

< 논 문 >

흡음재 처리를 통한 차실내부 음의 명료도 향상에 관한 연구

Effect of Surface Treatment on Articulation Index for Vehicles

이 정 규* · 김 정 태**

Cheong Kyu Lee and Jeung Tae Kim

(1999년 9월 11일 접수 ; 2000년 3월 20일 심사완료)

Key Words : Articulation Index(음의 명료도), Reverberation Time(잔향시간), Ray-tracing Method(음선추적법), Absorption Coefficient(흡음계수), Reverberation Radius(잔향반경), Intensity(음의 세기)

ABSTRACT

One of the widely accepted methods for evaluating the interior sound quality of automobiles is Articulation Index(AI). The AI actually measures the articulation level of the sound in the vehicle cabin as passengers talk to one another. In this study, the effect of two different absorption materials inside the cabin on AI has been investigated by ray-tracing method : one is firewall, the other is ceiling. It turns out that the back seat location is found to be strongly dependent on the type of absorption materials treated at the ceiling, since the sound absorbing area is different due to the location and the firewall is situated in the "Reverberation Radius". The proposed method could be used to improve the sound quality of automobiles at the design stage.

1. 서 론

자동차 산업에서 사용자 측면에서 보다 편리하고 쾌적한 제품을 개발하기 위한 부단한 노력은 끊임없이 계속되고 있다. 공학적인 기술의 발달과 더불어 사회생활에 있어서 양질의 삶을 추구하는 경향이 점점 대두되고 있는 현 시점에서 자동차의 소음을 저감시키는 문제에 있어서도 예외는 아니다. 같은 크기의 소음일지라도 그 소음을 이루고 있는 주파수의 양상에 따라 사용자가 느끼기에 많은 질적인 차이가 있을 수 있으며 실제 사용에 있어 편함과 불편함의 차이가 나타나고 있다.

자동차 설계시 차실 내부의 음질을 고급화하기 위한 연구는 음향학적인 접근과 함께, 인체의 청감특성과 감성 측면을 고려하여야 하는 학제간 성격을 띠고 있다. 차실 내부의 음질은 단순히 내부의 소음도 크기에 의해 결정되는 것이 아니라 음장을 형성하고있는 주파수 밴드의 특성에

의해서 영향을 받기 때문에 이에 대한 적절한 평가가 요구되고 있다.

본 연구에서는 차량에서 발생하는 소음의 영향, 특히 엔진소음의 영향을 분석하기 위하여, 엔진 rpm 속도를 변화시켜 가면서 엔진소음에 의해 나타나는 차실 내부의 음의 명료도 지수(articulation index)를 측정한다⁽¹⁾. 이와 함께 사용된 차량과 등가의 내부 공간특성을 가질 수 있는 컴퓨터 모델을 작성하여 해석적인 방법으로 예측한 값을 비교하여 최적의 흡음재 배치를 결정한다. 실험에서 측정된 차실 내부 표면적과 흡음력을 검토한 후, 이와 유사한 주파수별 특성을 가지고 있는 폐쇄 공간을 AUTOCAD를 이용하여 구성하였다⁽²⁾.

작성된 모델을 기초로 하여, 차실 내부 흡음재 특성을 변화시켜 가면서 흡음재 처리가 차실 내부의 대화시의 명료도에 미치는 영향을 분석하였다. 운전석 및 뒷좌석 등에서 나타나는 음의 명료도를 예측하는 과정은 기하 음향학을 배경이론으로 하는 광음향 해석기법을 통해 수행하였다.

이와 같은 방법을 이용해 차실 내부의 음질의 고급화의 일환으로 차실 내부에 도달하는 소음이 승객들의 대화시에 그 전달정도에 미치는 영향을 객관적인 방법으로 평가하고

* 정희원, 한국철도차량주식회사

** 정희원, 홍익대학교 공과대학 기계공학과

그 개선책을 제시하고자 한다^(3~6).

