

구조-음향 상반성 원리를 이용한 공기기인 소음원의 강도 추정 및 소음 합성

The Use of Vibro-acoustical Reciprocity to Estimate Source Strength and Airborne Noise Synthesis

김 윤 재* · 변 재 환* · 강 연 준† · 홍 진 철** · 권 오 준** · 강 구 태**
Yoon Jae Kim, Jae Hwan Byun, Yeon June Kang, Jin Chul Hong, O Jun Kwon
and Koo Tae Kang

(2008년 9월 22일 접수 ; 2008년 12월 11일 심사완료)

Key Words : Vibro-acoustical Reciprocity(구조-음향 상반성 원리), Airborne Noise(공기기인 소음), Volume Velocity (체적속도), Transfer Path Analysis(전달 경로 분석), Calibration Source(보정 음원), Calibration Factor(보정 계수)

ABSTRACT

In this paper, an alternative method was introduced to conduct a transfer path analysis for airborne noise. The method used the transfer function matrix composed of acoustic transfer functions that are referenced by the input voltage of a calibration source. A calibration factor which is converting a virtual voltage to source strength was deduced by vibro-acoustical reciprocity theorem. The calibration factor is then multiplied to the virtual input voltage to estimate the operational source strength. Three loudspeakers were used to noise sources of acrylic half car model. The method was applied to airborne noise transfer path analysis of the half car. The estimated source strength by transfer path analysis was compared the deduced source strength by vibro-acoustical reciprocity to verify the method.

1. 서 론

차량과 같이 복잡한 시스템의 경우 다양한 경로를 통하여 차 실내 또는 외부로 소음이 전달된다. 전달경로 분석법은 이와 같이 다양한 소음 발생 메커니즘이 존재하는 시스템에 대하여 각 경로의 응답점에 대한 기여도를 분석하는 기법으로 최근 크게 부각되고 있는 기술이다.

차량에서의 소음은 크게 구조기인 소음과 공기기

인 소음으로 나눌 수 있다. 구조기인 소음의 경우 구동 중 가진력 추정 방법에 따라 동강성법, 역행렬법 등의 방법이 있다⁽¹⁾. 공기기인 소음 역시 구동 중 소음원의 크기를 구하기 위하여 면분할법, 인텐서티 법, 역행렬법 등의 방법이 사용된다⁽¹⁾. 각 방법을 통해 추정된 소음원 구동 중 가진력의 크기를 이용하여 각 경로의 응답점에 대한 기여도를 추정할 수 있으며, 시스템 구동 중 가진력의 크기를 추정하는 것이 전달 경로 분석법의 핵심이다⁽²⁾. 전달경로 분석법을 통하여 추정된 소음원의 크기는 시스템 변경에 따른 응답 변화를 실험적으로나 해석적으로 예측하기 위한 입력 데이터로 활용될 수 있어 중요한 의미를 가진다. 즉, 변경된 시스템의 전달함수와 이미 구해진 소음원의 크기를 이용하여 변경된 시스템

† 교신저자; 정회원, 서울대학교 차세대자동차연구센터

E-mail : yeonjune@snu.ac.kr

Tel : (02)880-1691, Fax : (02)888-5950

* 정회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 정회원, 현대기아자동차 남양기술연구소

에서 각 경로기여도 변화나 응답점에서의 응답 예측을 위해 활용될 수 있다.

동강성법이나 면분할법 또는 인텐서티법의 경우 시스템 구동 중에 힘 추정을 위해 사용된 센서에서 측정된 신호를 이용하여 복잡한 수학적 기법 없이 가진원의 크기를 추정하는 것이 가능하지만, 역행렬법의 경우 힘 추정을 위해 전달함수를 이용하게 되므로 소음원의 물리적 크기를 산출하기 위해 전달함수 측정 시 사용되는 기준 신호의 물리적 값이 중요하게 된다. 구조기인 소음의 경우 충격 망치 또는 가진기에 부착된 힘 변환기의 신호를 기준 신호로 한 주파수 응답함수를 전달함수로써 이용하게 되므로 구동 시 구조물의 가진력을 추정이 용이하지만, 공기기인 소음의 경우는 가진용 음원 즉, 보정 음원의 음원강도를 추정하기 위하여 음원의 표면에 가속도계를 부착하거나 보정 음원에서 음이 방사되기 직전에 두 개의 위상 보정된 마이크로폰을 설치하고, 두 마이크로폰에서 측정된 음압 신호의 기울기를 이용하여 입자속도를 구하는 등의 간접적인 방법을 이용하게 된다. 그러나 위와 같은 장비를 구비하기 위해서는 많은 경비가 소요되므로 범용으로 쓰이는 데는 한계가 따른다.

