인 소음(*structure-born noise*)으로 나눌 수 있다. 공기기인 소음은 주로 엔진 투과음, 흡배기 소음 등에 기인하며, 엔진 투과음을 방지하기 위하여는 흡차음재의 설계가 중요하고, 흡배기 소음을 저감하기 위하여는 머플러(*muffler*)와 공명기(*resonator*)의 설계가 중요하다. 그러나, 구조기인 소음의 경우 소음의 원인은 매우 다양하여 그 원인을 규명하는 것이 간단하지 않다. Wyckaert 등⁽⁴⁾은 소음 전달경로 해석법(*noise transfer path analysis*)을 이용하여 구조기인 소음을 규명하였고 참고문헌 (5)에서는 이를 엔진 마운트의 개선에 응용하였다. 엔진 마운트는 구조기인 소음의 1차적인 중요한 전달 경로이나, 양산 차량의 엔진 마운트를 개선하는 경우 충격 하쉬니스, 출발시 엔진 거동, 서어징 등의 새로운 부작용이 발생할 가능성이 높다. 그러므로 본

* 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 대구대학교 자동차 산업·기계공학부

*** 정회원, 삼성자동차 중앙연구소

논문에서는 이를 피하기 위하여 실내 소음을 발생시키는 최종 전달 경로인 패널의 진동을 저감하기 위한 연구를 수행하였다. 일반적으로 설계 초기 단계에서는 패널의 진동 개선을 위하여 유한요소법(FEM)이나 경계요소법(BEM)을 이용한다^(6~8). 그러나 고주파 소음을 정확하게 예측하기 위한 해석 모델의 개발은 매우 많은 시간과 노력을 필요로 한다. 따라서 본 논문에서는 실내 소음에 영향을 미치는 패널부의 위치를 탐지하기 위하여 소음 전달경로 해석법과 주행모드 해석법(running modal analysis)을 적용하였다. 민감도 해석 및 구조 변경법을 적용하여 탐지된 패널의 개선안을 제시함으로써 차량의 실내 소음을 저감하여 음질을 개선하였다.

2. 기본 실험

실내소음의 음질을 악화 시키는 원인은 다양하며 실내소음이 가지고 있는 주파수 성분에 따라서 부밍 소음, 우르릉 소음^(2,3) 등 다양하게 표현되고 있다. 일반적으로 엔진의 폭발 주기에 일치하는 주파수 성분으로 구성되어 있는 소음을 부밍(booming) 소음이라 부른다. 부밍 소음은 오랜 기간 동안 연구되어 오고 있지만 직렬 4기통 엔진이 장착된 경우 여전히 발생 빈도가 높다. 본 연구에 사용된 차량도 직렬 4기통 엔진을 탑재한 정통 세단 차량으로 특정 운전 영역에서 부밍 소음이 발생하였다.

Fig. 1은 가속 주행시 차실 내의 소음을 측정된 결과이다. 뒷좌석 승객 위치에서 실내 소음은 Fig. 1의 실선과 같으며 부밍이 발생하는 영역은 약 1800 rpm에서 2400 rpm

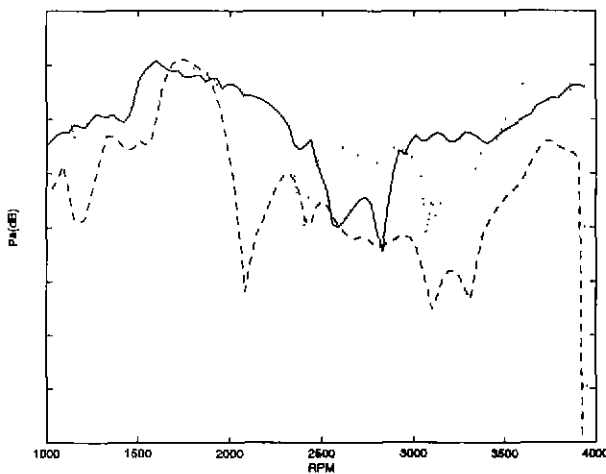


Fig. 1 Comparison of interior noise between measured and estimated (Measured noise level : _____, Estimated noise level : Estimated dominant noise path :)

부근까지 넓게 분포되어 있다. 이 구간은 시내 주행시 많이 사용되는 상용구간으로써 소음이 개선되어야 할 구간이다. 먼저 부밍 소음의 원인을 평가하기 위해서 흡기, 배기 및 타이어와 관련된 기초 실험 등을 다양하게 분석한 결과, 공기기인의 소음이 아님을 알 수 있었고, 구조 기인에 의한 소음임을 확인하였다. 구조기인에 의한 소음을 저감하기 위해서는 기진력인 엔진으로부터 마지막 소음 방출원인 패널의 진동까지 원인분석이 중요하며, 이를 위하여 소음 전달경로 해석법을 적용하였다

3. 소음전달경로 해석

전달 경로 해석법에 대한 이론은 간단하다. 그러나 다양한 종류의 측정 데이터와 단품에 대한 동특성 정보가 필요하므로 실제적인 문제에 적용하는 것이 쉽지않다.

