

자동차용 흡·차음재의 성능분석을 위한 통계적 에너지 기법의 적용

An Application of the Statistical Energy Analysis for Absorbing and Soundproofing Materials of Vehicle

이 장 명[†] · 이 준* · 김 대 곤*

Chang-Myung Lee, Jun Lee and Dae-Gon Kim

(2002년 7월 29일 접수 : 2002년 12월 13일 심사완료)

Key Words : Statistical Energy Analysis(SEA:통계적 에너지 해석), Mode Count(모드수), Modal Density(모드밀도), Damping Loss Factor(댐핑 손실 계수), Coupling Loss Factor(연성 손실 계수)

ABSTRACT

Interior parts of a vehicle are getting important to reduce interior noise. Therefore, prior analysis of cabin noise related with interior parts are necessary at first design stage. Recently, Statistical Energy Analysis(SEA) has been suggested as a possible way for high frequency range noise analysis of interior parts. The validity of noise analysis with SEA to interior parts has been proved by comparing with experimental result, and the developed method with SEA has been applied in finding optimized interior parts package.

1. 서 론

자동차 실내 음향 해석을 위하여 현재까지 수치 해석적인 방법으로 유한요소법(FEM)이나 경계요소법(BEM)이 많이 사용되어 왔다. 하지만 두 방법 모두 다 고주파 영역에서의 음향해석을 위하여는 모델링과 계산상에 많은 노력과 비용이 지불되어야 하기 때문에 고주파 해석에서 어려움이 많았다. 또한 복잡하고 다양한 경계조건을 가지고 있는 자동차 실내를 위의 두 방법으로 해석하기 위하여 경계조건에 대한 올바른 정보를 주는 것도 쉬운 문제가 아니었다. 하지만 Lyon⁽¹⁾과 Madanik에 의하여 기초가 세워진 통계적 에너지 기법(statistical energy analysis)은 중·고주파 대역에서의 승용차 실내 소음해석이 기존의 방법보다 용이하다.

본 연구에서는 승용차 실내소음 저감을 위하여 사용되고 있는 자동차용 흡·차음재에 대한 성능 분석을 SEA를 이용하고자 한다. 이를 위하여 승용차 실내·외를 구성하는 두 개의 음향 공간에 대하여 이론적으로 모델링 한 후, 이 두 음향공간에 SEA를 적용하여 해석한다. 또한 실차 실험결과와 SEA해석 결과를 비교함으로써 SEA 해석방법의 효용성을 검증한다. 나아가 다양한 흡·차음 패키지가 부착된 경우의 실내소음을 해석하여 설계 초기에 성능이 우수한 흡·차음재를 선택할 수 있도록 SEA를 적용한다.

2. 본 론

2.1 두 개의 음향공간으로 모델링된 승용차에서의 SEA적용

설계 초기에는 시작차(protocar)가 준비되지 않아 실차 데이터를 구할 수 없으므로 최적의 흡·차음재 조합을 선정하기 위해서는 중·고주파 대역까지 신뢰성이 있는 해석 기법을 사용하여야 한다. 따라서,

[†] 책임저자, 정회원, 울산대학교 공과대학 기계·자동차공학부
E-mail : cmlee@ulsan.ac.kr

Tel : (052) 259-2851, Fax : (052) 259-1681

* 울산대학교 대학원 기계·자동차공학부

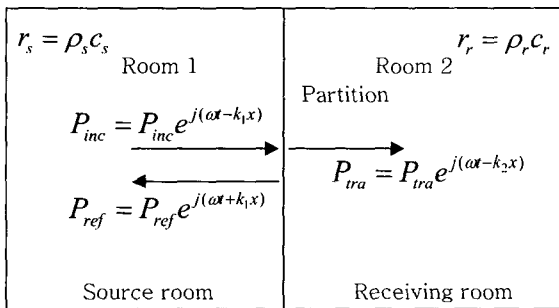
SEA를 이용한 승용차 실내소음 해석 방법을 확립하고자 한다.