단순히 소음의 기여도를 대략적으로 파악하기 위하여 보정음원의 방사면에 근접한 위치의 측정점과 응답점 사이의 음압 전달률을 전달함수로써 이용하는 경우도 있지만 이러한 경우 소음원의 구동 중 체적 속도를 추정할 수 없고, 전달률은 소음원이 위치한 주위환경에 따라 크게 영향을 받는 단점이 있다. 이에 본 논문에서는 구조-음향 상반성 원리에 기초하여 소음원의 음원강도를 대변하는 보정계수를 산출하고, 가상 전압개념을 도입하여 공기 기인 소음의 전달 경로 분석 시 구동 중 소음원의 등가 체적 속도를 추정하는 방법을 제안하였다.

2. 전달 경로 분석법

복잡한 기계적 시스템의 경우 다양한 소음 발생 메커니즘이 존재하게 된다. 복잡하고 다양한 소음원이 존재할 경우 전달경로 분석법은 소음원의 크기를 판단하고 응답점에 대한 각 소음 전달 경로의 기여도를 구분하는데 효과적으로 이용될 수 있다. n 개의 소음원이 존재하고 n 개의 전달 경로가 존재할 경우

각 경로의 기여도를 추정하고 각 기여도를 산술적으로 합해 줌으로써 목표점에서의 가동 중 응답을 예측할 수 있다. 공기기인 소음의 전달경로 모델은 Fig. 1과 같다.

Fig. 1의 Q_n^{oper} 는 n 번째 소음원의 구동 중에 체적 속도를 나타내며 P_n^{oper} 는 n 번째 측정점에서 수집된 구동 중 음압신호이다. 소음원 구동 중 측정된 음압 신호 P_n^{oper} 는 시스템에 존재하는 모든 소음원의 가진에 의해서 발생한 응답이다. 공기기인 소음에 대해서 전달경로 분석법을 적용할 경우 식 (1)과 같이 음향전달함수를 이용하여 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{(1,1)}^a & H_{(1,2)}^a & \cdots & H_{(1,n)}^a \\ H_{(2,1)}^a & H_{(2,2)}^a & \cdots & H_{(2,n)}^a \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{(n,1)}^a & H_{(n,2)}^a & \cdots & H_{(n,n)}^a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1^{oper} \\ Q_2^{oper} \\ \vdots \\ Q_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서, $H_{(i,j)}^a$ 는 j 번째 소음원 위치에서의 음향 가진에 대한 i 번째 측정점에서의 단위응답을 나타내는 음향전달함수를 의미한다. 따라서, 식 (1)의 전달함수 행렬의 역행렬을 식 (2)와 같이 좌·우변에 각각 곱해줌으로써 구동 중 소음원의 체적 속도를 추정할 수 있다. 이와 같은 가진력 추정 방법을 역행렬법이라 한다⁽¹⁾.

$$\begin{bmatrix} Q_1^{oper} \\ Q_2^{oper} \\ \vdots \\ Q_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{(1,1)}^a & H_{(1,2)}^a & \cdots & H_{(1,n)}^a \\ H_{(2,1)}^a & H_{(2,2)}^a & \cdots & H_{(2,n)}^a \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{(n,1)}^a & H_{(n,2)}^a & \cdots & H_{(n,n)}^a \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (2)$$

역행렬법을 이용한 전달 경로 분석에서 역행렬 계산 시 측정된 주파수 응답함수에 포함된 노이즈의 영향을 저감하기 위하여 TSVD(truncated singular

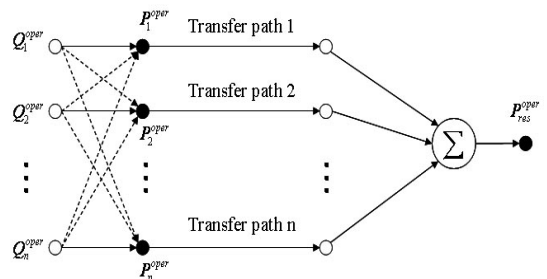


Fig. 1 Noise transfer path models

value decomposition), Moore-Penrose pseudo inverse 또는 Tikonov regularization과 같은 행렬 정규화 방법이 이용되기도 한다⁽³⁻⁵⁾.