일반적으로 Fig. 2와 같이 부밍 발생 위치인 뒷좌석 승객의 귀 위치에 마이크폰을 설치하여 차량의 실내 소음을 측정한다. 이 경우 실내 소음에 영향을 주는 전달 경로는 차체와 엔진 및 샤프부를 연결하는 지점들이다. 따라서, 실내소음은 다음과 같이 예측되어 질 수 있다⁽⁴⁾.

$$p = \sum_i |p_i|^{1/\phi_i} = \sum_i |f_i|^{1/\phi_i} \left| \frac{p}{f_i} \right|^{1/(\phi_i - \phi_i)} + \sum_i |q_i|^{1/\phi_i} \left| \frac{p}{q_i} \right|^{1/(\phi_i - \phi_i)} \quad (1)$$

여기서 첫째 항은 구조기인 소음이고 둘째 항은 공기기인 소음이다.

구조기인 소음은 각 전달 경로에서 차체로 입력되는 기진력과 이들 기진력의 작용점에서 실내 소음 측정점까지의 진동-음향 전달함수(vibro-acoustic frequency response function)에 의하여 결정된다. 본 연구에 적용된 전달경로의 개수는 Fig. 3과 같이 18곳이며 이들 각각에 대한 3방향

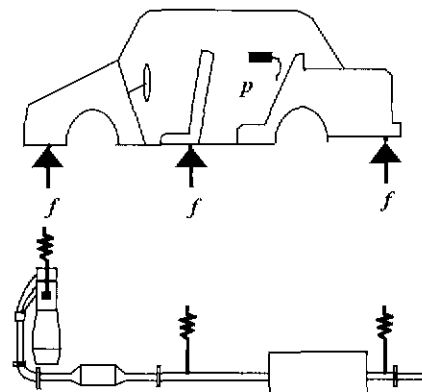


Fig. 2 Excitation point for the noise transfer path analysis

을 고려하여 약 48개의 음향전달 함수 및 동강성 값을 측정했다.

주행 중 전달경로를 통하여 입력되는 힘은 각 전달경로에서 주행 중 측정된 진동 값과 전달경로 상에 있는 마운트의 동강성 값 (dynamic stiffness)에 의해서 결정되며 다음과 같이 구할 수 있다. 이 경우 주행 중 진동 값도 각 전달경로에서 3방향을 고려하여 측정했다.

$$f_i = k_i(x_{i_{source}} - x_{i_{recep}}) \quad (2)$$

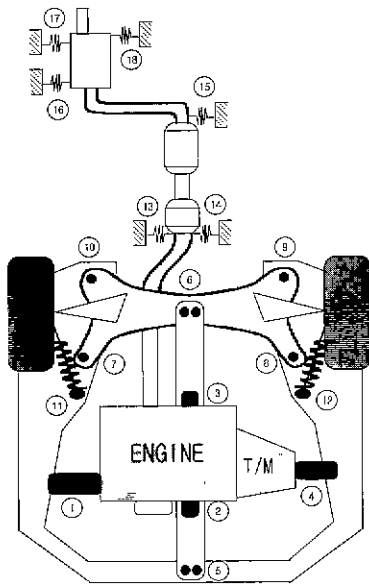


Fig. 3 Diagram of selected joints of test vehicle for the noise transfer path analysis

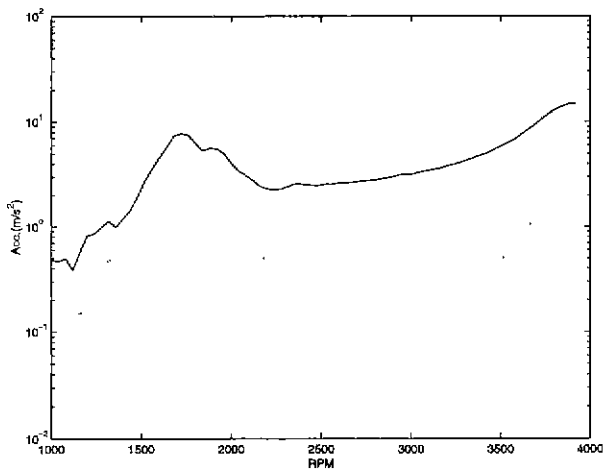


Fig. 4 Acceleration measured on the front radiator support frame joint (source: _____, receive :)