2. 차실 내부 소음의 평가기법

2.1 음의 명료도 지수(AI)

기본적으로 음의 명료도 지수(AI)는 닫힌 공간내에서 압 소음이 대화시 영향을 주는 정도를 분석하는 기법이다. 즉, 대화시 등장하는 대표적인 음원 스펙트럼을 가정하고, 배경 압소음이 음원 스펙트럼보다 얼마나 차이가 나느냐에 의해 누적된 값을 환산하여 1개의 값으로 나타내 주는 방법이다. 따라서 같은 크기의 배경소음일지라도 그 주파수형태에 따라 AI의 값은 판이하게 나타나게 되는데, 예를 들어 같은 크기의 백색잡음(white noise), 핑크노이즈(pink noise) 그리고 1kHz의 순음에 대해 음의 명료도를 구해보면 각각 서로 다른 값을 나타나게 된다. 다음의 Fig. 1 과 Table 1 에 그 내용이 나타나있다.

이러한 음의 명료도 지수를 이용한 음질평가방법은 동 규격이 1969년 ANSI, S 3.5 규격으로 제정된 이후, 계속해서 주관적 평가기법으로 사용되어 온 것으로 특히, 닫힌 공간인 방송국 방송실, 승용차 내부 등의 음질 평가에 지속적으로 사용되고 있다.

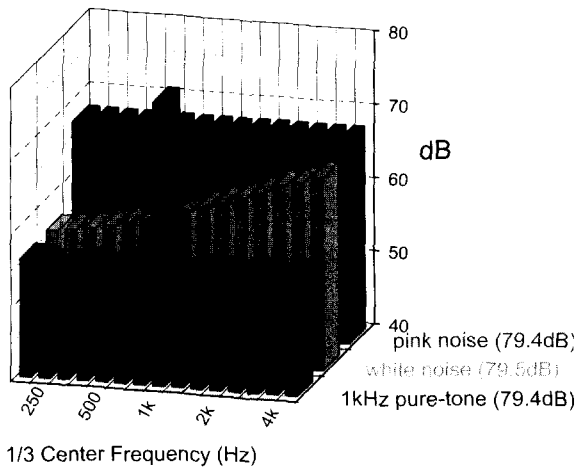


Fig. 1 Spectrum characteristics of background noise (1 kHz pure-tone, white noise, pink noise)

Table 1 AI due to background noise

배경소음 종류	AI
1 kHz pure-tone	0.03
White noise	0.09
Pink noise	0.17

승용차의 내부음질 평가시, 차실에서 측정된 소음은 음의 명료도 기법에서 배경 압소음의 스펙트럼으로 처리가능 하므로, 이러한 음질평가기법을 이용하여 승용차 운전자와 승객, 또는 탑승자 상호간의 언어인식에 대한 명료도 평가가 가능하게 된다.

2.2 음의 명료도 지수 계산방법

음의 명료도 측정은 사용하는 주파수 밴드에 따라 20-Band 방법 (200~6500 Hz), 1옥타브 방법, 1/3 옥타브 방법(200~5000Hz)이 있으며 각각의 방법은 다음과 같이 5 단계를 거쳐 지수를 계산하게 된다. 본 연구에서는 1/3 옥타브 방법을 사용하여 음의 명료도를 계산하였다.

- 1단계 : 음원 특성평가
- 2단계 : 배경소음원 특성평가
- 3단계 : 신호 대 잡음비 계산
- 4단계 : 가중치
- 5단계 : 누적치

2.3 음의 명료도 평가기준

앞에서 설명된 다섯 단계에 의해 계산된 명료도지수(AI)는 결과적으로 신호 대 잡음비(S/N Ratio)의 값에 비례하게 된다. 음성 스펙트럼의 각 밴드별 dB의 크기와 배경소음의 각 밴드별 크기와의 차이에 의해 계산하게 되고 가중치가 적용된 값들의 합으로 표현된다. 명료도 값은 최소 0, 최대 1의 값을 가지고 있으며 명료도 값과 주관적 평가와의 상관관계는 Table 2 와 같다.