승용차에는 많은 종류의 흡·차음재가 삽입되는데, 그 조합에 따라 실내 음압을 구할 수 있는 식을 승용차의 모든 조건을 감안하여 세우기란 불가능하다. 또한 주행 중의 가진 조건과 승용차의 실제 구조를 정확히 고려할 수 없기 때문에 가진원과 구조를 한정할 수밖에 없다. 그러므로 간소화를 위해 승용차의 엔진룸과 실내를 대표하는 두 개의 음향 공간에 대해 이론적으로 모델링하고, 상용 소프트웨어를 사용하여 해석한 후, 실차 실험을 통해 검증하고자 한다.

엔진룸에서 실내로 유입되는 공기 전달음을 Fig. 1과 같이 단순 모델링 할 수 있다.

웨이브가 전파되는 룸 1과 2의 매질은 공기로서 같고, 두 개의 음향 공간으로 구성된 시스템에서 가능한 소음 경로는 Fig. 2와 같다.

룸 1로부터 룸 2로 전달되는 음압의 전달경로는 룸



Boundary → Impedance mismatch

Fig. 1 Characteristic impedance of an acoustic cavity

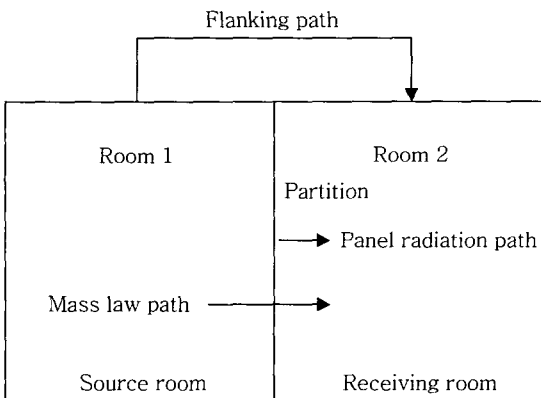


Fig. 2 Noise paths of acoustic cavities

1과 룸 2를 가로막고 있는 파티션 자체가 진동하여 소음을 방사하는 경로와 음원실의 음압이 파티션을 바로 투과하는 경로가 있다. 파티션 외에 수음실 벽을 가진하여 룸 2로 소음을 방사하게 되는 플랭킹(flanking) 경로가 있다. 두 개의 음향 공간을 둘러싸고 있는 외부환경조건이 자유음장이라면, 파티션을 지나지 않고 음원실로부터 방사되는 플랭킹 경로음은 에너지 싱커(sinker)로서의 역할을 할 것이다. 이럴 경우 그 경로는 의미가 없어지게 된다.

따라서, Fig. 3과 같이 소산 및 전달 파워를 이용하여 SEA 평형 방정식을 세운 후 연성 손실 계수의 대칭성(reciprocity, $n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji}$)을 이용하여 연립 방정식을 정리하면 다음과 같다.⁽¹⁾

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) \\ &+ \omega \eta_{13} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_3}{n_3} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

$$0 = \omega \eta_2 E_2 - \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) + \omega \eta_{23} n_2 \left(\frac{E_2}{n_2} - \frac{E_3}{n_3} \right) \quad (2)$$

$$0 = \omega \eta_3 E_3 - \omega \eta_{13} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_3}{n_3} \right) - \omega \eta_{23} n_2 \left(\frac{E_2}{n_2} - \frac{E_3}{n_3} \right) \quad (3)$$

$$\frac{E_2}{n_2} = \frac{\eta_{21} \frac{E_1}{n_1} + \eta_{23} \frac{E_3}{n_3}}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}} \quad (4)$$

$$\frac{E_3}{n_3} = \frac{\eta_{31} \frac{E_1}{n_1} + \eta_{32} \frac{E_2}{n_2}}{\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32}} \quad (5)$$

$$\frac{E_3}{n_3} = \frac{\eta_{31} + \frac{(n_2/n_1)\eta_{21}\eta_{23}}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}}}{\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32} - \frac{(n_2/n_3)\eta_{23}^2}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}}} \frac{E_1}{n_1} \quad (6)$$

