

〈논 문〉

전달 함수를 이용한 차실 소음의 부분구조 해석

Frequency Response Function Based Substructural Analysis of Interior Noise

황 우 석* · 이 두 호*

Woo-Seok Hwang and Doo-Ho Lee

(2000년 2월 9일 접수 ; 2000년 4월 27일 심사완료)

Key Words : Substructural Analysis (부분 구조 해석), Frequency Response Function (주파수 응답 함수), Booming Noise (부밍 소음)

ABSTRACT

This paper presents the application of the substructural analysis based on the frequency responses for the prediction of the interior noise in a car. The complex trimmed body with the high modal density is presented by the experimental data. Finite element model presents the powertrain and its subframes with the lower modal density. The substructural analysis based on the frequency responses combines the frequency response functions from the numerical analysis and the experiments. It describes the interior noise successfully. Using this method, we can pick up the most dominant paths for the booming noise and predict the effects of the design changes easily.

1. 서 론

차량의 진동/소음을 저감하기 위하여, 차량 설계의 초기 단계에서 이들을 예측할 수 있는 기법의 개발에 많은 관심이 모이고 있다. 단품 단계에서는 유한요소법과 같은 수치적 방법으로 단품의 진동 수준을 예측하는 것은 용이하다. 그러나, 실차의 진동/소음 현상을 수치적인 방법으로 묘사하는 것은 매우 힘든데, 이는 실차와 같이 복잡한 시스템을 정확하게 모델링하기가 어렵기 때문이다. 최근 들어 유한요소법 등을 이용한 수학적 모델과 실험적으로 구한 모델을 결합한 복합 모델(hybrid model)을 사용하여 보다 정확하고 빠른 해석을 하기 위한 시도들이 행해지고 있다⁽¹⁻⁴⁾. Steyer 등은 동강성을 이용하여 차량의 진동소음 현상을 해석하고, 그 정확도를 개선하기 위하여 특이치 필터의 효과를 살펴보았다^(1,2). Bregant 등은 실험으로 구한 전달 함수만을 이용하여 부분 구조 해석을 하였으며⁽³⁾,

Wyckaert 등은 노면 소음의 해석을 실시하였다⁽⁴⁾. 본 논문에서 사용하는 전달 함수를 이용한 부분 구조 해석도 이러한 시도들 중의 하나이다.

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석에서는 전체 구조물을 목적에 따라 여러 개의 부분 구조로 나누고, 각 부분 구조에서의 전달 함수를 이용하여 전체 구조물의 응답을 예측한다. 각 부분 구조에서의 전달 함수는 실험적으로 혹은 해석적으로 구할 수 있다. 이 방법의 장점은 각 개발 단계에서 사용이 가능한 모델을 선택하여 사용할 수 있다는 점이다. 유한 요소 모델의 경우, 초기 개발 단계의 보-관 (beam-shell) 모델이나 그 이후의 상세 모델 등을 사용할 수 있으며, 시차 단품/차량이 제작된 후에는 실험 모델을 사용할 수 있다. 일반적으로 정확한 유한 요소 모델을 확보하기 위하여 많은 시간과 노력이 필요하므로, 차체 등의 복잡한 부분 구조물은 실험 모델을 사용한다. 반면에 모델링이 간단하고 설계 변경이 요구되는 단품들은 유한 요소 모델을 사용한다. 각 부분 구조물들간의 상호 작용을 묘사할 수 있는 복합 모델을 이용함으로써 시스템의 응답을 부분 구조물 단위에서 묘사할 수 있다.