Table 2 AI criteria and its effect on speech interference

구분	내용	
단계	1	-청취자에게 도달한 음원 스펙트럼을 구하거나 표준음원 스펙트럼을 이용
	2	-차실 내부의 소음크기를 주파수 분석을 통하여 각 밴드별 에너지 크기를 계산. -승용차의 엔진특성, 차실내부흡음력특성, 운전조건에 따라서 다양한 스펙트럼 형상을 보임
	3	-1단계와 2단계 값의 차이를 계산
	4	-3단계에서 계산된 Ratio에 가중치를 곱함. -가중치는 음성신호 특성을 감안하여 500 Hz 이하에서는 작고 500~4 kHz 대역에서는 큼
	5	-4단계에서 구한 값을 합하여 누적치 계산 -결과값은 0과 1사이의 크기를 가짐.
AI 범위	AI ≤ 0.2	대화 불가능
	0.2 ≤ AI ≤ 0.5	대화의 최소경계, 수용가능, 또는 양호
	0.5 ≤ AI ≤ 0.6	상대적으로 양호
	AI ≥ 0.7	대단히 우수한 조건

2.4 실험대상 차량의 AI 측정

(1) 측정방법

이와 같은 명료도 평가지수(AI)를 실차에 적용하기 위하여 정지된 상태에서 엔진 회전속도를 변화시켜가면서 차실 소음도를 측정하여 보았다. 측정대상 차량은 국내에서 생산되는 차체 중에서 소형, 중형, 대형의 대표성 있는 차종을 선택하였다. 소음도 측정은 운전석과 뒷좌석에서 이루어졌으며 엔진회전속도는 아이들링, 2000 rpm, 3000 rpm의 세가지 조건에서 수행되었다.

이와 같은 회전수에서 측정하게 된 배경은 실제 주행의 대부분이 2000에서 3000 rpm의 범위이고, 정차시나 시동시의 회전수에서 운전자나 승객이 엔진소음에 민감해지기 때문이다.

측정위치는 운전석의 귀높이와 뒷좌석 오른쪽의 승객 귀높이 부분에 마이크로폰을 설치하여 DAT Recorder로 신호를 저장하여 주파수 분석기를 통해 1/3옥타브 밴드로 분석하였다. 측정시의 암소음도는 약 40 dB 수준으로써 측정된 데이터의 신뢰성에는 문제가 없음을 알 수 있다. Fig. 2 와 Table 3 은 측정에 사용된 장비와 구성도를 나타내고 있다.

(2) 측정결과

실제 차량의 주행시에는 엔진에서 발생하는 소음뿐만 아니라, 타이어, 공력소음등도 복합적으로 나타나게 되어 차실의 소음은 보다 크게, 그리고 다른 주파수 형태로 측정되리

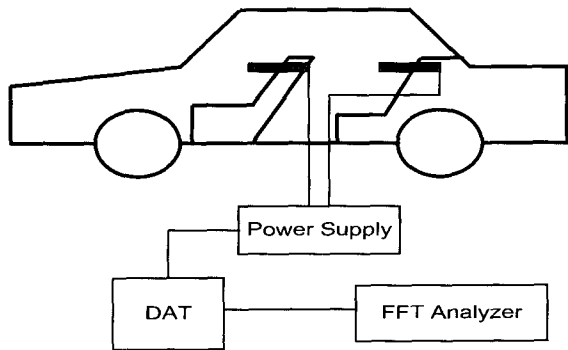


Fig. 2 Measurement setup

Table 3 Instrument list

Microphone	B&K Type 2236
Intensity probe	B&K Type 3548
Power supply	B&K Dual microphone supply type 5935
FFT analyzer	Larson & Davis model 3200
DAT	SONY 8ch PC208Ax