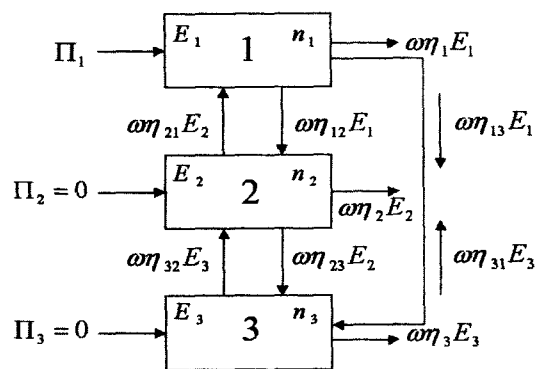


Fig. 3 Energy transfer for each noise paths

여기서, η_1, η_2, η_3 는 댐핑 손실 계수(각각의 서브시스템에서 에너지가 소산되는 정도)이며, $\eta_{12}, \eta_{13}, \eta_{21}, \eta_{23}, \eta_{31}, \eta_{32}$ 는 연성 손실 계수(하나의 서브시스템에서 다른 서브시스템으로 전달되는 에너지의 정도)이다. E_1, E_2, E_3 는 각 서브시스템의 동적 에너지를 나타낸다.

음원실과 수음실 사이의 차음도(NR, noise reduction)와 투과 손실(TL, transmission loss)을 다음과 같이 구할 수 있다.⁽²⁾

$$NR = 10 \log_{10} \left(\frac{E_1/V_1}{E_3/V_3} \right) \quad (7)$$

$$TL = NR + 10 \log_{10} \left(\frac{A_2 c_3}{4 \omega \eta_3 V_3} \right) \quad (8)$$

A_2 : 패널(파티션)의 표면적

c_3 : 수음실에서 웨이브(소리) 속도

η_3 : 수음실 매질의 댐핑 손실 계수

$$E_1 = \frac{V_1 \langle D_1^2 \rangle}{\rho_1 c_1^2} \quad (9)$$

$$E_3 = \frac{V_3 \langle D_3^2 \rangle}{\rho_3 c_3^2} \quad (10)$$

식 (7), 식 (9) 및 식 (10)으로부터 아래와 같은 식을 구할 수 있다.

$$SPL_3 = SPL_1 - NR \quad (11)$$

룸 2의 안쪽 표면에 흡·차음재를 부착한 경우, 부가된 요소들은 SEA 서브시스템으로 구성될 수 없지만 투과손실을 구하기 위한 세 개의 손실 계수에는 직접적인 영향을 미친다. 그러므로 흡·차음재가 부가된 경우 연성 손실 계수와 댐핑 손실 계수를 다음과 같이 정의할 수 있다.⁽²⁾

(가) η_{23}, η_{32}

$$\eta_{23} = \frac{\rho_3 c_3}{\omega \hat{m}_2} \cdot \sigma_{rad} \cdot 10^{-(IL_t)/10} \quad (12)$$

σ_{rad} : 차음재가 부착되지 않은 파티션의 방사효율

\hat{m}_2 : 차음재가 부착되지 않은 파티션의 단위 면적당 질량

$\rho_3 c_3$: 수음실에서의 음향 임피던스

$$IL_t = TL_{trimmed} - TL_{bare}$$

(나) η_{13}, η_{31}

$$\eta_{13} = \frac{c_1 A_2}{4 \omega V_1} \cdot 10^{-(TL_m)/10} \quad (13)$$

c_1 : 음원실에서 웨이브 속도

(다) η_3

$$\overline{\eta_3}(\omega) = \frac{\overline{\alpha_3}(\omega) c_3 S_3}{4 V_3 \omega} \quad (14)$$

$$\overline{\alpha_3} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{\sum_i S_i} \quad (15)$$

S_3 : 수음실의 전체 표면적

S_i : 룸을 구성하고 있는 각 패널의 표면적

α_i : 룸을 구성하고 있는 각 패널에 부착되어 있는 흡음재의 흡음률

2.2 승용차 실내 소음 측정

앞에서 두 개의 공간으로 이루어진 음향 공간에 대한 이론식을 구해 보았다. 시작차(protocar)가 준비되지 않은 설계 초기에 흡·차음 패키지 별 실내소음 주파수 경향을 파악하기 위해서는 해석적 방법이 요구된다. 해석 방법을 확립하기 위해서 두 가지 패키지를 대상으로 실내 음압 측정 실험을 먼저 실시하였다. 승용차에서의 실제 음압 가진 상태와 다르지만 가진원을 공기기인 소음원으로 한정하였다. 이는 고체 전달음(structure borne noise)의 영향을 무시하여도 흡·차음 패키지별 소음 성능 우선 순위와 실내소음 경향은 변하지 않기 때문이다.