* 정회원, 대구대학교 자동차·산업·기계공학부

** 정회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

본 논문에서는 전달 함수를 이용한 부분 구조 해석을 증형 승용차의 실내 소음 해석에 적용하였다. 2절에서는 부분 구조물을 결합하여 해석하기 위한 이론적 배경을 제시하였다. 3절에서는 실제로 부밍 소음 해석을 하기 위한 부분 구조 모델링 과정을 보였다. 주요 진동/소음원인 엔진/변속기부(powertrain) 및 이를 지지하는 중앙 부재(center member), 가로 부재(cross member)를 하나의 부분 구조물로 두고, 이를 MSC/NASTRAN을 사용하여 유한 요소 모델로 작성하였다. 응답 부위를 포함하는 승용차의 차체(trimmed body)를 또다른 부분 구조물로 정의하여, 이에 대한 가격 시험(impact test)으로 실험 모델을 구성하였다. MATLAB을 이용하여 부분 구조 해석 프로그램을 작성한 후, 실험 및 해석으로 구한 데이터로부터 차실내 소음을 예측하였다. 4절에서는 전달 함수를 이용한 부밍 소음의 부분 구조 해석 결과를 검토하고, 설계 변경시 응답을 예측하였다. 끝으로 5절에서는 해석 결과를 요약하고 이를 토대로 결론을 정리하였다.

2. 이론적 배경

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석에서는 부분 구조물의 한 점에 작용하는 외력과 다른 부분 구조물의 한 점에서의 응답간의 전체 전달 함수를 예측한다. 전체 전달 함수의 예측은 외력과 연결점에서의 내력간의 관계를 규명하는 단계와 내력에 의하여 응답을 발생시키는 단계로 나눌 수 있다. 본 논문에서는 Wyckaert 등⁽⁴⁾이 현가계와 차체간의 상관 관계 해석을 위하여 제안하였던 정식화 방법을 이용하였으며, 정리하면 다음과 같다.

Fig. 1은 외력을 포함하는 부분 구조 A와 응답부를 포함하는 부분 구조 B의 통합 해석을 위한 구성도이다. 부분 구조 A의 i-점에 외력 $\{F_i^A\}$ 가 가해질 경우, j-점에 발생하는 응답 $\{x_j^A\}$ 은

$$\{x_j^A\} = [H_{jj}^A]\{F_i^A\} \quad (1)$$

이다. 여기서, $[H_{jj}^A]$ 는 부분 구조 A에서 i-점 가진시 j-점의 응답을 나타내는 전달 함수이다. 부분 구조 A와 B의 연결부에서 j-점과 m-점은 강성이 $[K]$ 인 연결 부재로 연결되어 있으며, 부분 구조 A와 B는 국부 동강성을 갖는다. 국부 동강성은 특정점을 가진하여 가진점에서의 응답을 나타내는 점 전달 함수(point frequency response function)의 역수와 같다. 그러므로, j-점에서의 국부 동강성, 연결 부재의 강성과 m-점에서의 국부 동강성이 직렬로 연결된 상태이다. 전체 연결 강성은 강성 역수의 합에 역수를 취한 것과 같으므로

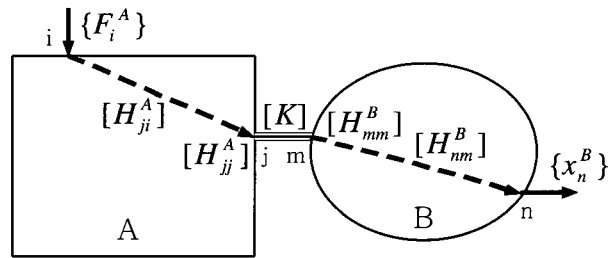


Fig. 1 FRF based substructuring for substructure A and B

$$[K_{total}] = ([H_{jj}^A] + [H_{mm}^B] + [K])^{-1} \quad (2)$$

이다. 여기서, $[H_{jj}^A]$ 와 $[H_{mm}^B]$ 는 각각 부분 구조 A와 B의 연결점에서 점 전달 함수이고, $[K]$ 는 부분 구조 A와 B의 연결점을 잇는 마운트의 강성이다. 식 (2)의 전체 연결 강성에 식 (1)의 j-점에서 응답을 곱하면 부분 구조 B에 발생하는 전달력 $\{F_m^B\}$ 를 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$\{F_m^B\} = [K_{total}]\{x_j^A\} = [K_{total}][H_{jj}^A]\{F_i^A\} \quad (3)$$

