

FEM·SEA기법을 이용한 흡·차음재의 음향 변수의 차량실내음압에 미치는 영향에 관한 연구

Study on the Estimation of Acoustic Behavior of the Automobile Interior Materials Using FEM and SEA

김 관 주*·이 근 호*·김 현 준*·이 원 구**

Kwanju Kim, Geunho Lee, Hyunjun Kim and Wonku Lee

(2009년 1월 5일 접수 ; 2009년 3월 20일 심사완료)

Key Words : Transmission Loss(투과손실), Absorbing Material(흡음재), Insulating Material(차음재), Biot's Parameters(Biot변수), Finite Element Method(유한요소법), Statistical Energy Analysis(통계적에너지 해석법)

ABSTRACT

In establishing silent environment such as automobile and industrial instrument, the roles of the insulating materials are critical. The proper and effective positioning of insulating materials is essential in the field of noise as well as in designing silent automobile. In this paper, we proposed the systematic and efficient scheme for optimizing complete automotive interiors for noise control. In order to attain this purpose, following analysis has been carried out: First, measuring the Biot parameters of insulating materials and the transmission loss with reflecting the appropriate arrangement of insulating materials has been experimented. In addition, we made comparison among transmission loss by the tools of analysis and verification, experimental value under consideration of various situations of automobile and analysis by the SEA.

1. 서 론

자동차와 산업기기 혹은 기타 수많은 소음원로부터 정온한 환경을 구현하기 위한 흡·차음재의 역할은 매우 중요하다. 소재 업체 관점에서 제조하는 흡·차음재의 투과손실, 흡음률 등의 음향특성을 단순히 측정 혹은 예측하는 내용뿐 아니라, 특정차량에 적합한 흡·차음재 사양을 미리 준비할 수 는 없을까라는 필요성이 대두된다. 이는 소재업체가 특정 개발차량에 요구되는 최적의 흡·차음재의 성

능을 차량개발일정에 맞추어서 제공할 수 있게 해 줄 수 있다. 관련된 해석내용 중 기존의 논문을 살펴보면 Sherbrooke 대학교의 GAUS그룹에서 개발한 NOVA⁽¹⁾ 프로그램을 들 수 있다. 이 프로그램은 유한전달행렬법(finite transfer matrix method)와 유한요소법을 이용해서 여러 층의 porous-elastic음향 재료의 흡·차음특성의 신뢰성 있는 결과를 계산이 가능케 해준다. 또한 부품소재 업체로서 lear corporation의 T Connelly, J. Knittel⁽²⁾의 논문을 보면 SEA 기법을 이용하여 럭셔리급의 승용차의 실내음향 목표를 달성하는 내용에 관하여서 발표하였다. A. Aubert⁽³⁾의 논문은 부품업체에서 차음재의 구조 기인 소음의 영향을 알기 위해서 많이 이용하는 Reiter사의 APAMAT II의 삽입손실의 결과를 SEA 해석 결과로 예측하기 위한 내용을 발표하였다. 이

† 교신저자; 정회원, 홍익대학교 기계시스템디자인공학과
E-mail : kwanju@hongik.ac.kr
Tel : (02)320-1643, Fax : (02)320-1113

* 홍익대학교 대학원 기계공학과

** (주)NVH KOREA, 연구개발본부

장명⁴⁾ 등이 자동차 실내소음에 대한 흡·차음재의 공기기인 영향을 SEA기법을 이용하여 예측하였다.

2. 본 론

이 논문에서는 단품의 흡·차음재의 실험과 검증에서 시작하여 통계적 에너지 해석법에 따른 자동차 실내의 해석을 통해 흡·차음재의 사양에 따른 실내 음압의 변화를 살펴보았다.

