

# 실차에 대한 공기기인 소음경로분석법 적용

## Application of Air-Borne Noise Path Analysis to a real vehicle

김윤재\*·정원태\*\*·송문성\*\*\*·강연준†·김홍빈\*\*\*\*

Yoon Jae Kim, Won Tae Jeong, Moon Seong Song, Yeon June Kang, Hong Bin Kim

**Key Words** : Air-Borne Noise(공기기인 소음), Noise Path Analysis(소음경로분석), Indirect method(간접법), Operating force(가진력), Contribution(기여도)

### ABSTRACT

Noise Path Analysis is commonly used method to analysis noise transmission characteristics of a system. To analysis transfer paths of a system, it is necessary to know operating forces at each transfer path. The method to find out operating forces is divided into two methods. The one is a direct method which measures operating forces directly and the other is an indirect method which estimates operating forces mathematically. However, the indirect method is more commonly used because of the difficulty of measurement. This paper is focused on the indirect method and air-borne noise of a vehicle. Noise Path Analysis for Air-Borne Noise is applied to a real vehicle.

### 1. 서론

차 실내에서의 소음은 크게 구조기인 소음과 공기 기인 소음으로 나누어 진다. 구조기인 소음(Structure-Borne Noise)은 차량을 구성하고 있는 사시 부품들의 가진에 의하여 차 실내로 전달되는 소음을 말하고 공기기인 소음(Air-Borne Noise)은 소음이 발생하는 각 부품의 표면들을 통하여 공기 중으로 방사된 소음이 차 실내로 유입된 것을 말한다. 구조기인 소음의 대표적인 예로는 엔진을 지지하고 있는 각 마운트를 주행 중 엔진이 가진하고 이 가진력이 다른 사시 부품들로 전달되어 차 실내에 소음이 발생하는 것을 들 수 있다. 공기기인 소음은 엔진 표면이나 배기 등에서 발생한 소음이 공기 중으로 방사되고 다시 이 소음이 차 실내로 유입된 것을 예로 들 수 있다.

이러한 구조기인 소음과 공기기인 소음을 각 전달 경로별로 정량화 하고 차 실내 소음 저감을 위하여 적절한 제어 방법을 찾기 위해서는 소음경로 분석(Noise Path Analysis)이 필요하다.

각 전달경로에 작용하는 가진력을 정확하게 측정하는 것은 불가능하므로 수학적인 방법을 통하여 간접적으로 가진력을 구할 수 있다. 이러한 힘을 수학적으로 정확히 추정하는 방법은 A.N. Thite, D.J. Thompson<sup>(1),(2)</sup>과 Yi Liu, W. Steve Shepered Jr<sup>(3)</sup> 등 많은 연구자들에 의해서 연구되었다. 본

논문은 공기기인 소음에 대하여 소음경로분석을 실차에 적용하는 방법에 대하여 논하도록 하겠다.

### 2. 전달경로 분석

#### 2.1 역행렬 방법을 이용한 가진력 추정 방법

각 전달경로에 작용하는 가진력을 구하는 방법은 직접 측정을 통한 직접법과 수학적인 방법을 통하여 가진력을 추정하는 간접법이 있다. 직접 측정을 통하여 가진력을 구하기 위해서는 각 전달경로의 입력점에 로드셀과 같은 힘을 측정할 수 있는 장비를 삽입하여 측정을 해야 한다. 그러나 일반적으로 이러한 장비를 삽입하여 가진력을 직접 측정하는 것은 불가능한 경우가 많다. 그리하여 간접적인 방법을 통하여 각 전달경로에 작용하는 힘을 추정하게 된다.

간접적으로 힘을 추정하는 방법은 Dynamic Stiffness Method, Matrix Inversion Method 등이 있다<sup>(4)</sup>. Dynamic Stiffness Method의 경우는 공기기인 소음의 경우는 사용할 수 없으며, Acoustic Free Field Approximation, Sound Intensity Based Identification 방법 등이 사용된다<sup>(4)</sup>. 본 논문에서는 공기기인 소음을 Matrix Inversion Method<sup>(4)</sup>를 적용하였다. Matrix Inversion Method는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다

식 (1)에서 위첨자 oper 는 주행 중 측정된 데이터를 나타내고  $P, Q$ 는 각각 음압과, 음원 강도를 나타내며  $p/q$ 은 스피커와 같은 음원을 이용하여 측정된 주파수 응답함수를 나타낸다.