라 예상되나, 본 연구에서는 흡·차음재의 부착조건과 위치 변경의 영향검토가 주목적이었기 때문에 소음 발생원은 엔진으로만 제한하였다. 소형차의 경우, 음의 명료도는 아이들링시 0.95, 2,000 rpm시 0.72, 3,000 rpm시 0.54로 예측되었다. 한편, 중형차의 경우는 동일한 조건에서 아이들링시 0.99, 2,000 rpm시 0.95, 그리고 3,000 rpm시 0.81로 나타나고 있다. 대형차의 경우는 아이들링시 0.99, 2,000 rpm시 0.92, 그리고 3,000 rpm시 0.76으로 나타나고 있다. 또한 차종의 크기와 배기량에 상관없이 3000 rpm에서 AI의 저하현상을 보여주고 있다. 3000 rpm의 경우 차량속도로 볼 때 약 120 km/h정도의 속도로 실제주행시의 기타 소음원과 함께 엔진소음도 영향이 있음을 알 수 있다. Fig. 3의 (a)와 (b)는 차종별 AI의 비교 결과이다.

이와 같은 결과로 볼 때, 차량의 노후상태와 운전조건등의 영향 등으로 차이는 있겠으나 중형 및 대형차의 경우, 3000 rpm으로 운전중의 경우에는 음의 명료도가 상대적으로 좋게 나타나, 대화에 전혀 문제가 없음을 알 수 있다. 그러나 소형차의 경우는 3000 rpm의 경우, 중형차나 대형차에 비해 상당한 엔진소음이 존재한다는 것을 알 수 있다.

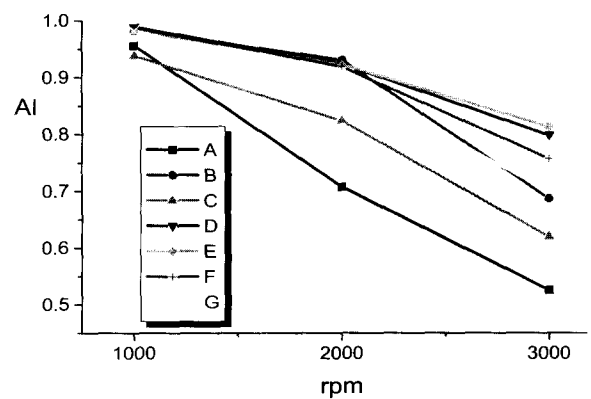


Fig. 3 (a) AI value(driver seat, A, B :compact, C, D : medium, E,F,G : large)

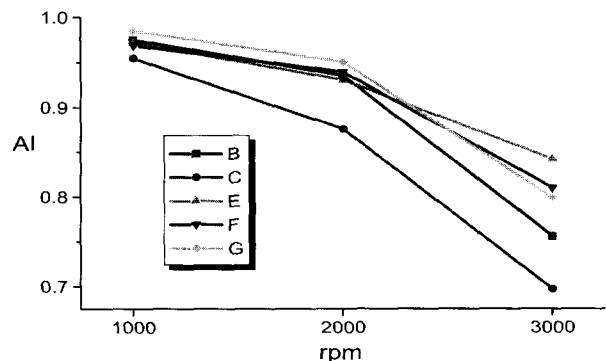


Fig. 3 (b) AI Value(rear seat, A,B : compact, C,D : medium E,F,G :large)

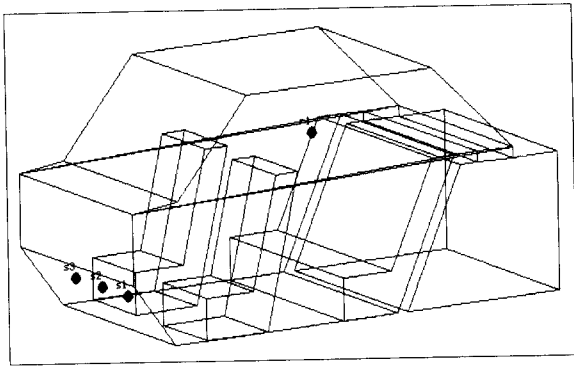


Fig. 4 Ray tracing model

이 실험은 정지상태에서 기어를 중립의 위치에 고정시킨 상태에서 측정된 내용이므로 실제 주행중의 상태에서의 대화명료도는 이보다 더 떨어질 것으로 예상된다.