이 연구의 전체적인 연구 내용을 Fig. 1에 도식하였다. 소재 단품차원(“material level”으로 표시함)에서 흡·차음재의 Biot 변수를 측정하여 이를 투과손실 계산 프로그램인 VIOLINS의 입력으로 제공하였으며, 이 VIOLINS 해석에 의한 투과손실 예측값과 임피던스 튜브를 통한 투과손실 측정값을 비교, 검증하였다. 자동차 trimmed body의 실내 음향 해석(“vehicle level”으로 표시함)에 대해서 자동차 내부의 음향실험과, AUTOSEA를 이용한 통계적 에너지 해석법을 통해 음향특성을 비교 연구했다.

2.1 수직입사 방향의 차음재의 투과손실

(1) 차음재의 수직입사 방향 투과손실 실험

Fig. 2는 측정용 시편의 사진을 보여주고 있으며, 단품인 PET와 FELT 계열은 흡음재를 적층 가공하여 중간에 비닐을 삽입하여 실제 경우의 차음 효과를 고려하였다. Table 1에서는 실제 투과손실 실험을 수행한 경우를 나타내었다. 표에서 보는 바와 같이 동일한 차음재 사양에 대해서 음원 방향, 수음 방향을 바꾸어 보았다.

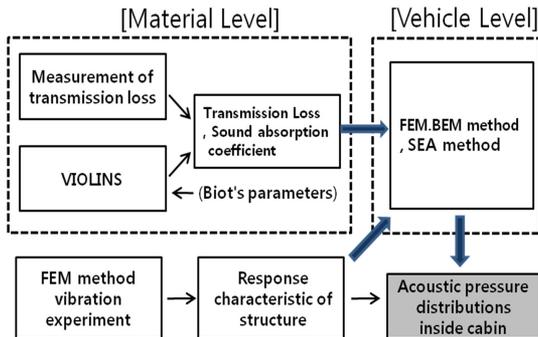


Fig. 1 Overall flow diagram of the estimation of acoustic behavior of automotive interior materials

가. 4-Microphone method를 통한 투과손실 실험 투과손실 실험은 impedance tube 직경에 따라 측정주파수 영역이 다르므로 시편의 직경이 100 mm 와 29 mm인 시편을 각각 수행하였고 장비로는 ASTM E1050을 만족하는 B&K의 Impedance Tube Type 4206 T를 사용했다. 실험에 있어서 시편 직경에 따른 주파수 영역은 Fig. 3과 같다.



Fig. 2 Examples of layered structure of specimen(left picture : PET, right picture : Resin Felt)

Table 1 Cases of transmission loss experiment(thickness unit in millimeters)

Cases	Layers
Case 1	PET 10t + Vinyl 0.2t + PET 5t
Case 2	PET 5t + Vinyl 0.2t + PET 10t
Case 3	FELT 10t + Vinyl 0.2t + FELT 5t
Case 4	FELT 5t + Vinyl 0.2t + FELT 10t

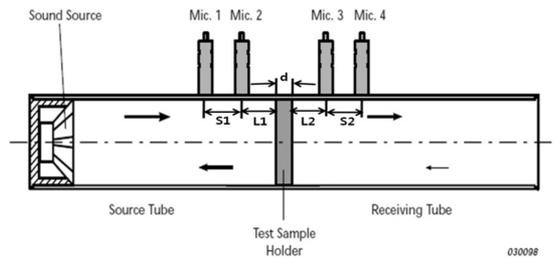


Fig. 3 Depicted figure of B&K Impedance Tube Type 4206 T

Table 2 Measurable frequency range by specimen diameter

Specimen diameter	Freq. range(Hz)
100 mm	50~1600
29 mm	500~6400

4개의 마이크로폰을 이용한 투과손실 측정은 stationary random signal을 발생시켜서 마이크로폰에 의해 측정된 음압의 관계로부터 음원실과 수용실 사이의 전달함수를 계산함으로써 얻어진다. 각 직경에 따른 시편을 3번씩 실험 후 평균값으로 투과손실 값을 측정하였고 계산식은 다음과 같다⁽⁶⁾.