식 (2)를 이용하여 추정된 구동 중 체적속도와 기여도 분석을 수행할 응답점과 소음원 사이의 음향 전달함수의 곱을 통해 경로 기여도를 계산하고 구해진 n 개의 각 경로기여도를 합해줌으로써 식 (3)과 같이 응답점에서의 음압을 예측할 수 있다⁽¹⁾.

$$P_{res}^{oper} = \sum_{i=1}^n [H_{(rec,i)}^a \cdot Q_i^{oper}] \quad (3)$$

여기서, P_{res}^{oper} , $H_{(res,i)}^a$ 는 각각 소음원 구동 중 응답점(res)에서의 음압과 응답점과 i 번째 입력점 사이의 음향전달함수를 나타내며, 중괄호 안의 값은 각 전달경로의 기여도를 나타낸다. 만약, 각 경로 간의 연성이 아주 약할 경우 식 (2)에서 비대각성분을 무시함으로써 보다 손쉽게 목표점에서의 음압을 식 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$P_{res}^{oper} = \sum_{j=1}^n P_j^{oper} \cdot (H_{(j,j)}^a)^{-1} \cdot H_{(rec,j)}^a \quad (4)$$

식 (5)와 같이 중-고주파 대역에서 모달 밀도가 1보다 큰 경우 각 경로의 기여도를 복소수 합으로 구하지 않고 에너지 관점에서 예측하기도 한다⁽⁵⁾.

$$P_{res}^{oper} = \sum_{j=1}^n [P_j^{oper} \cdot (H_{(i,j)}^a)^{-1} \cdot H_{(rec,j)}^a]^2 \quad (5)$$

3. 구조-음향 상반성 원리를 이용한 보정 음원의 체적속도 추정

소음원의 구동 중에 음원이 되는 요소의 음원강도를 추정하기 위해서는 보정 음원의 강도를 정확하게 추정하는 것이 필수적이다. 보정 음원의 강도를 추정하기 위하여 보정 음원을 단극자 음원으로 가정하여 음원이 자유음장에 위치할 경우 임의의 위치에서 발생하는 음압⁽⁷⁾을 나타내는 식 (6)을 이용하여 단극자 음원의 체적속도를 추정할 수 있다.

$$P(r) = \frac{Q\rho_0ca}{4\pi a^2 r[(1-j/ka)]} e^{-jkr} \quad (6)$$

$$Q = \frac{P(r)\rho_0ca}{4\pi a^2 r[(1-j/ka)]} e^{-jkr} \quad (7)$$

여기서, $P(r)$ 은 음원에서 거리 r 만큼 떨어진 거리에서 발생하는 음압이고, k 는 파동수, Q 는 체적속도를 나타낸다. a 는 소스의 직경을 ρ_0c 는 공기의 특성 임피던스를 말한다. 식 (6)을 식 (7)과 같이 음원 강도 Q 에 관하여 정리하면 비교적 저렴하게 시험을 수행할 수 있으나 자유음장에서 실험을 수행하여야 하므로 실험이 번거로운 단점이 있다.

이 논문에서는 보정음원의 보정계수를 산출하기 위하여 상반성의 원리를 이용하였다. 상반성의 원리는 외부의 가진력이 입력되는 입력점에 임의의 응답점 사이의 관계가 입력점과 응답점이 서로 바뀌어도 변하지 않는 것을 말한다. 상반성의 원리는 1873년 Rayleigh 경에 의해서 구조-음향 상반성 원리를 확장 되었며⁽⁸⁾, 최근 공간이 협소하여 충격 망치 시험이 불가능한 경우 구조-음향 상반성 원리를 이용하여 주파수 함수를 추정하는 방법이 발표되기도 하였다⁽⁹⁾.

구조-음향 상반성 원리는 Fig. 3과 같이 외부 가진

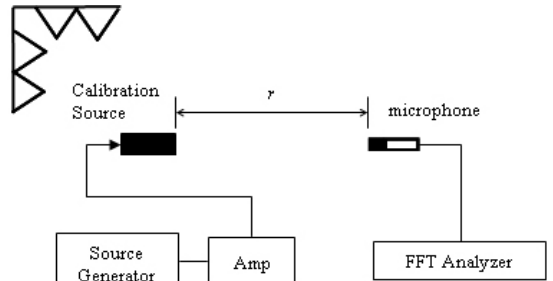


Fig. 2 Source strength estimation in free field

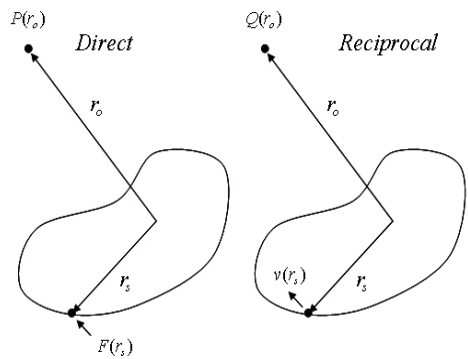


Fig. 3 Vibro-acoustical reciprocity

력이 원점에서 r_s 인 지점에 작용할 경우 음향 공간 상의 한 점 r_0 에 형성되는 음압과 가진력 F 사이의 관계가 r_0 인 지점에 체적속도가 Q 인 음원의 가진에 의해서 발생하는 r_s 위치의 응답의 비와 같다는 것을 의미한다. 즉, 식 (8)와 같이 두 구조-음향 전달함수가 같다는 것을 의미한다.