3. 차실내부공간에 대한 모델링

3.1 음향학적 고려사항^(7,8)

차량의 음질 특성을 향상시키기 위해서는 전산 모델을 사용하여 내장재의 부착위치에 따른 영향의 비교평가가 바람직하게 된다. 차량의 설계단계에서 차량내부의 흡음재와 차음재의 위치를 변경하여 그 결과를 비교해볼 수 있는 경우의 수는 상당히 많을 수 있으므로, 본 연구에서는 광음향학을 이용한 해석적인 방법을 통해 흡·차음재의 배열에 따라 나타나는 음의 명료도를 예측하고자 하였다.

본 연구에서는 광음향학 이론을 이용하여 Fig. 4 와 같은 모델을 작성하였다. 모델은 실험 대상차량과 내부공간 및 각 주파수 밴드별 흡음력을 같게 하도록 맞춘 결과이다.

3.2 등가음원

차량내부로 유입되는 소음을 3개의 전방향 등가점음원으로 모델링하였다. 등가대상은 실험으로 측정된 차량중 대화명료도가 가장 낮은 차량으로 선정하여 수행하였다.

우선, 엔진룸과 차실내부의 경계벽인 방화벽에서 차실 내부의 인텐시티를 측정하였다. 인텐시티의 측정은 운전석과 조수석 및 차실 전방에서 측정하였다. 이로부터 음향과위를 계산하여 이를 3개의 등가 점음원으로 표현하였으며 다음과 같은 순서로 음향과위를 구하였다.

- (1) Intensity Probe를 이용하여 차실 내부의 전방(운전석과 조수석 아래부분, 전방 귀높이 부분)에 대해 측정한다.
- (2) 측정된 신호를 주파수 분석기를 통하여 허수값을 구한다.
- (3) 구한 허수값과 Δf 를 곱한값들을 옥타브밴드 구간별로 적분평균을 한다.

Table 4 Equivalent sound power

옥타브밴드(Hz)	250	500	1000	2000	4000
음향과위(dB)	58.73	55.74	52.75	49.72	46.74

(4) 위에서 구한 값과 차실 전면의 면적을 곱하면 음향과위가 계산된다.

이렇게 구한 음향과위는 Table 4와 같다.

3.3 모델링된 차량모델의 음향특성

모델의 음향특성은 차실 내부의 표면적(S), 부피(V), 각 주파수 밴드별 흡음력(α_i)으로 설명될 수 있으며, 이러한 물리량으로부터 각 주파수 밴드별 감쇠특성이 결정된다.

사용된 차체의 표면적과 부피는 각각 24m² 및 3m³을 가지고 있다. 흡음력 특성을 실차와 등가시키기 위하여, 모델에서는 9개 종류의 서로 다른 흡음재를 차실 내부 각각에 설치하였으며, 흡음처리에 사용된 내장재는 Table 5에 정리되어 있다.

음선의 최대 반사회수는 400회이며 최초 3회 반사시까지는 허상법을, 그 이후는 음선추적법을 사용하여 계산하였다. 그 결과 나타나는 잔향시간은 250 Hz의 저주파에서는 흡음

Table 5 Sound absorption coefficient for various materials

주파수 밴드	125	250	500	1000	2000	4000
재질	6 mm pile carpet bonded to closed-cell foam underlay					
흡음률	0.03	0.09	0.25	0.31	0.33	0.44
재질	6 mm pile carpet bonded to open-cell foam underlay					
흡음률	0.03	0.09	0.2	0.54	0.7	0.72
재질	Single pane of glass, 3 mm					
흡음률	0.08	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
재질	2*13 mm plasterboard on steel frame 50 mm mineral wool					
흡음률	0.15	0.1	0.06	0.04	0.04	0.05
재질	16~22 mm wood facing					
흡음률	0.25	0.15	0.1	0.09	0.08	0.07
재질	empty chair, upholstered with cloth cover					
흡음률	0.44	0.6	0.77	0.89	0.82	0.7
재질	Steel deck					
흡음률	0.13	0.08	0.09	0.08	0.11	0.11
재질	Fiberglass					
흡음률	0.86	0.91	0.80	0.89	0.62	0.47