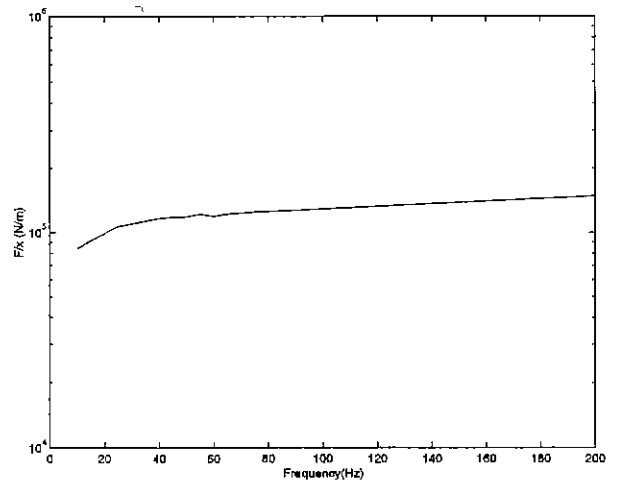


Fig. 5 Measured stiffness of mount rubber of the front radiator support frame joint

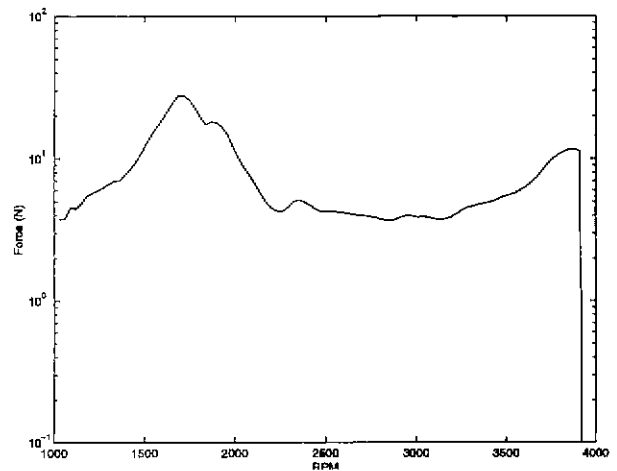


Fig. 6 Force calculated at the front radiator support frame joint

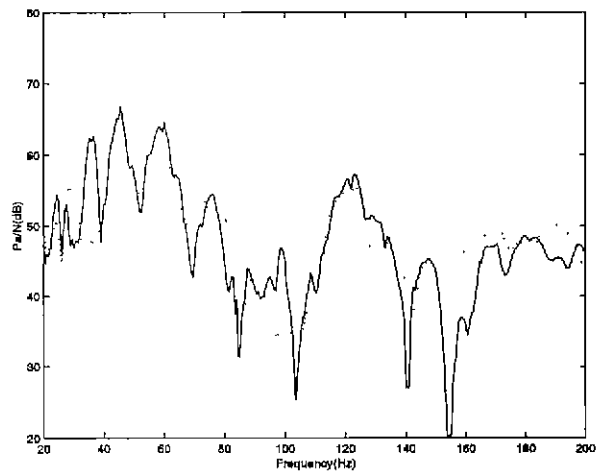


Fig. 7 Comparison of vibro-acoustic frequency response function between base vehicle (_____) and modified vehicle (.....)

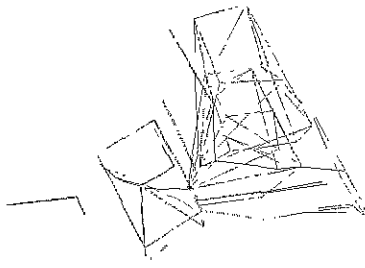


Fig. 8 Running mode shape of power train at 1750 rpm

Fig. 4는 Fig. 3의 전달경로 5번 마운트 전후에서 z-방향으로 측정된 가속도 값이다. 또한 이 전달경로에 있는 절연체의 동강성 값은 Fig. 5와 같다. 따라서 식 (2)를 이용하여 구한 전달경로상의 기진력에 의해서, 실험차량의 차체는 가진 된다. 이 전달경로에서의 기진력을 계산한 결과는 Fig. 6과 같다. 또한 Fig. 7은 이 전달경로에서 진동 음향 전달 함수를 측정된 결과를 보여준다