† 강연준; 서울대학교 기계항공공학부  
E-mail : yeonjune@snu.ac.kr  
Tel : (02) 880-1691, Fax : (02) 880-1691  
... 서울대학교 기계항공공학부  
... (주)NGV

$$\begin{aligned}
 P_1^{oper} &= \frac{p_1}{\dot{q}_1} \dot{Q}_1^{oper} + \frac{p_1}{\dot{q}_2} \dot{Q}_2^{oper} + \dots + \frac{p_1}{\dot{q}_n} \dot{Q}_n^{oper} \\
 P_2^{oper} &= \frac{p_2}{\dot{q}_1} \dot{Q}_1^{oper} + \frac{p_2}{\dot{q}_2} \dot{Q}_2^{oper} + \dots + \frac{p_2}{\dot{q}_n} \dot{Q}_n^{oper} \\
 &\vdots \\
 P_n^{oper} &= \frac{p_n}{\dot{q}_1} \dot{Q}_1^{oper} + \frac{p_n}{\dot{q}_2} \dot{Q}_2^{oper} + \dots + \frac{p_n}{\dot{q}_n} \dot{Q}_n^{oper}
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{Q}_1^{oper} \\ \dot{Q}_2^{oper} \\ \vdots \\ \dot{Q}_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{p_1}{\dot{q}_1} & \frac{p_1}{\dot{q}_2} & \dots & \frac{p_1}{\dot{q}_n} \\ \frac{p_2}{\dot{q}_1} & \frac{p_2}{\dot{q}_2} & \dots & \frac{p_2}{\dot{q}_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{p_n}{\dot{q}_1} & \frac{p_n}{\dot{q}_2} & \dots & \frac{p_n}{\dot{q}_n} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} \tag{2}$$

식 (2)를 Full Matrix Inversion Method 라고 하며, 식 (2) 에서 비대각 항들을 무시한 것을 Driving Point Inversion Method 라고 한다. 식 (2)에서 구해진 각 전달경로에 주행 중 작용하는 가진력에 각 전달경로의 입력점과 응답점 사이의 주파수 응답 함수를 곱하면 각 경로의 기여도를 식 (3)과 같이 계산할 수 있고, 모든 경로의 기여도를 모두 합하면 식 (4)와 같이 공기기인 소음을 추정할 수 있다.

$$Contribution = \dot{Q}_i^{oper} \times \left( \frac{p^{response}}{q^{input}} \right) \tag{3}$$

$$P_{response}^{oper} = \sum_{i=1}^n Contribution\ of\ i-th\ path \tag{4}$$

### 3. 주파수 응답함수의 측정

#### 3.1 스피커의 음원 강도 추정

각 소음원들 사이의 주파수 응답함수 및 소음원들과 응답점까지의 관계를 표현하는 주파수 응답을 측정하기 위해서는 실험에 사용될 스피커의 음원 강도를 알아야 한다. 실험에 사용되는 스피커의 끝단에 음원 강도를 직접 측정할 수 있는 센서가 부착되어 있다면 바로 주파수 응답함수의 측정이 가능하겠지만 일반적으로 Volume Velocity Source 라 불리는 스피커의 끝단에 센서가 부착된 장비의 경우 그 가격이 상당히 높은 편이다. 본 논문에서는 일반적으로 사용되는 범용 스피커를 사용하여 주파수 응답함수를 측정하였다.

우선, 주파수 응답함수를 측정하기 위해서는 음원으로 사용되는 스피커의 음원 강도를 알아야 한다. 스피커의 앞에 직접적으로 음원 강도를 측정할 수 있는 장비가 없으므로 간접적으로 음원 강도를 추정하여야 한다. 본 논문에서는 음원강도를 추정하기 위하여 Fig. 1 과 같이 구조-음향 상반성의 원리를 이용하였다.

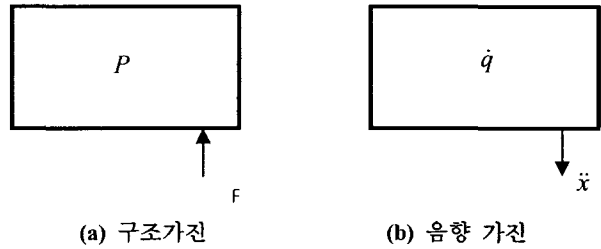


Fig. 1 가진 스피커의 음원 강도 측정을 위한 실험 구성

해당 시스템을 선형 시스템이라 가정하면 위의 상반성의 원리가 성립하여야 하므로 식 (5)에서와 같이 위의 두 경우에서 측정된 주파수 응답함수가 동일하여야 한다.

$$H_{PF} = H_{x\dot{q}} \tag{5}$$

주파수 응답함수 H 의 아래첨자 중 앞의 것은 응답을 나타내고 두 번째 아래첨자는 입력을 의미한다.