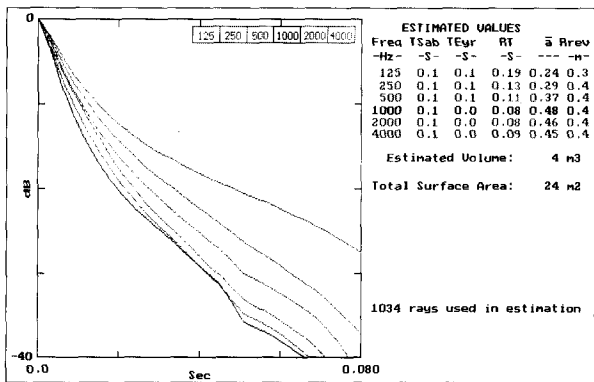


Fig. 5 (a) Reverberation time(ceiling : deluxe, firewall : normal)

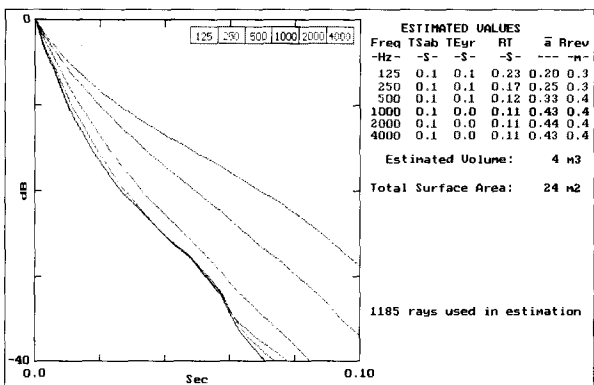


Fig. 5 (b) Reverberation time(ceiling : normal, firewall : deluxe)

처리의 유무에 따라 최소 130 msec에서 최대 180 msec의 값을 나타내고 있다.

1 kHz의 고주파에서는 마찬가지로 여러 조건 등에 의해 60 msec에서 140 msec의 값을 보여주고 있다. 아울러 이론식에 의한 값(Sarbine 식, Eyring 식)과 비교해보면 저주파에서는 오차가 크고 고주파에서 오차가 작아지는데 이는 음의 파동성의 배제한 광음향 이론의 기본가정에 의한 오차로 판단된다. 그러나 AI계산의 범위가 250 Hz 밴드부터 시작되므로 결과에 미치는 영향은 없다고 판단된다. Fig. 5의 (a)와 (b)는 모델링된 차량의 주파수 밴드별 음향감쇠 특성을 보여주고 있다.

4. 차실 내부의 음질 향상방안

4.1 AI변화에 대한 설계목표

차실 내부 구조의 변경을 통하여 음의 명료도를 변화시키는 공학적인 접근으로는

- (i) 흡음재 처리 방법

- (ii) 차음재 처리 방법

- (iii) 흡·차음재 처리 방법

의 세 가지가 경우가 있다.

음의 명료도는 크기가 0.1 정도 변화되어야 음질의 수준이 한 등급 향상되므로 AI의 변화를 위한 설계목표는 최소 0.1 이상의 증가가 바람직하다. 실제, AI값이 0.1이 변화되기 위해서는 중간주파수 영역인 500 Hz와 1 kHz 옥타브 밴드에서 각각 3dB의 소음저감이 요구되고 있으며, 흡음재 처리를 통해 위와 같은 정도의 소음저감은 공학적으로 실현 가능한 값이라 할 수 있다.

한편, 500 Hz와 1 kHz의 밴드에서 보다 효과적인 소음저감이 가능하여 5dB만큼 변화시킨다면 AI는 0.17만큼 증가하는 효과를 나타나게 된다. 이를 위해서 500 Hz의 파장과 관련해서 생각했을 경우 시트의 재질에 의한 흡음이 중요하리라 생각된다.