흡·차음재를 제외한 모든 의장부품을 탈거한 상태에서 승용차에 Fig. 4와 같은 실험 장치를 설치하였다.

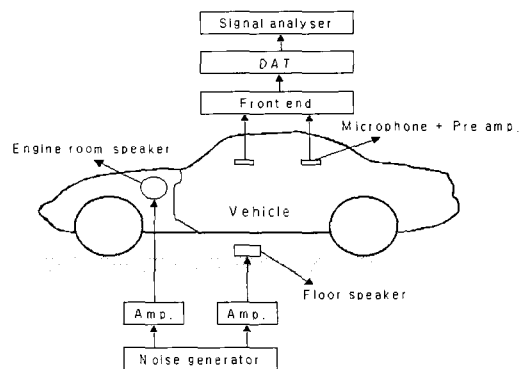


Fig. 4 A schematic diagram for acoustic pressure measurement of car due to air born noise

실험장치를 실제조건과 유사하게 하기 위해 반무향실에 설치하였으며, 엔진룸과 바닥면(floor와 노면 사이)의 공기기인 소음을 구현하기 위하여 두 개의 스피커를 설치하였고, 전체 값(overall value)이 97 dB 이 되도록 음향(백색소음) 가진 하였다.

엔진룸 스피커는 무지향성 스피커를 사용하였고, 측정 신호를 기록하여 신호 분석기로 읽어 주파수 응답 스펙트럼을 구하였다. 실험에 사용된 장비의 제원은 Table 1과 같고, 사용된 흡·차음재 패키지는 Table 2와 같다.

Table 1 List of measurement apparatus

	Maker	Model No.	Remark
Noise generator	B&K	Type 2032	2 ch. signal analyser
Amp.	B&K	Type 2716	Lab gruppen
	B&K	Type 2706	
Speaker	B&K	Omni power 4296	Nondirection
	B&K	Type 4224	
Microphone	B&K	Type 4165	2 EA
Preamp.	B&K	Type 2639	2 EA
Acoustic front end	B&K	Type 5968	2 ch.
DAT	Sony	Pc208Ax	8 ch.
SPL	B&K	Type 2236	
FFT Analyzer	Lms	Cada-X	Window NT ver.

Table 2 List of material components of sound package

	Parts	Material
A	Hood insulator	Felt+glass wool+Al
	Dash Iso pad(outer)	Felt+Resin felt+rubber
	Dash Iso pad(inner)	Heavy layer(EVA, 2.5t)+PU(20t)
	Floor Mat front	Heavy layer(EVA, 2.5t)+PET(20t)
	Floor mat center	Heavy layer(EVA, 2.5t)+PET(20t)
	Floor interm	Heavy layer(EVA, 1.5t)+PU(15t)
	Floor carpet	Nylon+styrene foam+PE coating+styrene foam+N/felt
	Headlining	PE+F10
	Parts	Material
B	Hood insulator	Felt+glass wool+Al
	Dash Iso pad(outer)	Felt+resin felt+rubber
	Dash Iso pad(inner)	Heavy layer(EVA, t)+PET(20t)
	Floor mat front	Heavy layer(EVA, 2.5t)+PET(20t)
	Floor mat center	Heavy layer(EVA, 2.5t)+PET(20t)
	Floor interm	Heavy layer(EVA, 1.5t)+PU(15t)
	Floor carpet	Nylon+styrene foam+PE coating+styrene foam+N/Felt
	Headlining	PE+F10

A와 B 패키지의 구성 부품 중 대시-패드(Dash Iso-pad)를 제외한 다른 부품들은 동일 부품을 사용한다.