$$\frac{P(r_0)}{F(r_s)} = \frac{v(r_s)}{Q(r_0)} \quad (8)$$

여기서, v , p 는 각각 음향 가진에 의한 속도 응답과 힘 가진에 의해서 발생한 음압을 나타낸다. 구조-음향 상반성의 원리를 이용하여 음원강도를 추정하기 위하여 식 (8)을 체적속도에 관하여 식 (9)와 같이 정리할 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$Q(r_0) = v(r_s) \cdot \left(\frac{P(r_0)}{F(r_s)} \right)^{-1} \quad (9)$$

그러나, 보정음원으로 일반 라우드 스피커가 사용된 경우 기준 신호로 선정할 물리적 신호가 존재하지 않는다. 이러한 문제를 해결하기 위해 보정음원에 입력되는 전압 신호를 기준신호로 사용하였다. 가진 음원의 작동을 위해 외부에서 가해진 입력 전압신호를 기준으로 식 (10)과 같이 정리하면 모든 값들이 실험을 통해 구할 수 있는 값이 된다.

$$S = \left(\frac{v(r_0)}{V_g(r_s)} \right) \cdot \left(\frac{P(r_0)}{F(r_s)} \right)^{-1} \quad (10)$$

여기서, $V_g(r_s)$ 는 r_s 에 위치한 음원에 가해진 입력 주파수 별 전압 신호를 나타낸다. S 는 주파수 별 입력 전압 신호를 물리적인 값으로 변환해주는 보정계수이며 $[m^3/Vsec]$ 의 단위를 갖는 복소수 값이다. 보정계수 S 는 음원에 전압 신호를 입력해 주었을 경우 음원의 표면에서의 유효표면적, 방사효율과 같은 보정 음원의 특성을 모두 포함한 물리적 값이 된다. 그러므로 보정계수 S 는 보정 음원에 외부에서 가해진 전압에 대해 보정 음원이 음을 방사할 수 있는 민감도를 나타낸다고 볼 수 있다. 따라서 입력 전압과 식 (10)을 통해 유추된 보정계수를 이용하여 보정음원의 체적속도를 추정할 수 있게 된다.

식 (10)에서 정의된 보정계수를 실험적으로 산출

하기 위해서 Fig. 4와 같이 1/2 아르킬 차량 축소 모델 내부에 가진 음원 및 마이크로폰을 동시에 설치하고 상면의 중앙 부분에 가속도계를 설치하였다. 충격 망치를 이용하여 일반적인 주파수 응답함수 추정방법인 H_1 , H_2 의 산술평균 방법인 H_V 방법⁽¹¹⁾을 이용하여 측정하였다. 주파수 역에서 10번의 선형 평균을 취하였다.

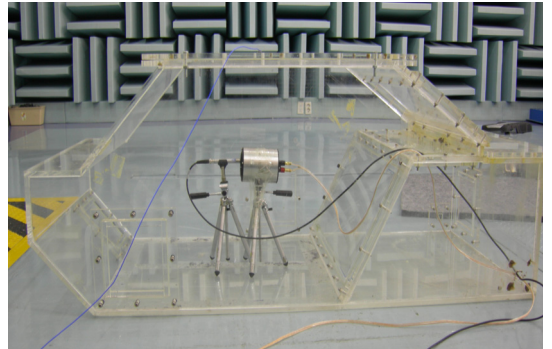


Fig. 4 Experimental setup for source strength estimation

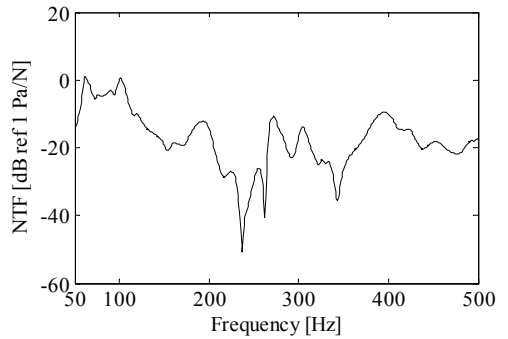


Fig. 5 Measured vibro-acoustic transfer function

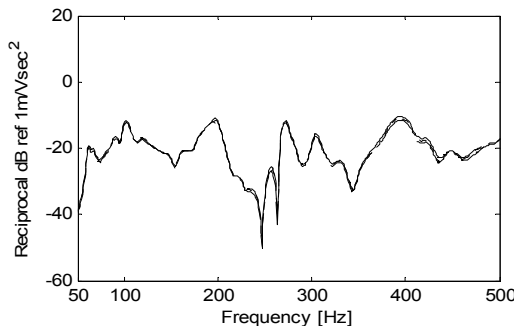


Fig. 6 Measured reciprocal transfer functions : 2.4 V (—); 4.1 V (.....); 7.1 V (---)