$$T = \left(\frac{\sin ks_1}{\sin ks_2} \right) \left[\frac{H_3 e^{jk(d+s_2)} - H_4 e^{jkd}}{H_1 - H_2 e^{-jks_1}} \right] e^{jk(L_1+L_2)} \quad (1)$$

$$TL = 10 \times \log_{10} \frac{1}{|T|^2} \quad (2)$$

여기서 H_i 는 i 번째 마이크로폰에서 측정된 음압의 푸리에 변환값, k 는 음파정수, d 는 15.2 mm, S_1 은 50 mm, S_2 는 큰 직경의 경우 50 mm이며 작은 직경의 경우 20 mm, L_1 과 L_2 는 마이크로폰과 시편 사이의 거리를 나타내며 식 (1)의 최 우측 지수항의 절대값은 1이 된다. 투과손실 측정 결과는 다음 (2) 절 해석의 결과 그래프에 함께 도시하였다.

(2) 차음재의 수직입사 방향의 투과손실 해석

차음재의 투과손실을 해석하기 위해서는 Fig. 1에서 나타내듯이 시편의 Biot 변수값의 측정이 필요하다. 이 Biot 변수값을 유한요소 알고리즘을 근거한 프로그램을 이용하여 몇 가지 적층 경우에 대해서 투과손실을 계산하였다.

가. 차음재 단품시편의 Biot 변수 측정

자동차실내용 차음재에 대해서 대표적인 변수들인 유동저항, tortuosity, 공극률, 밀도 등 4가지 변수들에 대해서 측정을 수행하였다. Fig. 4에는 4가지 변수중 유동저항 측정기구의 사진을 나타내었으며, 차음재 단품에 대한 Biot변수 측정값을 정리하여 Table 3, 4에 나타내었다.

나. 유한요소법을 이용한 투과손실 해석

유한요소법을 이용한 투과손실의 전산해석은 LMS의 VIOLINS를 사용하였으며, 차음 시편과 차음 시편전·후의 공기층을 3차원 유한요소를 이용하여 모델링하였다. 시편의 두께(Fig. 5의 z방향)는 Table 1에서 제시한 두께를 선택하였으며, x, y방향은 각각 30 mm를 선택하였다. 유한요소는 Hexa8을 이용하였으며, 요소 개수는 268개, 절점은 659개로 모

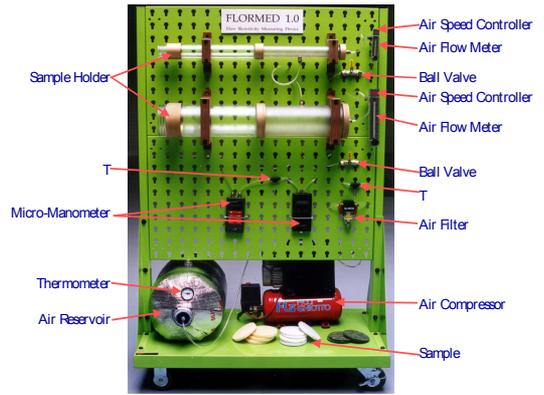


Fig. 4 Experimental apparatus for measuring flow resistivity

Table 3 Measured Biot parameters of PET materials depending on thickness 5 mm, 10 mm

	PET 5 mm	PET 10 mm
Flow resistivity (kg/m ³ /s)	191,350	47,838
Tortuosity	1.63	1.27
Porosity	0.85	0.92
Volumetric mass (kg/m ³)	200	100

Table 4 Measured Biot parameters of FELT and density of Vinyl

	FELT 5 mm	FELT 10 mm	Vinyl 0.2 mm
Flow resistivity (kg/m ³ /s)	78,151	26,654	-
Tortuosity	= 1	= 1	-
Porosity	0.84	0.91	-
Volumetric mass (kg/m ³)	200	100	500