Fig. 5는 세 가지 경우에 대한 실험 결과를 비교하였는데, SEA의 특성상 저주파 대역에서의 값은 정밀도가 떨어지므로 300 Hz 이상의 주파수 대역에서만 분석하였다. 그래프 결과는 서로 일정한 간격의 음압차를 보이고 있으며 음압의 급격한 변동은 세 가지 경우 다 없음을 알 수 있다. 고주파 대역으로 갈수록 음압이 감소하고, 대시-패드(Dash Iso-pad)로 PU 폼을 쓴 A 패키지가 가장 좋은 소음 성능을 나타냄을 알 수 있다. A 패키지의 경우가 베어 패널(bare panel) 실험 결과에 비해 최고 10 dB 이상의 음압 감소 효과가 있음을 알 수 있다.

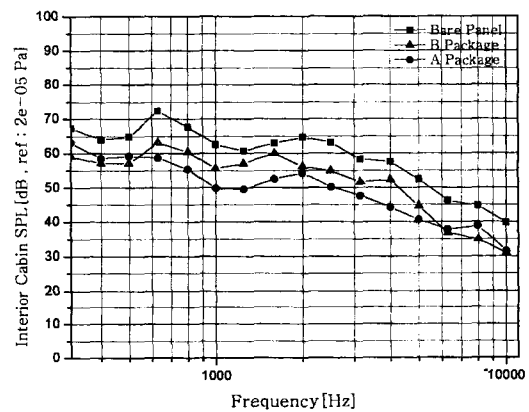


Fig. 5 Comparison results between interior noise response of car with a bare panel, A package and B package condition

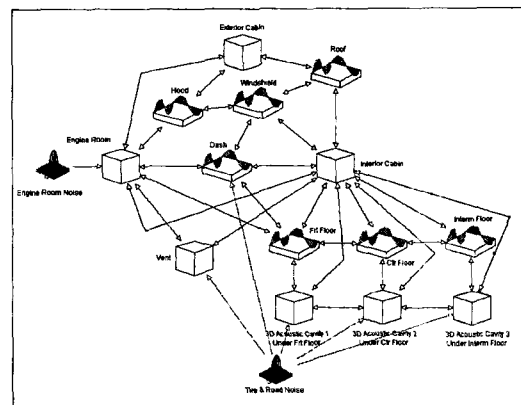


Fig. 6 An example of analysis network sub-system using AutoSEA

2.3 승용차 실내 소음 해석 및 검증

상용 소프트웨어인 AutoSEA 1.5를 사용하여 아래 Fig. 6과 같이 AutoSEA 네트워크를 구성하여 해석하였다.

실험과 동일한 음향 가진 주파수 스펙트럼을 입력하고, 흡·차음재 패키지가 부착되지 않은 차체에 대하여 해석을 실시한 결과 Fig. 7과 같은 실내 음압 곡선을 얻을 수 있었다.

실험 결과 및 해석 결과 그래프를 1/3 옥타브 밴드로 비교해보면 630 Hz부터 해석과 실험이 3 dB 이내의 차이로 잘 맞고, 골과 봉우리가 거의 같은 것으로 보아 실험과 해석상의 공진점(room resonance)이 일치한다는 것을 알 수 있다. 그래프 상의 골이라는 것

은 실내 공간의 크기에 의해 결정되는 공간 공진점이다. 실험과 해석이 Fig. 7과 같이 잘 일치하는 것은 해석 방법에 있어서 무리가 없었음을 알 수 있다.

흡·차음 패키지가 부착된 경우에 대해서도 Figs. 8, 9와 같이 실험과 잘 맞는 해석 결과를 얻을 수 있었다. 세 가지 경우 모두 SEA해석과 실제실험과의 실내 음압이 630 Hz 이후에는 실험결과와 해석결과가 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 해석 결과만 다시 정리하여 그려 보았다. 그리고, SEA해석을 이용하여 몇 가지 흡·차음재 조합에 대해 성능분석을 실시하여 그 결과를 Fig. 11에 나타내보았다. Fig. 11에서 C~F 패키지 중 C패키지가 가장 우수한 소음 저감을 나타내고 있음을 알 수 있다.