4.2 흡음재 처리 효과

본 연구에서는 광음향 해석을 위해 작성된 모델에 대하여 두 곳에서의 흡음재 변화영향을 검토하였다. 방화벽의 경우 엔진룸으로부터 직접적으로 소음이 유입되는 곳이며, 천정의 경우는 실내공간중 가장 큰 면적을 차지하고 있는 부분이다. 이미 작성된 모델은 실험대상 차종과 등가이므로, 천정, 또는 방화벽의 영향을 비교하기 위하여, 해당위치에 흡음재를 제거하였을 경우와 흡음력이 우수한 재질과 그렇지 못한 재질을 적용하였을 경우를 비교하였다. Fig. 6은 실내소음 분포도의 계산과정을 나타내고 있다.

4.3 수치해석 결과

여러 종류의 흡음재를 차실 내부에 배치한 후 광음향 해석기법을 적용하면 옥타브 밴드대역에 대한 실내소음도의 변화를 구할 수 있다. Fig. 7은 천장과 방화벽에 흡음재를 배치했을 때의 소음분포도를 보여주고 있다. 음압레벨은 차실의 탑승자 귀높이에서 계산된 값이다.

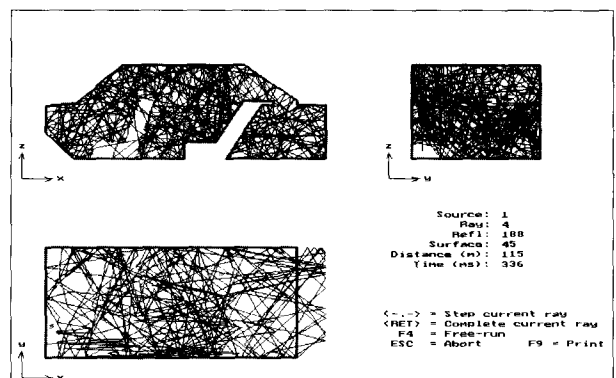


Fig. 6 Ray tracing

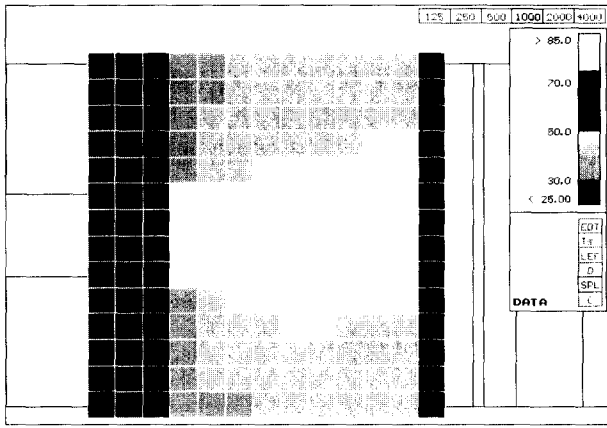


Fig. 7 (a) Noise contour in a cabin(ceiling : deluxe, firewall : normal)

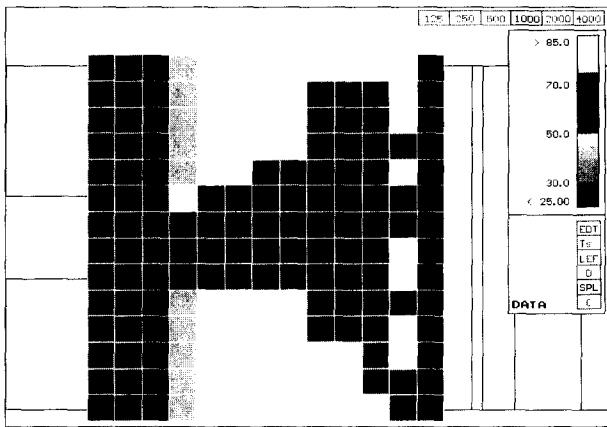


Fig. 7 (b) Noise contour in a cabin(ceiling : normal, firewall : deluxe)

흡음재 처리변화시 나타나는 각 주파수 밴드별 소음분포도로부터 음의 명료도 값을 도출한 결과는 Fig. 8에 보여져 있다. 흡음특성이 우수한 흡음재와 저급의 흡음재, 그리고 흡음재를 제거하였을 경우 AI는 운전석의 경우 0.66에서 0.68의 변화를 나타냈고 뒷좌석의 경우 0.75에서 0.91의 변화를 나타냈다.