음원 강도의 시간 미분이 음원의 바로 앞에서 측정된 음압과 어떤 상수의 곱으로 표현가능하다고 가정하면 음원 강도의 시간 미분을 식 (6)과 같이 나타낼 수 있게 된다. 식 (6 ~ 8)의 소문자 p 는 스피커 바로 앞에서 측정된 음압 신호를 나타낸다.

$$\dot{q} = \ddot{x}_0 \times A_{eq} = p \times c \tag{6}$$

$$\frac{P}{F} = \frac{\ddot{x}}{\dot{q}} \tag{7}$$

$$\frac{P}{F} = \frac{\ddot{x}}{p} \times \frac{1}{c} \tag{8}$$

결과적으로 스피커를 일정한 voltage 를 가하여 재생하고 해당 voltage 에 대한 보정 계수 c 를 알고 있다면 스피커 바로 앞에서 측정된 음압으로 실험에 사용된 스피커의 음원 강도의 시간 미분을 구할 수 있으므로 효과적으로 주파수 응답함수를 측정할 수 있게 된다.

실험 대상 차량의 트렁크에 Fig. 2 와 같이 스피커와 트렁크 외면에 가속도계를 설치한 후 구조 가진과 음향가진에 대하여 주파수 응답함수를 측정하였다. 측정된 주파수 응답함수는 Fig. 3 과 같

다.

보정계수는 측정된 두 주파수 응답함수 간의 비를 각 주파수에 따라서 구한 후 이 값들의 평균을 구하여 산정하였다. 보정계수를 적용하여 음향 가진과 가속도 응답간의 주파수 응답함수를 보정한 결과는 Fig. 4 와 같다.

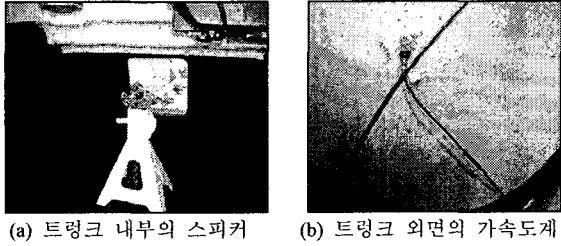


Fig. 2 보정계수 추정을 위한 시험 구성

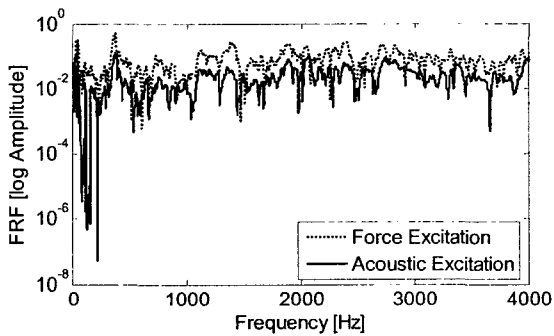


Fig. 3 주파수 응답함수의 비교

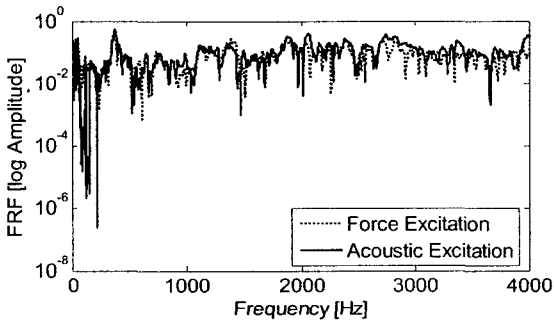


Fig. 4 보정계수를 적용한 후의 주파수 응답함수

### 3.2 각 소음원 간의 주파수 응답함수 측정

우선 공기기인 소음의 원인으로 Fig. 5 와 같이 엔진의 각 면에 1 개씩 6 지점, 흡기부에 1 지점, 타이어 앞과 뒤 각 1 지점, 배기에 1 지점을 선정하였고 마지막으로 최종 응답점을 운전자 귀 오른 쪽으로 선정하였다. 앞의 3.1 절에서 설명한 바와 같이 스피커 재생 시 입력 voltage 는 모든 주파수 응답함수 측정 시 항상 일정하게 유지시켜야 한다.