상반 전달함수를 측정하기 위하여 sine sweep 신호를 이용하였다. 선형시스템의 경우에 시스템에 가해진 입력량이 증가하면 같은 비율로 그 응답이 증가하므로 이를 이용하여 시스템의 선형성을 판단할 수 있다⁽¹²⁾. 1/2 아크릴 차량 축소 모델의 선형성과 입력 전압의 변화에 따른 보정계수의 변화를 확인하기 위하여 입력 전압이 2.4, 4.1 그리고 7.1 V인 경우에 대해서 구조-음향 전달함수 측정 시와 마찬가지로 H_V 방법을 이용하여 측정하였다.

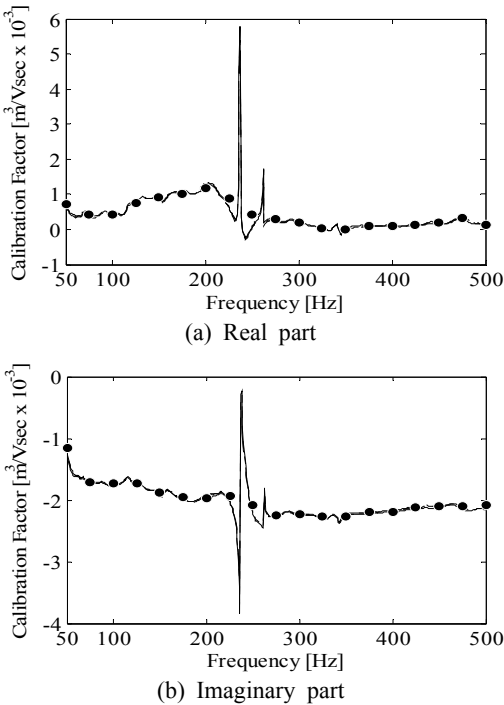


Fig. 7 Estimated calibration factor : 2.4 V(—); 4.1 V(.....); 7.1 V(---)

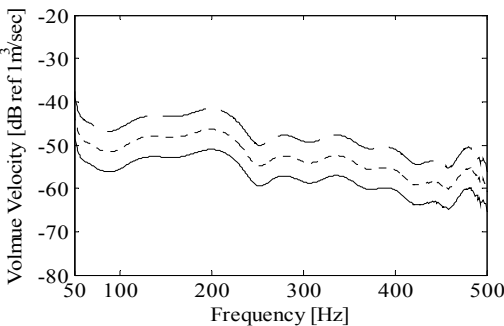


Fig. 8 Estimated source strengths of calibration sources : 2.4 V(—); 4.1 V(.....); 7.1 V(---)

Fig. 6에서 확인할 수 있는 바와 같이 각각 다른 입력 전압에 대하여 입력과 출력의 비가 일정하므로 1/2 아크릴 차량 축소 모델이 선형 시스템이므로 구조-음향 상반성의 원리가 적용 가능하다. 따라서 Fig. 5와 6의 두 전달함수를 이용하여 보정계수를 산출할 수 있을 것이다. 각각의 입력 전압에 대하여 식 (10)을 이용하여 보정 계수를 산출하였으며 추정 결과는 Fig. 7과 같다. 보정 음원으로 사용되는 음원의 체적속도에 대한 보정 계수로 표현된 민감도가 Fig. 7과 같이 입력 전압에 무관하게 일정한 값을 가지므로 보정계수를 이용한 보정 음원의 체적 속도 추정이 가능하다.

Fig. 7에 실선으로 나타난 보정계수의 이상 증가는 두 전달함수 상의 반공진점 근방의 낮은 신호 대 잡음비에 기인한다⁽¹⁰⁾. 구조-음향 상반성 원리를 적용하여 음원의 체적 속도를 추정할 경우 속도 응답점 선정에 따라 체적 속도 추정 결과가 다소 차이가 날 수 있다. 이점을 보정해주기 위하여 측정점을 여러 곳으로 하고 각 추정 결과를 평균하는 방법⁽¹⁰⁾을 취할 수 있으나 이 논문에서는 측정된 두 전달함수의 230~270 Hz 대역에서 Fig. 7에 표시된 •와 같이 다항함수를 이용하여 커브 피팅된 값을 보정계수로 선정하였다.