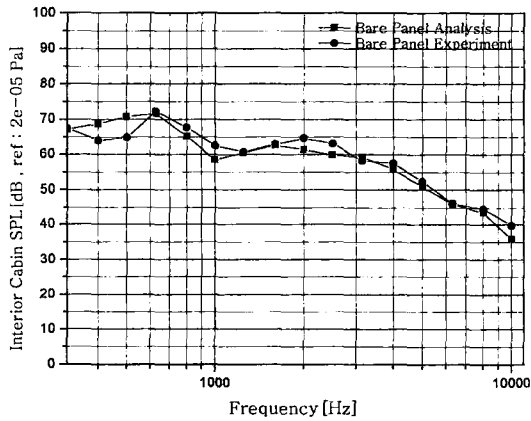


Fig. 7 Comparison results between noise measurement and SEA analysis of bare panel condition

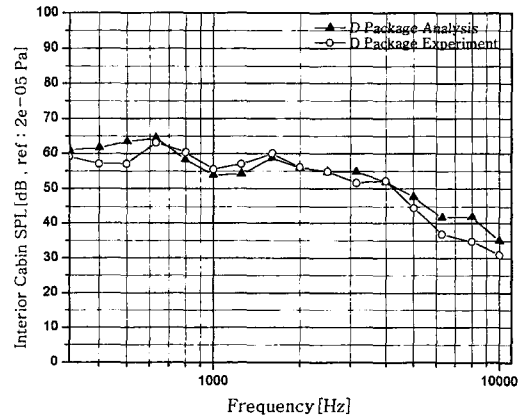


Fig. 9 Comparison results between noise measurement and SEA analysis of D package condition

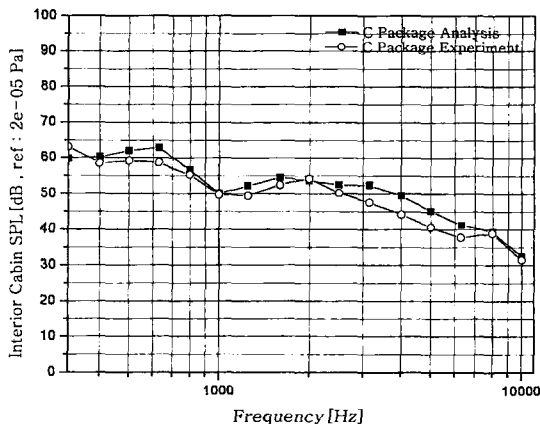


Fig. 8 Comparison results between noise measurement and SEA analysis of C package condition

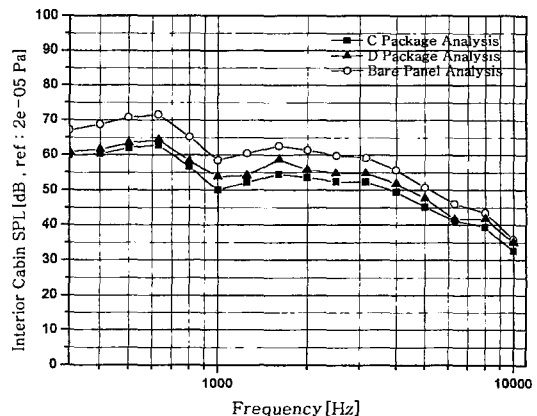


Fig. 10 Comparison of SEA analysis results between a bare panel, C package and D package condition