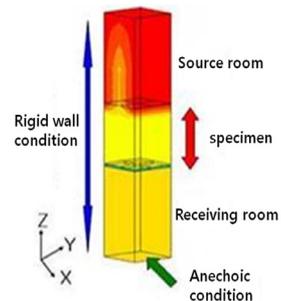


Fig. 5 Finite element model of specimen for calculating transmission loss

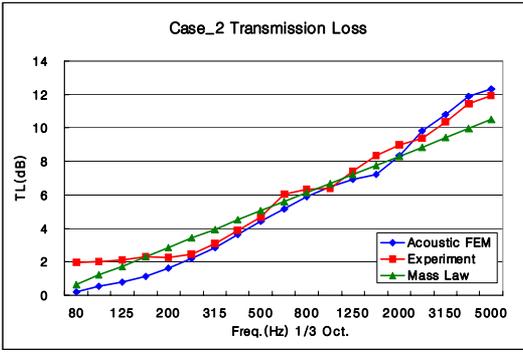


Fig. 6 Transmission loss analysis of case 2

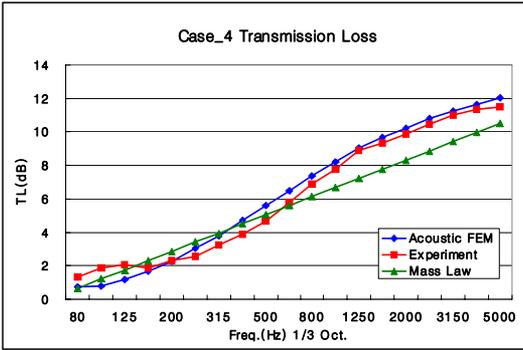


Fig. 7 Transmission loss analysis of case 4

델링 하였다. 이 경우 의미있는 주파수 범위는 50~5600 Hz 범위이다. 음원실 상단 면에 단위 크기의 음향파워를, 수음실의 하단 면은 무향 조건에 해당하는 공기 impedance 조건을 설정하였으며, 다른 경계면에는 강체벽 조건을 지정하였다. 차음 시편의 경우 Table 1에서 지정한 4가지 경우에 해당하는 Biot 변수를 선택하였다. 관련 시편의 유한요소 해석과 실험 결과의 비교는 다음 절에 기술하였다.

다. 차음재의 유한요소 해석과 실험 결과의 검증

Fig. 6에 표시한 경우 2의 음향해석의 결과는 실험과 거의 유사하게 따라가는 것을 알 수 있으며, 질량법칙의 결과와 비교하여, 저주파수 영역에서는 다소 낮게, 고주파수 영역에서는 다소 높게 계산되는 것을 알 수 있다. Fig. 6의 felt재질의 경우도 비슷한 경향을 나타내었다.

2.2 SEA방법을 이용한 승용차 실내 음압예측

중형차급 승용차에 대해서 실내음압을 SEA기법을 이용하여 예측하여 보았다. 여러 가지 전산해석

Table 6 Excitation conditions

Case	Description	Advantages
Case 1	Speaker excitation	Calculating CLF
Case 2	Engine running	Excitation in low frequency range

도구 즉 유한요소법, 경계요소법, 기하음향기법, SEA기법 중에 SEA기법을 택한 이유는 관심 주파수 범위, 진동과 소음을 동시에 고려가능한 특성, 차량설계 초기 단계에 주어진 자료의 제한 등이며, 관련 필요한 실험을 수행하여 SEA에 의한 예측 결과와 비교 검증하였다. 시행한 가진 조건 2가지는 Table 6에 정리하였다.