만약, 보정음원의 입력 전압에 대한 체적 속도가 주파수에 따라 일정하다면 보정 계수 또한 일정한 값을 가지게 될 것이다. 그러나 일반적으로 보정음원의 방사 특성이 주파수 별로 일정한 대역이 한정적이므로 Fig. 7과 같이 주파수에 따라 보정계수의 값이 다른 값을 보이게 된다. 그러나 보정 음원 자체가 선형시스템이라면 Fig. 8과 같이 입력 전압이 증가함에 따라 체적속도 또한 선형적으로 증가하게 된다.

4. 가상 전압을 통한 구동 중 소음원의 크기 예측

보정 음원의 강도를 추정하는 것이 때론 아주 번거로운 일이므로 각 경로의 연성을 무시하고, 공기 기인 소음의 전달 경로 분석 시에 사용되는 음향 전달함수를 측정하기 위하여 단순히 보정 음원에서 아주 가까운 위치에 설치한 마이크로폰에서 측정된 음압과 응답점에 위치한 마이크로폰에서 측정된 음압

전달률(pressure transmissibility)을 이용하여 전달함수를 표현하기도 한다. 그러나 이러한 방법을 사용할 경우 실제 음원의 연성이 강할 경우 측정점에 위치한 마이크로폰에 측정된 신호가 모든 음원의 영향을 강하게 받을 수 있으므로 목표점의 음압 및 각 경로의 기여도를 분석함에 있어서 부정확한 결과를 낳을 수 있다⁽¹³⁾.

이 논문에서는 모든 음원들의 누화(crosstalk) 현상을 고려하기 위하여 식 (2)로 표현되는 역행렬법을 이용하였다. 음향 전달함수를 측정하기 위하여 보정 음원에 입력되는 전압신호를 기준 신호로 설정하고 식 (2)의 전달함수 행렬을 구성하였다. 이를 식 (2)에 적용하면 구동 중 체적가속도를 나타내는 벡터항이 식 (11)과 같이 가동 중 가상 전압으로 표현 가능하다. 음원의 구동 중 체적 속도는 앞 절에서 정의된 보정계수와 식 (11)을 통해 구해진 가상 전압의 곱을 통해 추정할 수 있다.

산출된 가상 전압신호를 다시 음원과 응답점 사이의 전달함수를 곱하고 각 경로의 기여도를 추정하고 각 경로 기여도의 선형 합을 통하여 응답점에서의 음압을 식 (13)과 같이 추정할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} V_1^{oper} \\ V_2^{oper} \\ \vdots \\ V_m^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{(1,1)}^v & H_{(1,2)}^v & \cdots & H_{(1,n)}^v \\ H_{(2,1)}^v & H_{(2,2)}^v & \cdots & H_{(2,n)}^v \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{(n,1)}^v & H_{(n,2)}^v & \cdots & H_{(n,n)}^v \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$Q_j^{oper} = S \cdot V_j^{oper} \quad (12)$$

$$P_{res}^{oper} = \sum_{j=1}^m [H_{(res,i)}^v \cdot Q_j^{oper}] \quad (13)$$

식 (11~13)에서 $H_{(i,j)}^v$, V_j^{oper} 는 각각 입력점 j 와 응답점 i 사이의 전달함수를 기준으로 한 전달함수와 이를 토대로 추정된 j 번째 입력점에 위치한 소음원의 가상 전압을 나타낸다. 여기서, 가상 전압은 실제 소음원 구동 시 소음원의 소음 특성을 모사하기 위하여 전달함수 $H_{(i,j)}^v$ 의 측정 시 사용된 보정 음원을 소음원 대신 위치시켰을 때 실제 소음원과 같은 소음 특성을 보이도록 보정 음원에 인가해주어야 할 전압을 나타낸다.

제안된 소음원의 체적속도 추정 방법을 검증하기 위하여 1/2 아르킬 차량을 이용하여 모의실험을 구성하였다. 아르킬 차량의 전면 즉, Fig. 9 왼쪽 상단부터 등간격으로 소음원의 위치를 선정 한 후 소음원으로 사용된 라우드 스피커 중 하나를 보정음원으로 채택하여 각 소음원의 위치와 아르킬 차량 내부에 선정된 응답점 사이의 전달함수를 전압신호를 기준 신호로 한 전달함수를 측정 한 뒤, 식 (11)로 표현된 행렬식을 구성하였다. 소음원의 구동 상태 실험은 앞에서 선정된 소음원의 위치에 각각 다른 라우드 스피커를 설치하고 신호발생기를 이용하여 동시에 입력 신호를 주어 신호를 재생하였다.

구동 상태의 음원간 상호관련성을 보장하기 위해 동일한 신호발생기를 병렬 연결한 후 각각 신호증폭기를 통해 전압신호를 라우드 스피커에 각각 4.28 V, 1.50 V 그리고 2.38 V를 인가하였다. 해당 실험 통해 추정된 가상전압은 Fig. 10과 같다.