식 (3)에서 구한 전달력이 부분 구조 B에서의 기진력으로 작용할 경우, 부분 구조 B에서의 응답 $\{x_n^B\}$ 는 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$\{x_n^B\} = [H_{nm}^B]\{F_m^B\} \quad (4)$$

여기서, $[H_{nm}^B]$ 는 부분 구조 B에서 연결점으로부터 응답간의 전달 함수이다.

식 (3)과 (4)를 결합하면 식 (5)와 같이 부분 구조 A에 작용하는 외력에 의하여 부분 구조 B에서의 응답을 예측할 수 있다.

$$\{x_n^B\} = [H_{nm}^B][K_{total}][H_{jj}^A]\{F_i^A\} \quad (5)$$

3. Booming 해석 모델

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석법을 사용하여 차실내 부밍 소음을 해석하기 위하여 다음과 같은 방법으로 부분 구조 모델을 만들었다.

부분 구조 A는 엔진 기진력을 포함하는 부분 구조물로, 엔진/변속기부 및 이를 지지하는 중앙 부재, 가로 부재로 구성된다. 부분 구조 B는 차실내 소음을 응답으로 하는 차체이다. Fig. 2는 부분 구조 모델의 구성도이다. 부분 구조 A와 B는 1, 4, 5, 7, 8, 9, 10의 일곱 개 연결점에서 고무

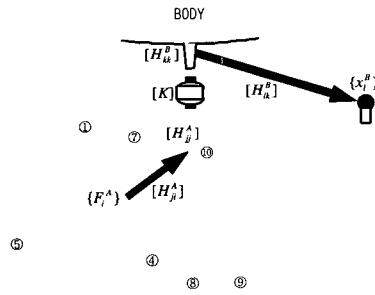


Fig. 2 Model for booming noise analysis

마운트로 연결된다. 각 연결점은 3방향 변위를 가지므로 3개의 자유도를 갖는다. 그러므로 총 연결 자유도는 21이다.

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석을 수행한 순서에 따라 정리하면 다음과 같다.

먼저 부분 구조 A의 전달 함수를 계산한다. 부분 구조 A는 모델링이 간단하고 향후 설계 변경이 용이하므로, MSC/NASTRAN을 사용하여 유한 요소 모델을 만든다. 유한 요소 모델의 정확도를 검증하기 위하여 실제 시스템의 모달 시험 결과와 비교하였다. Table 1은 실험으로부터 구한 진동 모드와 유한 요소 해석으로 구한 진동 모드의 MAC(Modal Assurance Criteria) 값을 보여준다. MAC 값의 대각 성분은 비교적 1에 가깝고, 비대각 성분은 값이 작으므로 모드가 서로 일치하고 모드간의 구분이 명확함을 알 수 있다. 이 모델을 이용하여 부분 구조 A에서 연결 자유도 21개에서의 전달 함수인 $[H_{ij}^A]$ 와 부분 구조 A에서 연결 자유도 21개와 기진점인 파워트레인 무게중심간의 전달 함수 $[H_{ij}^A]$ 를 구한다. 계산은 MSC/NASTRAN의 주파수 응답 해석 기능을 이용하였다.

마찬가지로 부분 구조 B에서의 전달 함수를 구한다. 부분 구조 B는 실험 모델을 이용하므로, 차체의 전달 함수를

실험적으로 구한다. 시험 차량에서 부분 구조 A에 해당하는 부품들을 탈거한 후, 연결점을 각 자유도 방향으로 가격하였다. 이 때, 각 연결점에는 3축 가속도계를, 뒷좌석에는 마이크로폰을 장착하여 전달 함수를 측정하였다. 측정된 전달 함수는 부분 구조 B에서 연결 자유도 21개에서의 전달 함수 $[H_{mm}^B]$ 와 부분 구조 B에서 연결 자유도 21개와 뒷좌석 좌우 소음간의 전달 함수인 $[H_{mm}^B]$ 이다.