경우 1 : 스피커 가진, 실제 양산 조건

스피커 가진(case 1)의 경우 바닥면 음향공간의 음향학적 특성을 고려하여 차량을 0.3 m 지면에서 올려놓았으며, 가진 주파수 영역은 200 ~ 6300 Hz 영역을 선정하였다. 흡·차음재 영향을 살펴보기 위하여 실지 양산 조건(baseline condition)과 흡차음재를 탈거한 조건(bare condition) 2가지를 선택하였다. 해당 SEA 모델 중 흡·차음재를 탈거한 조건(bare condition)을 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서 나타낸 음향공간의 모델은 엔진룸, 전방, 후방 실내 공간, 트렁크룸(trunk room), 전·후 휠하우징(wheel housing)과 차량 바닥과 지면사이의 공간 등 9개 subsystem으로 구성하였다. 차량 바닥과 지면사이의 공간을 고려해야 하는 이유는 엔진룸은 폐공간이 아니며, 트렁크룸의 경우, 실내 공간보다는 엔진룸과 강한 연결(strong coupling)로 구성되어 있기 때문이며, 통계적에너지해석법에서의 세부시스템에 대한 가정중 잔향공간을 구성하기 위한 조건을 만족하기 위해서이다. 음원의 음향파워는 잔향공간으로 가정하여 음압을 측정후 음향파워를 계산하였다. 개공간인 엔진룸의 경우는 계산된 실내음압이 실험치와 유사하도록 흡음률의 임의 조정을 하여 설정하였다. 각 세부시스템의 내부손실계수는 잔향시간을 측정하여 식(3)에 의해서 주파수 대역별 내부손실계수를 계산하였다. 계산된 내부손실계수 값을 식(3)에 나타내었다.

$$\eta_{ii} = \frac{13.82}{\omega * RT} \quad (3)$$

연성손실계수는 power injection method를 적용하여 각 세부시스템에 스피커를 위치하여 나머지 세부시스템의 측정된 평균음압으로써 투과손실 값을 계산함으로써 산출하였으며, 이 경우 사용한 식을 다음에 나타내었다^(7,8).

$$TL = 10 \log \left(\frac{\bar{p}_1^2}{\bar{p}_2^2} \right) + 10 \log \left(\frac{\pi A \cdot c}{12 \omega \eta_2 V_2} \right) \quad (4)$$

여기서 P_1, P_2 는 각각 음원이 놓여진 세부시스템의 평균 음압, 수음되는 세부시스템의 평균음압, A 는 세부시스템 사이의 연성된 면적, c 는 음속, η_2 는 수음 세부시스템의 내부손실계수, V_2 는 수음 세부시스템의 체적을 나타낸다. 대표적인 세부시스템간의 계산된 투과손실값 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 보듯이 F→E(전석→엔진룸)이나 E→F가 R→T(후석→트렁크 룸), 혹은 T→R보다 크게 나오는 이유는 엔진룸과 차량 실내공간 사이의 흡·차음재 사양이 트렁크와 실내공간 사이의 흡·차음재 사양

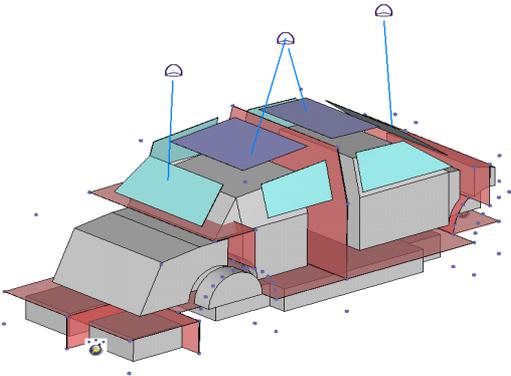


Fig. 8 A SEA model of the bare vehicle condition

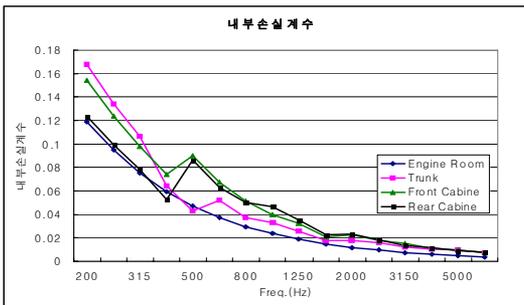


Fig. 9 Damping loss factor results for typical sub-system from experiments

보다 효과적임을 알 수 있다. 또한 F→E(전석→엔진룸)와 E→F가 차이 나는 이유는 엔진룸의 공간이 열려진 공간이기 때문이다.