Fig. 7의 음향-진동 전달함수에서 40 Hz부터 80 Hz까지 구간에 공진 모드가 다수 존재하며, 이들 모드는 기진력에 의하여 가진된다. 특히 Fig. 6에서의 기진력 최대부와 Fig. 7의 전달함수 최대부가 일치하는 1800 rpm 부근에서 중요한 기여를 한다. 식(1)을 이용하여 모든 전달 경로를 통하여 전달된 뒷좌석에서의 소음을 예측한 결과는 Fig. 1의 점선과 같다. 2500 rpm부터 3000 rpm까지 구간에서 구조기인 소음의 예측치가 측정치보다 높은 이유는 구조기인 소음과 공기기인 소음이 위상 차이로 인하여 상쇄되기 때문이라 추정할 수 있다. 그러나, 정확한 원인 파악을 위하여는 더 많은 실험이 필요하다. 본 논문에서 이 영역은 문제의 영역이 아니므로 그 원인에 대하여 본 논문에서는 앞으로 더 이상 언급은 하지 않는다. 1800 rpm에서 가장 기여도가 높은 전달경로를 분석한 결과 Fig. 1에서 굵은 점선으로 표현되며 위치는 Fig. 3에서 전달 경로 5의 z-방향이다. 이 전달경로는 엔진과 T/M을 지지하는 중간 보 (Center Member)의 앞 부분이며, 차체의 앞부분과 결합되는 지점이다. 이 부분에서의 큰 진동은 엔진 및 T/M을 지지하는 중간 보와 중앙 보를 지지하는 마운트 점 5와 6의 고무 강성에 의하여 결정되는 파워트레인 및 중간 보의 강체 모드에 의하여 발생한다. 이로 인하여 파워트레인은 주행 중에 Fig. 8과 같이 복잡한 형상으로 심하게 진동함을 알 수 있다.

이를 근거로 마운트 고무의 물성을 변경하여 차체에 입력되는 기진력과 진동-음향 전달함수의 상호 공진을 피하는 방법은 실내 소음을 개선하기 위한 하나의 방안이다. 그러나, 이러한 방안은 다른 여러 가지 진동 문제를 부수적으로 발생시키므로, 샤시 및 엔진부의 변경은 피하고 차

체를 개선하여 진동-음향 전달함수를 개선하는 방법을 선택하였다.

4. 구조개선

차체를 개선하기 위한 해석적인 방법으로 FEM 및 BEM을 적용하지만, 개발 단계에서 정확한 차체 모델링을 하기 위하여 많은 시간이 소요되고 기진력 및 기타 수많은 단품에 대한 동특성 정보를 정확히 구하기가 힘들기 때문에 완벽한 개선 방법을 제시하기는 어렵다. 따라서 주행 모드 해석을 통해 차량 실내소음에 스피커 역할을 하는 패널 부위를 찾아내는 작업이 필요하다. 주행 모드 해석에 대한 개념은 기준점에서의 진동에 대한 응답점에서의 진동의 시간차이(phase)를 이용한 것으로 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\Phi_i = Y_i \cdot \frac{X^*}{|X|} = B \cdot e^{j\theta_1 - \alpha} \quad (3)$$

여기서

$$X = Ae^{j\theta}$$

$$Y_i = B_i e^{j\theta_i}$$

이다. X는 기준점에서의 진동량이고, Y_i는 차체 i 점에서의 진동량이다. Fig. 9는 주행 모드 해석을 이용하여 구한 1750 rpm에서의 주행 진동 모드를 보여준다.