다음으로 연결부 고무 마운트의 강성 $[K]$ 를 고무 특성 시험기를 이용하여 실험적으로 측정하였다. 고무 마운트의 강성은 가진 주파수와 가진 변위에 따라 변하므로, 실차 주행시 주파수 변화에 따른 고무 마운트 전후의 상대 변위를 측정하였다. 이를 가진 변위의 기준으로 주파수를 일정 구간에 대하여 증가시키면서 강성을 측정하였다.

이상의 단계를 통하여 식 (5)에 있는 모든 전달 함수와 강성항을 구하였다.

본 논문에서는 엔진 폭발 기진력에 의하여 차실 내에 발생하는 소음을 해석하고자 하므로, 엔진의 작동력을 계산하였다. 엔진 작동력은 크랭크/피스톤 부분에서 발생하는 불균형 수직력과 관성력, 각가속도 및 가스 압력에 의한 토오크가 중요한 성분이다. 본 연구에 사용된 엔진의 데이터를 이용하여 수직력과 토크를 계산하였다⁽⁵⁾.

MATLAB을 이용하여 위의 모든 과정을 반영할 수 있는 부분 구조 해석 프로그램을 작성하여 뒷좌석에서의 소음을 예측하였다.

4. Booming 해석 결과

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석 기법이 차실 내의 부밍 해석을 수행하는데 적합한지를 확인하기 위하여 계산된 소음 레벨과 실차 주행시 측정된 소음 레벨과 비교하였다. 전달 함수를 이용한 부분 구조 해석에서는 각 연결점간의 연성을 효과를 고려하는 경우와 하지 않는 경우가 있다. 각 연결점간의 연성이 큰 경우 이를 반영하는 것이 좋다. 그러나 실험적 오차가 반영된 강성 행렬의 역행렬을 구하는 것은 오차의 증폭을 수반하므로 특이치 분리법(singular value decomposition)을 사용하여야 한다^(1,3). 각 연결점간의 연성이 작을 경우, 이를 무시하는 것이 가능하다. 이 경우 강성 행렬이 대각 행렬이 되므로 간단한 계산으로 역행렬을 구할 수 있다. Fig. 3은 연성을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 대한 실내 소음 계산 결과와 실차 주행시 측정된 소음 레벨을 보여 준다. 전반적으로 부분 구조 해석 결과가 시험 결과보다 크나 전체적인 경향은 매우 유사하다. 비연성 해석의 경우, 1750 rpm과 1950 rpm의 부분 극대값을 잘 묘사한다. 연성 해석의 경우 비연성

Table 1 MAC between the mode from F. E. analysis and modal test

MAC Matrix		Test				
		37.5	54.7	60.0	69.1	76.5
F. E. M.	34.9	0.92	0.01	0.07	0.02	0.00
	55.1	0.01	0.83	0.08	0.02	0.14
	59.9	0.22	0.00	0.89	0.13	0.01
	67.6	0.01	0.14	0.03	0.76	0.01
	78.7	0.00	0.14	0.00	0.01	0.90