Fig. 11은 엔진룸에 스피커를 위치하고, 동일 지



Fig. 10 Transmission loss between typical sub-system.(F means front seat, E means engine room, R means rear seat, T means trunk room)

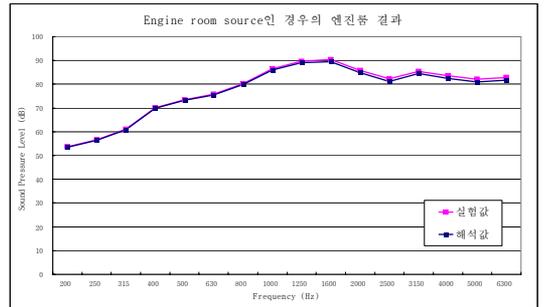


Fig. 11 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in engine room by the speaker excitation

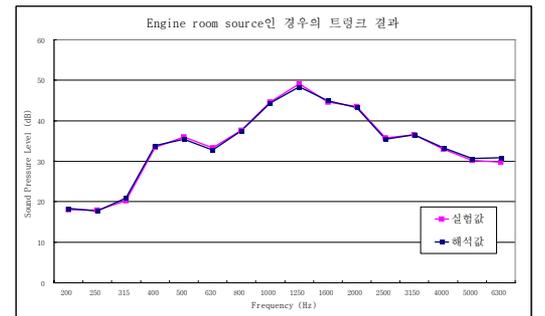


Fig. 12 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in trunk room by the speaker excitation

점에서의 음압을 실험측정값에 일치하도록 흡음률과 체적을 보정하여 계산한 SEA의 해석값을 나타내었다. 이 경우 트렁크룸에서의 음압의 실험값과 해석값을 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 13에는 이 경우의 트렁크룸의 실험값과 해석값을 비교해서 나타내었다.

엔진룸에서의 가진이 트렁크룸에 전달되는 음향파워의 흐름을 실내공간을 통과하는 경로와 차량바닥을 통하는 경우로 구분해서 계산하여 보았다. Fig. 13에서 보듯이 모든 주파수대역에서 차량 바닥에 의해서 전달되는 음향파워가 대부분을 차지함을 알 수 있다.

경우 2: 엔진 가진, 실지 양산 조건

스피커 가진과 동일할 조건의 내부손실계수와 연성손실계수를 갖는 SEA 모델에 대해서, 가진원을 실제 엔진 가동으로 대체하여 동일한 실험과 해석을 수행하였다. 엔진의 운행조건은 4000 RPM 정속 조건에 대해 실험을 수행하였다. Fig. 11과 Fig. 14를 비교해 보면, 엔진 가진의 경우 스피커 가진과 비교하여 전반적으로 음압값이 높은 것을 알 수 있으며, 고르게 분포를 하지는 않으나, 특정주파수가 4000 RPM의 배수가 되는 주파수인지는 알기가 힘들다. 저주파수 영역에서 높은 음압값이 나타나는 이유는 엔진마운트를 통해서 전달되는 엔진 진동, 머플러 행거의 진동 등 고체전달음에 의한 원인으로 사료된다. 실내 전석(Fig.14참조) 나 후석(Fig. 15참조)에서 측정값과 SEA 해석값이 거의 비슷한 크기를 나타냄을 알 수 있다.

경우 3: 스피커 가진, 흡차음재 탈거 조건

양산 자동차의 흡·차음재를 탈거한 조건에 대해서

엔진룸내에 스피커를 위치하여, 앞의 경우 1과 동일한 음향 실험을 수행하였으며, 동일조건인 승용차 모델에 대한 SEA 해석을 수행하였다. 이 경우 엔진룸과 실내 전석, 후석의 측정 음압을 Fig. 16에 나타내었다.