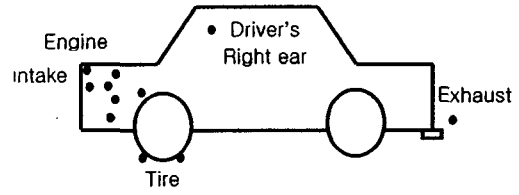


Fig. 5 실차 시험 구성

### 3.3 주행 시험

앞의 2.1 절에서 설명한 Matrix Inversion Method 를 통하여 주행상태에서의 음원의 강도를 추정하기 위하여 주행시험을 해야 한다. 주행은 반무향실에 설치된 샤시 다이내모에서 2 단 급가속 조건에서 수행하였다. 총 주행 시간은 15 초였고, 2000 ~ 6000 rpm 까지 가속하였다.

주행 시 마이크로폰은 주파수 응답함수를 측정할 경우와 같은 곳에 위치시키고 주행 시 차체의 진동에 의해서 마이크로폰이 떨리지 않도록 주의해야 한다.

## 4. 공기 기인 소음 전달경로 분석 결과

### 4.1 시험 결과 및 분석

샤시 다이내모에서 3.3 절에서 설명한 바와 같은 조건에서 주행 실험을 한 후 Full Matrix Inversion 방식을 통하여 소음 전달경로 분석을 수행하였다. 아래 Fig. 6~7 의 실선으로 표시된 그래프는 실제 차 실내에서 주행 시 측정된 음압을 나타내고 점선으로 표시된 그래프는 소음경로분석을 통하여 예측된 공기기인 소음이다.

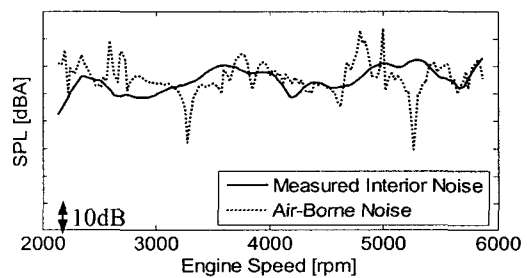


Fig. 6 주행 시험 및 예측 결과 (4<sup>th</sup> order)

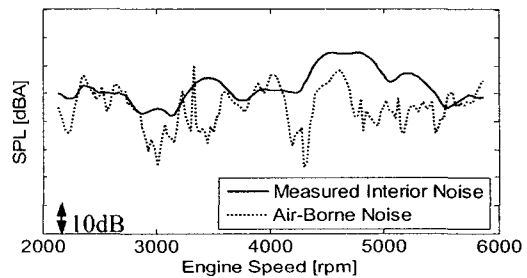


Fig. 7 주행 시험 및 예측 결과 (6<sup>th</sup> order)

이미 예상할 수 있는 바와 같이 차 실내의 응답점에서 측정된 음압과 공기 기인 소음 전달경로 분석을 통하여 예측된 음압이 동일할 수는 없다. 그 이유는 차 실내 소음의 경우 구조 기인 소음 또한 포함되어 있기 때문이다.

각 소음원 별로 기여도를 파악하기 위하여 엔진 주위에 설치된 측정점들의 기여도를 모두 합하여 엔진부 전체의 차 실내 소음의 기여도로 나타내고 마찬가지로 배기나 흡기, 타이어 주위에 설정한 전달 경로를 합하여 기여도 분석을 수행하여 Fig. 8 에서와 같이 차 실내 4<sup>th</sup> order 소음 성분에 대한 각 소음원 그룹별로 기여도를 도시하였다.

Fig.8 에서 4<sup>th</sup> order성분의 차 실내 소음은 엔진 소음과 흡기소음이 주된 부분을 차지함을 확인할 수 있었다.