해석에 비하여 2000~2500 rpm 구간을 잘 묘사해 주지만, 1750 rpm과 1950 rpm의 부분 극대값은 구분되지 않고 하나의 부분 극대값으로 표현된다. 각 전달 경로를 통하여 발생하는 소음의 계산치를 확인해 보니 연성 해석의 경우에도 1750 rpm과 1950 rpm 부근에서 부분 극대값을 갖지만, 이들을 모두 합한 경우 두 개의 부분 극대값이 합쳐지는 것을 볼 수 있었다. 비연성 해석과의 유일한 차이는 각 연결점간의 전달 함수가 사용되는 것이므로 1750 rpm 부근에서 실험으로 측정된 차체의 전달 함수를 Fig.4에 나타내었다. 각 연결점간의 전달 함수는 각 연결점에서의 점 전달 함수에 비하여 크기가 적지만 위상 정보는 매우 복잡하다. 실제로 각 연결점간의 전달 함수를 측정할 때 가진 점과 응답점을 확보하기가 매우 어렵고 측정 오차를 유발하기 쉬우므로 작은 오차에도 위상은 큰 차이를 보일 수 있다 이러한 위상 오차가 중첩되어 1750 rpm 부근의 부분 극소값이 오히려 부분 극대값으로 나타난 것으로 사료된다.

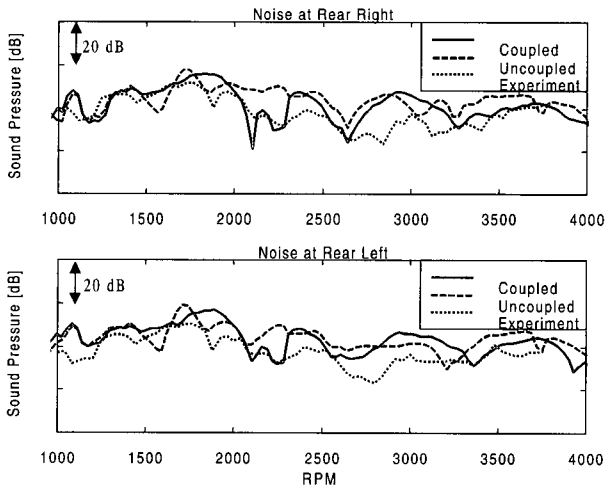


Fig. 3 Comparison of noise level from analysis and experiment

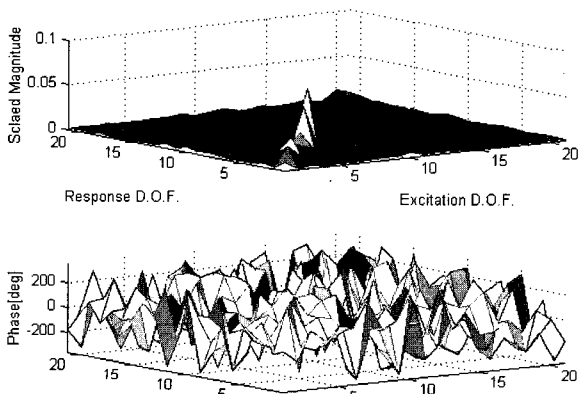


Fig. 4 Magnitude and phase of FRFs between points at trimmed body

그러므로, 각 연결점간의 연성이 큰 경우 이를 반영하는 것이 좋으나, 본 예제와 같이 연성이 작은 경우 위상 계산에서 오히려 오차를 유발할 가능성이 있다.

해석 과정에서 전달 함수를 이용한 부분 구조 해석 기법이 입력 데이터에 대하여 매우 민감함을 알 수 있었다. 예를 들면, 부분 구조 A의 유한 요소 모델을 개발한 후, 실험 결과와 비교하여 엄격하게 조정(correlation)을 해주어야 한다. 부분 구조 A의 형상이나 특성이 간단하기 때문에 실제로 개선할 내용이 많지 않았음에도 불구하고, 조정 전후의 유한 요소 모델을 이용하여 구한 전달 함수들로 실내 소음을 계산한 결과는 Fig. 5에서와 같이 큰 차이를 보인다. 이는 식 (5)에서 역행렬을 구하는 과정이 포함되어 있어 작은 차이가 역행렬 계산 과정에서 증폭될 가능성이 있기 때문이다. 그러므로, 입력 데이터의 높은 민감도는 항상 유의하여 Table 1에서와 같이 유한요소 모델을 충분히 검증한 후 사용하여야 한다.