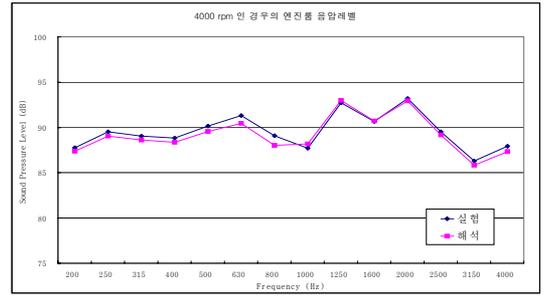


Fig. 14 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in engine room by the engine running

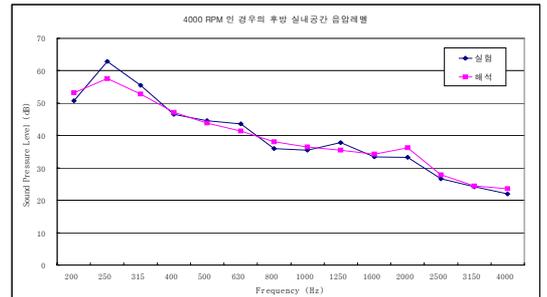


Fig. 15 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in rear cabin by engine running (baseline condition)

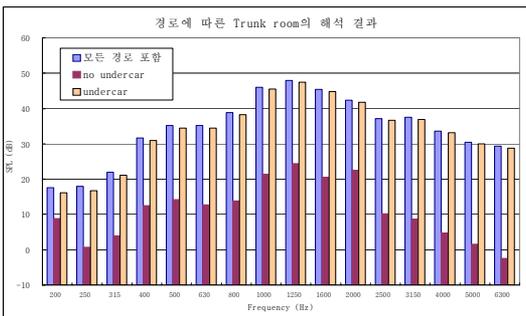


Fig. 13 Path analysis of power flow in trunk room subsystem from source in the engine room by the speaker excitation

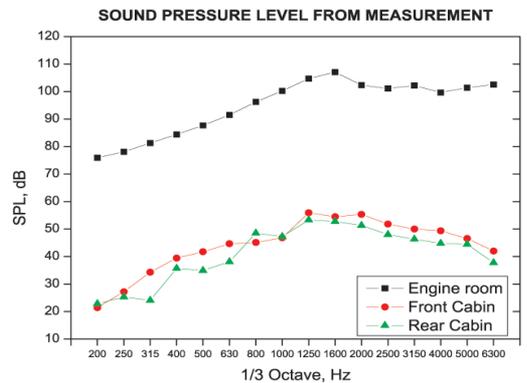


Fig. 16 Measured SPL results in engine room, front cabin and rear cabin by speaker excitation (bare condition)

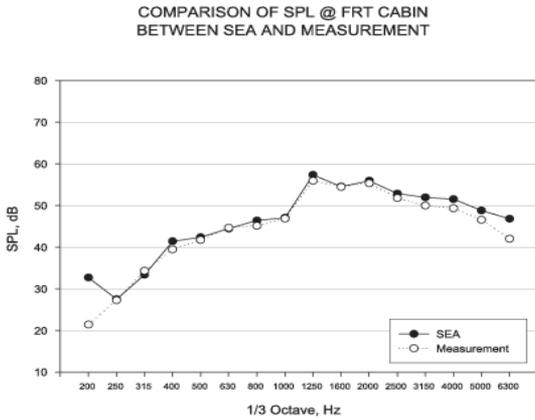


Fig. 17 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in front cabin by speaker excitation(bare condition)