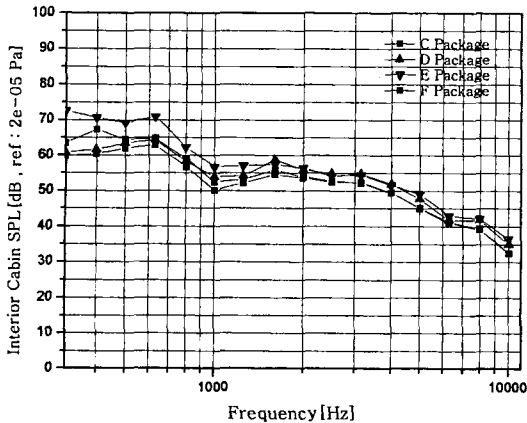


Fig. 11 Comparison results between C~F package conditions with SEA analysis

3. 결 론

본 연구에서는 승용차 실내소음 저감을 위해 사용되고 있는 흡·차음재에 대한 성능분석을 하기 위한 기초단계로서, 두 개의 음향공간으로 승용차를 모델링하고 SEA 평형 방정식을 세운 후 해석을 실시하였다. 그리고, 해석과 동일한 조건으로 실차 실험을 하여 그 결과를 서로 비교하였고 경향이 매우 유사하게 나타나고 있음을 보였다. 보다 다양한 실험과 이론적인 해석이 요구되고는 있지만 SEA의 실용성을 확인할 수 있었다. 추후 SEA해석을 이용하여 다양한 흡·차음재 조합에 대해 성능분석을 실시하여 그 결과를 데이터 베이스화 한다면 설계 초기 단계에서부터 성능예측은 물론 합리적인 설계 방향 제시를 할 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

(1) Lyon, R. H. and Dejong, R. G., 1995, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, RH Lyon corp, USA.
 (2) Benjamin, C., Bremner, Y. Q. and Jeff, A. Van, B., Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-acoustic Models, SAE 951307.
 (3) Irwin, J.D. and Graf, E.R., 1979, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, Inc.

(4) Nashif, A. D., Jones, David I., Henderson, John P. G., John Wiley & Sons, 1985, Vibration Damping.

(5) Richard, D. G., A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis, SAE 850960.

(6) James, C. H., Sound Absorbing Properties of Molded Fiberglass Panels for Use in Vehicle Noise Control, SAE 870987.

(7) Frank, F., 1985, Sound and Structural Vibration(Radiation, Transmission and Response), Academic Press.

(8) Pranab, S. and John, C., The Thought and Reasoning Behind Developing, SAE J1637-Vibration Damping Test Method, SAE 931320.

(9) Lyon, R. H., Power Flow, and Energy Accountancy, SAE 951303.

(10) Radcliffe, C. J. and Huang, X. L., Identification of Internal Loss Factors During Statistical Energy Analysis of Automotive Vehicles, SAE 931300.

(11) Chen, H. Y., Melissa O'Keefe and Paul Bremner, A Comparison of Test-based and Analytic SEA Models for Vibro-acoustics of a Light Truck, SAE 951329.

(12) Parrett, A. V., Hicks, K., Burton, T. E. and Hermans, L., Statistical Energy Analysis of Airborne and Structure-borne Automobile Interior Noise, SAE 971970.

(13) Powell, R. E., Jason, Z. and Manning, J. E., SEA Modeling and Testing for Airborne Transmission Through Vehicle Sound Package, SAE 971973.

(14) Tracey, B. H. and Liangyu(Mike) H., Transmission Loss for Vehicle Sound Packages with Foam Layers, SAE 991670.

(15) Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials, ASTM C522-87.

(16) Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials by the Impedance Tube Method, ASTM C384.

(17) Hastings, M. C. and Godfrey, R. D.,

Experimental Verification of Design Charts for Acoustic Absorbers, SAE 971951.

(18) Bolton, J. S. and Kang, Y. J., Elastic Porous Materials for Sound Absorption and Transmission Control, SAE 971878.

(19) 채장범, 1998, "통계적 에너지 해석 모델을 이용한 건설 장비 차실 설계에 관한 연구", 한국소음진

동공학회논문집, 제 8 권, 제 4 호, pp. 609~615.

(20) 이두호, 김태정, 1999, "판넬 기여도 분석에 의한 승용차의 실내 소음 저감", 한국소음진동공학회논문집, 제 9 권, 제 4 호, pp. 785~794.

(21) 이정권, 1993, "자동차의 실내소음에 대하여", 한국소음진동공학회논문집, 제 3 권, 제 1 호, pp. 11~21.