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석 기법은 연결점의 각 자유도를 통하여 발생하는 응답 성분을 각각 계산하므로, 각 연결점의 자유도가 응답에 기여하는 기여도를 확인할 수 있다. 이는 실험적인 전달 경로 해석(transfer path analysis)과 유사한 정보를 제공한다. Fig. 6은 21개의 전달 경로 중 1750 rpm 부근의 부밍에 대한 기여도가 큰 경로의 기여 정도를 보여 준다. 모든 연결점의 x-방향과 y-방향 경로는 차질 소음의 발생에 기여도가 거의 없으며, z-방향으로는 중앙 부재와 차체를 연결하는 5번 점의 기여도가 크다. 이는 민감도 해석 등을 통하여 알아낸 결과와 일치한다.⁽⁶⁾

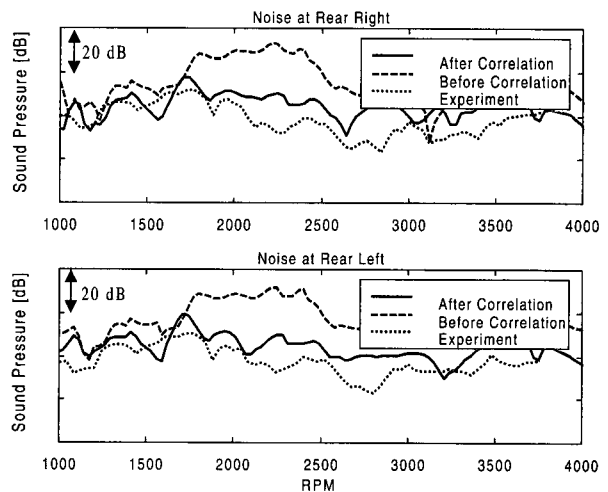


Fig. 5 Noise level before and after correlation of finite element model

기여도가 큰 5번 마운트의 강성을 2배로 증가시킨 경우와 50%로 감소시킨 경우에 대한 차실내 소음 증감을 예측하였다. 이 과정은 MATLAB 프로그램 내에서 마운트 강성을 읽은 후 해당 마운트 강성에 2를 곱하거나 나누는 간단한 작업으로 가능하다. Fig. 7은 그 결과를 보여준다. 강성을 증가시킬 경우 관심 영역인 1750 rpm 구간에서 소음은 크게 감소되었으나, 1500 rpm 영역에서 소음이 과도하게 증가된다. 강성을 감소시킬 경우 2000 rpm 이전에서는 소음은 감소시킬 수 있으나 그 이후에서는 오히려 증가하는 구간도 발생하게 된다. 마운트의 강성을 증가시키면 마운트 전후의 변위차는 감소하지만, 연결 강성의 증대로 인한 전달력의 증가를 초래하므로 이들의 상반된 효과를 반드시 확인하여야 한다. 전달 함수를 이용한 부분 구조 해석 기법은 이와 같이 단품 변경에 따른 시스템 응답을 간

편하게 예측할 수 있으므로, 문제 해결시 시행착오를 줄이고 개발 기간을 단축하는데 크게 기여할 수 있다.

5. 결론

전달 함수를 이용한 부분 구조 해석 기법을 이용하여 차실 내의 부밍 소음 분석에 적용하였다. 그 결과를 요약하면 아래와 같다.

첫째, 계산된 실내 소음은 실차 주행시 측정된 실내 소음을 잘 예측한다. 각 부분 구조의 특성을 고려하여 전달 함수를 측정 또는 계산함으로써 정확하고 신속한 예측이 가능하였다. 하지만, 모델의 조정에 따라 그 결과의 변동이 심하므로, 세심한 모델링과 실험이 요구된다.

둘째, 계산된 실내 소음의 각 성분은 연결점을 통하여 전달되는 소음의 기여도를 보여주므로, 엔진의 기진력이 차실 소음을 발생시키는 주요한 전달 경로 정보를 제공한다. 이를 이용하여 실내 소음 저감을 위한 방안을 제시할 수 있다.