식 (11)을 통해 추정된 가상 전압과 식 (10)을 통해 구해진 보정계수를 이용하여 소음원 구동 중의

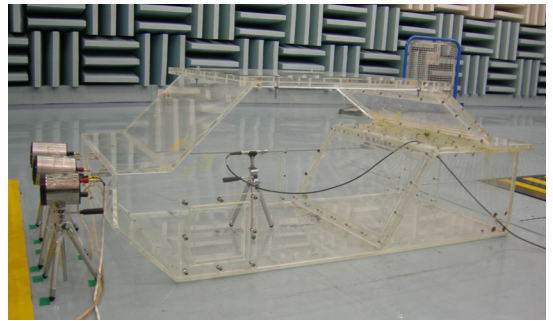


Fig. 9 Experimental setup

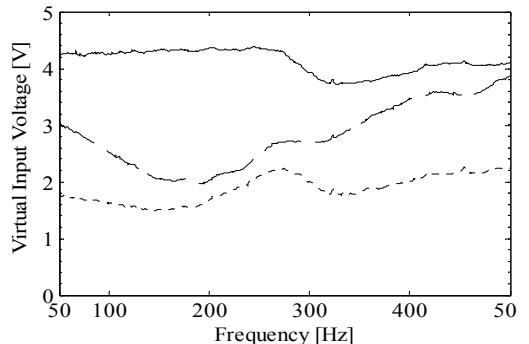


Fig. 10 Estimation results: virtual voltage 1(—): virtual voltage 2(.....); virtual voltage 3(---)

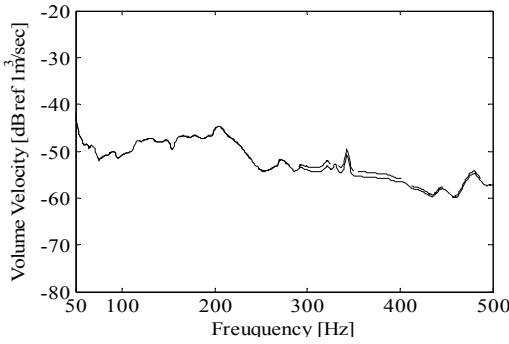


Fig. 11 Source strength of first calibration source : input voltage(—); virtual voltage(---)

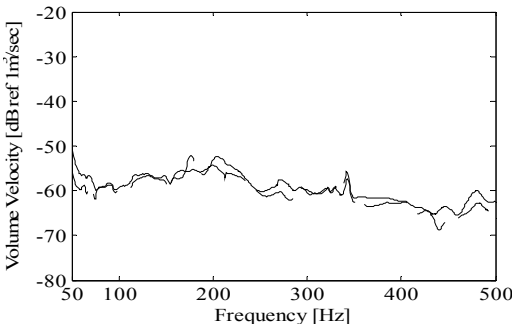


Fig. 12 Source strength of second calibration source : input voltage(—); virtual voltage(---)

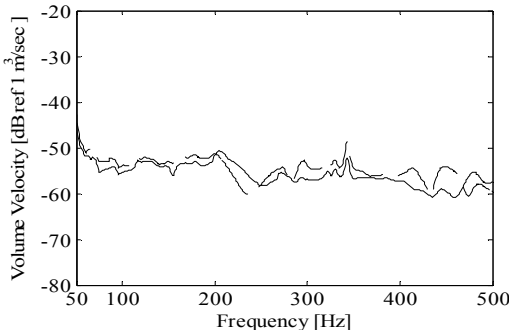


Fig. 13 Source strength of third calibration source : input voltage(—); virtual voltage(---)

가상 전압을 이용한 체적속도 결과가 실제 인가 전압을 통해 얻어진 체적속도와 최대 5 dB의 오차를 보였으며, 소음원 1에 비하여 소음원 2, 3의 정확도가 떨어지는 경향을 보였다. 그 이유는 역행렬법을 이용하여 소음원의 크기를 추정할 경우 전달함수행렬을 구성하고 있는 각 전달함수에 포함된 노이즈에 의해서 그 정확도가 크게 영향을 받게 되고^(3,4), 소음

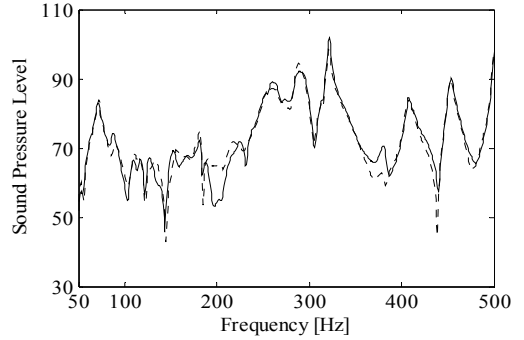


Fig. 14 Response estimation result : measured(—); estimated(---)

원의 크기가 작을수록 소음원의 크기 추정 결과가 부정확해 지기 때문이다⁽⁵⁾. 추가적으로 행렬 정규화 방법⁽³⁻⁵⁾을 이용하면 소음원의 체적속도 추정 결과가 향상 될 것으로 보인다.