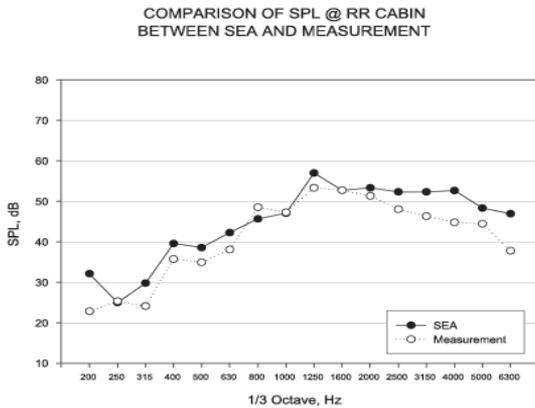


Fig. 18 SPL comparison of SEA analysis results with experiments in rear cabin by speaker excitation(bare condition)

흡·차음재를 탈거한 조건(bare condition)에서 엔진룸의 스피커가진에 의한 차량실내소음은 SEA의 예측 결과가 실험 결과와 유사한 경향을 보여주고 있다. 후석에서의 예측값(Fig. 19참조)이 전석에서의 예측값에 비교하여 실험값에 상대적으로 정확성이 다소 떨어지는 것을 볼 수 있는데, 이에 대한 원인으로서는 후석으로 연결된 세부시스템 투과손실값 예측의 어려움, cabin 구조물의 틈새 등 구조적인 영향으로 보여진다.

3. 결 론

흡·차음재의 단품의 투과손실의 측정으로부터 유

한요소법을 이용한 예측 그리고 SEA기법적용을 통해 자동차 실내 공간의 음향특성까지의 일관된 흡·차음재의 음향성능 예측에 대해서 살펴보았으며, 관련 실험과의 검증을 수행하였다.

시편 단품의 투과손실 특성은 Biot 변수치를 아는 경우, 비교적 정확한 수직입사 방향의 투과손실값을 예측할 수 있었다. 흡·차음재가 적층되는 경우에는 실험에 의한 투과손실값을 예측할 수 있는 체계적인 해석 기법의 발전이 필요하다.

실지 차량의 경우 각 세부시스템간의 연결에 관한 연성손실계수를 PIM기법을 이용하여 계산하였으며, 주어진 흡·차음재 조건에 의한 실내 음압 예측이 믿을 수 있는 범위 안에서 가능함을 알 수 있었다. 다만 SEA 구조기인 소음, 구조물의 틈새, 흡차음재의 형상 변화에 대한 고려에 의한 오차가 발생함을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 NVH Korea의 협조와 2007년도 홍익대학교 교내연구비의 지원에 의하여 진행되었습니다. 도와주신 관계자에게 감사함을 표합니다.

참 고 문 헌

- (1) <http://www.gaus.gme.usherbrooke.ca/>
- (2) Connelly, T., Knittel, J., Huang, L. and Krishnan, R., 2003, "Development of a Luxury Vehicle Acoustic Package using SEA full Vehicle Model, SEA paper 2003-01-1554.
- (3) Aubert, A., Green, E., and Crawford, R., 2002, "Deriving SEA Trim Properties from APAMAT II Insertion Loss Measurements," internoise-2002, <http://www.roush.com/LinkClick.aspx?fileticket=w-ZReCevxK0%3D&tabid=212&mid=932>.
- (4) Lee, C. M., Lee, J., Kim, D. G., 2003, "Application of Dtatistical Energy Analysis for the Analysis of Absorbing Materials for the Vehicle", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13 No. 1, pp. 33~39.
- (5) Fahy, F., 2001, "Foundation of Engineering

Acoustics,” Academic press, New York.

(6) ‘KAIST WORKSHOP - Noise Control Materials’, 1999, Center for Noise and Vibration Control, Korea Advanced Institute of Science and Technology.

(7) Lyon, R., 1975, “Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Applications,”

MIT Press.

(8) Langhe, K., 1996, “High Frequency Vibrations : Contributions to Experimental and Computational SEA Parameter Identification Techniques, Ph. D. Thesis, Katholieke Universiteit Leuven.