셋째, 유한 요소 모델을 이용한 부분 구조 모델이나 연결점 고무 마운트의 특성은 쉽게 변경이 가능하므로, 설계 변경에 따른 실내 소음을 간편하게 계산할 수 있다. 각각 다른 방법으로 확보한 데이터의 구조나 특징을 파악하면 MATLAB 등을 이용하여 간단히 프로그램화할 수 있으므로, 향후 설계 변경 단계에서 설계 변경 효과를 단시간 내에 효과적으로 예측할 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 1999년도 대구대학교 학술연구비의 지원에 의한 논문이며, 실험에 도움을 준 삼성자동차 중앙연구소 시험개발팀 연구원들에게 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Steyer, G. C. and Lim, T.C., 1993, "Practical Considerations of Vehicle Noise and Vibration Simulation Using an Improved Dynamic Impedance Method," SAE Paper No. 931313.
- (2) Matsui, T., Suzuki, K., Mori, K and Steyer, G.C., 1993, "An Improved Dynamic Impedance Method for Dynamic Analysis of a Vehicle," SAE Paper No.931214.
- (3) Bregant, L., Otte, D. and Sas, P, 1995., "FRF Substructure Synthesis : Evaluation and Validation of Data Reduction Method," Proceedings of the 13rd IMAC,

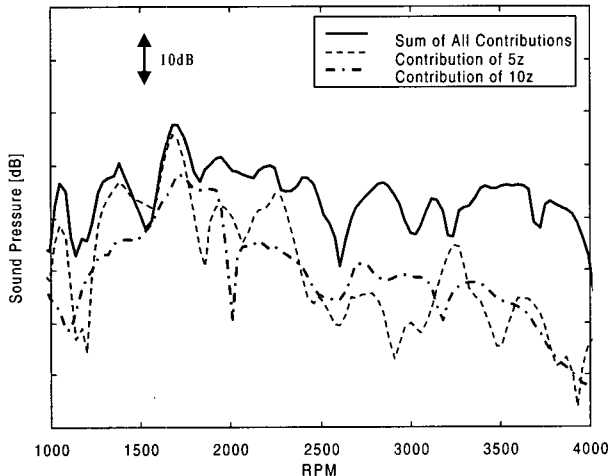


Fig. 6 Contribution of transfer paths

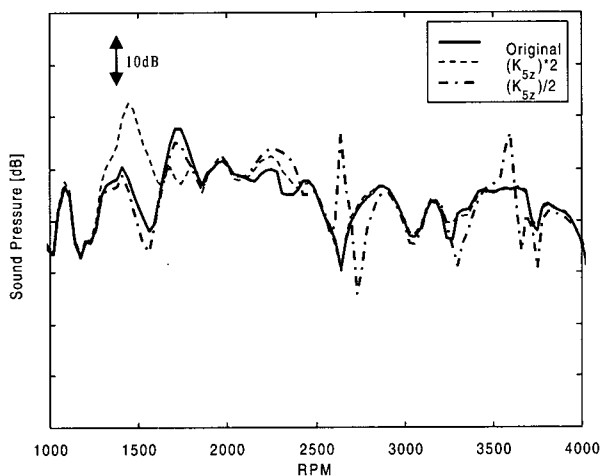


Fig. 7 Noise level prediction with the change of mount stiffness at 9 and 10

Nashville.

(4) Wyckaert, K., Brughmans, M., Zhang, C. and Dupont, R., 1997, "Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimization : Application to Suspension-Car Body Interaction," International Noise and Vibration Conference, Traverse City.

(5) 삼성 자동차, 1997, 엔진 마운트계 해석 및 설계 기술개발.

(6) 황우석, 1999, "민감도 해석 및 구조 변경법을 이용한 차실 소음 저감," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 6 호, pp.1145~1151.