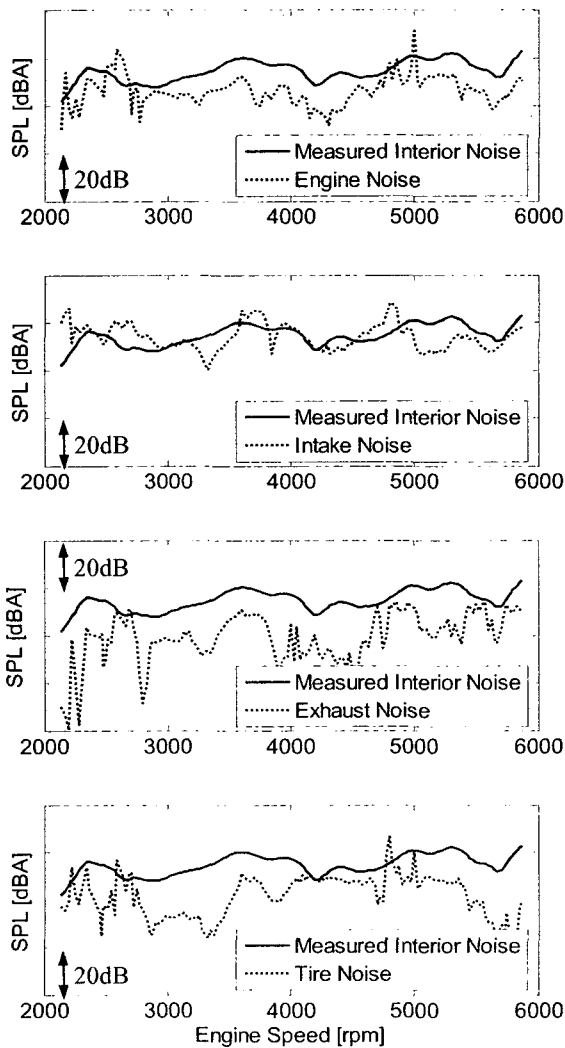


Fig. 8 각 소음원 별 기여도 분석 (4<sup>th</sup> order)

위의 Fig. 8 과 같이 기여도 분석을 통하여 소음원별로 어느 소음원이 최종 응답에 대하여 기여도가 높은 가를 파악할 수 있을 뿐만 아니라, 최종 응답을 제어하기 위하여 어느 전달경로를 수정 또는 보완 해야 하는 가를 파악할 수 있다.

예를 들면 Fig. 8 에 도시한 4<sup>th</sup> order의 4000 ~ 4500 rpm의 소음을 저감하고자 한다면 이 부근에 기여도가 높은 타이어와 흡기에 설계 변경을 하여야 한다. 만약 소음원을 제어하고자 하면 타이어나 흡기를 다른 부품으로 교체를 하는 것이 될 것이고, 전달 경로를 차단하고자 한다면 타이어와 흡기를 다른 부품으로 교체, 차량 도어의 전달 손실을 증가 또는 후드 쪽에 흡음률이 더 높은 재료로의 보강 등이 소음제어의 방법이 될 것이다<sup>(5)</sup>.

### 5. 결론

공기 기인 소음경로분석을 실차에 적용하기 위하여 엔진, 흡기, 배기 및 타이어부를 주요 소음원으로 선정하고, 공기기인 소음에 대한 소음경로 분석을 실차에 적용하기 위하여 각 소음원과 차 실내 응답점까지의 주파수 응답함수를 측정하였다.

측정된 주파수 응답함수와 주행 중 각 경로의 입력점에서 측정된 신호를 이용하여 각 경로별 차 실내 소음에 대한 기여도 분석을 수행하였으며, 이를 토대로 차 실내 소음의 공기기인 소음 정도를 파악할 수 있었다.

본 연구를 통하여 소음경로분석이 실차에 적용될 수 있는 가능성을 확인하였으며 차 실내 소음을 제어하기 위한 방법을 선정하는데 사용될 수 있음을 확인하였다.

### 참고문헌

- (1) A.N. Thite, D.J. Thompson, 2003, "The quantification of structure borne transmission paths by inverse methods. Part 1: Improved singular value rejection methods", Journal of Sound and Vibration, vol(264), pp 411~431.
- (2) A.N. Thite, D.J. Thompson, 2003, "The quantification of structure borne transmission paths by inverse methods. Part 2: Use of regulation techniques", Journal of Sound and Vibration, vol(264), pp 433~451.
- (3) Yi Liu, W.Steve Shepard Jr, 2005, "Dynamic force identification on enhanced least squares and total least squares schemes in the frequency domain", Journal of Sound and Vibration, vol(282), pp 37~60.
- (4) "Transfer Path Analysis : The Qualification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths", LMS international Application note.
- (5) Matthew Harrison, 2004, vehicle refinement : controlling noise and vibration in road vehicles, Elsevier.