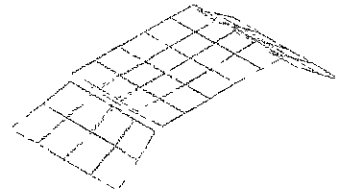


Fig. 9 Running Mode shape for full vehicle around 1750 rpm

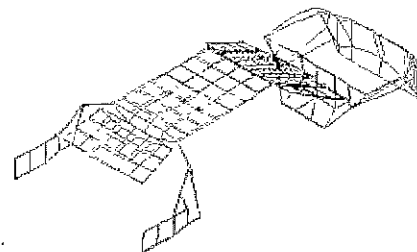


Fig. 10 Mode shape for full vehicle with natural frequency of 60 Hz

이 결과에 의하면 뒤쪽 지붕(rear roof)과 뒷좌석 선반(parcel shelf)의 진동이 부근의 공기를 펌핑하는 역할을 하여 뒷좌석 승객 위치에 부밍을 유발하는 원인이 되고 있음을 알 수 있다. 따라서 뒤쪽 지붕에 대한 개선 방법을 얻기 위해서 실험적 모드 해석 (experimental modal Analysis)을 이용하여 실험 차량의 진동 모드를 구하였다 Fig. 10에 보이는 60 Hz 모드의 경우, 뒤쪽 지붕 부근의 진폭이 상대적으로 크다는 것을 확인할 수 있었다. 이의 개선을 위하여 실험적인 모드 해석 결과로부터 얻어진 동특성을 이용하는 민감도 해석을 통하여 강성 보강 방안을 도출하였다⁹⁾. 민감도 해석 결과를 이용하여 보강될 보에 대한 기본 설계를 시행함으로써 불필요한 질량의 증가나 비효율적인 강성의 보강을 방지하였다. 도출 방안에 따라 강성을 보강하여 진동-음향 전달함수를 측정된 결과, Fig. 7의 점선과 같이 개선되었다.

개선된 차량에 대한 소음과 개선되기 전의 차량에 대하여 4대의 차량에 대한 평균 소음을 구한 결과는 Fig. 11과 같으며 1600 rpm에서 2000 rpm 까지 약 4~5 dB의 소음 저감 효과를 얻을 수 있었다.

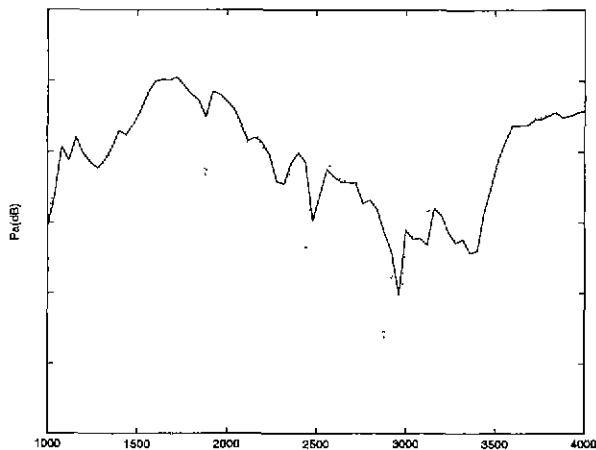


Fig. 11 Interior noise level reduced by modification of vehicle (Base vehicle: ———, Modified vehicle :)

5. 결 론

자동차의 실내음질을 개선하기 위해서 소음 전달경로 해석법, 주행 모드 해석법, 진동-음향 전달함수 분석, 민감

도 해석 등을 체계적으로 사용하는 방법에 대하여 연구하였다. 이러한 체계적인 방법들은 향후 다른 차종에서 발생하는 구조기인 실내소음의 원인을 차량의 개발 단계에서 단기간에 정확히 발견하여 실내소음을 개선하는데 많은 도움이 된다.

후 기

본 연구는 1999년도 인하대학교 교내연구비로 지원 수행되었으며 관계자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, S. K., Yeo, S. D., Kim, B. J. and Rho, I.H., 1994. "Weight Reduction and Noise Refinement of Hyundai 1.5 Liter Powertrain", SAE Transaction, SAE 940995.
- (2) 이상권, 최병욱, 여승동, 1993, "차량의 실내소음저감 및 음질향상을 위한 Power Plant 진동개선에 관한 연구", 한국자동차공학회지, 제 1 권, 2 호, pp. 77~88
- (3) 정승관, 1998, "승용차의 진동소음 평가 및 개선 방법" 한국소음진동공학회지, 제 8 권, 제 1 호, pp. 3~8
- (4) Wyckaert, K and Van der Auweraer, H., 1995, "Operational Analysis, Transfer path Analysis, Modal analysis : Tools to Understand Road Noise Problems in Cars", SAE Paper 951752.
- (5) 지태한, 최윤봉, 1999, "승용차 실내소음의 전달 경로 해석", 한국소음진동학회지, 제 9 권, 제 1호, pp. 97~102
- (6) 김석현, 이장무, 김중희, 1991, "승용차의 차실 음향 및 차체 진동에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, Vol. 15, pp. 824~833
- (7) Ih, J. G. and Kim, B. K., 1997, "Modelling of Airborne Tire Noise Transmission into Car Interior by Using the Vibro-Acoustic Reciprocity and Boundary Element Method", SAE paper 972046
- (8) 이두호, 김태정, 1999, "판넬 기여도 분석에 의한 승용차의 실내소음 저감", 한국소음진동학회지, 제 9 권, 제 4 호, pp. 785~794
- (9) 황우석, 1999, "민감도 해석 및 구조 변경법을 이용한 차실 소음저감", 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 6 호, pp. 1145~1151