식 (13)을 이용하여 차량 모형 내부의 응답점에서의 응답을 Fig. 14와 같이 추정하였다. 200 Hz와 360 Hz부근에서 미소한 오차를 보이기 는 하나 응답의 주요 피크점에서 정확하게 예측이 이루어지고 있어 간접적으로 제안된 방법의 타당성을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

공기기인 소음의 음향전달함수 측정 시 보정 음원의 체적속도를 알 수 없어 소음원 구동 중의 체적속도를 추정할 수 없는 단점을 보완하기 위하여 구조-음향 상반성의 원리를 이용하여 보정 음원의 체적 속도를 대변하는 보정계수를 정의하였다. 보정계수를 이용하여 공기기인 소음에 대한 전달경로 분석 시 구동 중의 소음원의 크기를 추정할 수 있는 방법을 제안함으로써 고가의 장비 없이도 공기기인 소음원의 구동 중 체적 속도를 추정할 수 있는 방법을 제시하였다.

전달 경로 분석 시 이용되는 전달함수행렬을 입력 전압신호를 기준으로 구성하고 가상 전압 개념을 도입하여 1/2 아크릴 차량의 공기기인 소음 전달경로 분석을 통하여 그 타당성을 검증하였다. 제안된 방법을 통하여 추정된 구동 중 체적속도는 시스템 개선을 위한 중요한 입력데이터로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

이 연구는 현대기아협동연구센터(HKCRC) 및 서울대학교 정밀기계연구소의 지원으로 이루어졌습니다.

참 고 문 헌

(1) LMS International, 2000, "Transfer Path Analysis: The Quantification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths," Leuven, Belgium.

(2) Kim, Y. J., Jeong, W. T., Song, M. S., Kang, Y. J. and Kim, H. B., 2006, "Application of Air-borne Noise Path Analysis to a Real Vehicle," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, KSNVE06A-19-06.

(3) Janssens, M. H. A. and Verhij, J. W., 1999, "The Use of an Equivalent Forces Method for the Experimental Quantification of Structural Sound Transmission in Ships. J. Sound Vib., Vol. 226, No. 2, pp. 305~328.

(4) Thite, A. N. and Tompson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Using Inverse Method. Part 1: Improved Singular Value Rejection Methods," J. Sound Vib., Vol. 264, pp. 411~431.

(5) Thite, A. N. and Tompson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Using Inverse Method. Part 2: Use of Regulation Techniques. J. Sound Vib., Vol. 264, pp. 433~451.

(6) Juha, P., 2005, "Examples of Using Transfer Path Analysis(TPA) Together with CAE-Models to Diagnose and Find Solution for NVH Problems Late

in the Vehicle Development Process," SAE, 2005-01-2508.

(7) Kinsler, L., Frey, A. R., Coppen, A. B. and Sanders, J. V., 2000, "Fundamentals of Acoustics Forth Edition," John Wiley & Sons Inc.

(8) Fahy, F. J., 1995, "The Vibro-acoustic Reciprocity Principle and Applications to Noise Control," Acustica, Vol. 8, pp. 544~558.

(9) Ko, K.-H., Kook, H. S. and Heo, S.-J. 2006, "New Technique in the Use of Vibro-acoustical Reciprocity with Application to the Noise Transfer Function Measurement," Int. J. Automotive Technology, Vol. 7, No. 2, pp. 173~177.

(10) Kim, B.-K. and Ih, J.-G., 1993, "In-situ Estimation of an Acoustic Source in an Enclosure and Prediction of Interior Noise by Using the Principle of Vibroacoustic Reciprocity," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 93, No. 5, pp. 2726~2731.

(11) Ewins, D. J., 2000, "Modal Testing Theory, Practice and Application Second Edition," Research Studies Press LTD.

(12) Lee, J. W., Lee, J. M., Kim, S. H. and Park, D. C., 2001, "Noise Estimation of a Passenger Compartment and Trunk Coupled System by Using the Vibro-acoustic Reciprocity," Transactions of the KSAE, Vol. 9, No. 6, pp. 178~185.

(13) Byun, J. H., Kim, Y. J., Kang, Y. J., Knag, K. T., Kwon, O. J. and Hong, J. C., 2008, "The Mathematical Model on Crosstalk Effect of Airborne Noise Source and Verification based on Comparison between Transfer Path Analysis Methods," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 9, pp. 945~951.