흡음재의 위치가 AI변화에 미치는 영향에 대해 살펴보면, 방화벽의 흡음재를 변경시켰을 경우, 흡음재의 특성이 우수하고 우수하지 않음에 상관없이 그다지 큰 변화를 가져오지 못했다. 반면에 천정의 경우는 우수한 흡음재를 처리했을 경우, 다른 어떤 경우보다 효과적임을 알 수 있다. 또한 운전석보다 뒷좌석에서 흡음재에 의한 변화폭이 더 크다는 것을 알 수 있다. 이는 천정의 면적이 가장 크다는 이유도 있지만 흡음재의 위치 특성상 나타난 결과라 할 수 있다. 이에 대한 내용이 다음에 나와 있다.

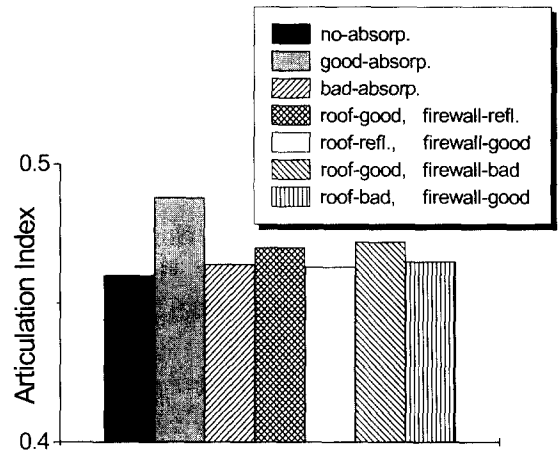


Fig. 8 (a) AI modification due to various surface treatment (driver seat)

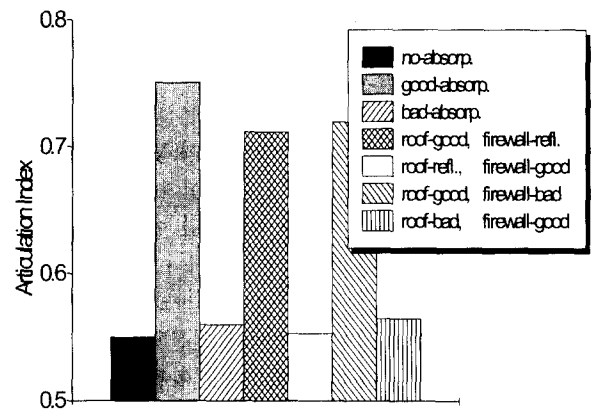


Fig. 8 (b) AI modification due to various surface treatment (rear seat)

4.4 결과 분석

차실 내부의 음장 특성으로 인해 흡음재의 효과가 큰 부분과 그렇지 않은 부분이 있을 수 있는데, 음원으로부터 가까운 부분은 흡음재의 효과가 크지 않게 된다. 이는 직접음으로 형성되는 음장의 영역에서 발생하게 되는데, 직접음과 반사음 각각에 의한 인텐시티의 비를 생각해보면

$$\frac{I_r}{I_d} = \frac{4\pi r^2}{(A/4)} = \frac{16\pi r^2}{A} \quad (1)$$

와 같이 되고 여기서 A는 흡음력을 나타낸다. 이식에서 I_r 과 I_d 의 비가 같게 되는, 즉

$$\frac{I_r}{I_d} = \frac{4\pi r^2}{(A/4)} = \frac{16\pi r^2}{A} = 1 \quad (2)$$

을 만족하는 r 이 잔향음장의 경계가 되고 이를 잔향반경

이라 한다. 여기서, 흡음력 A 는 음장의 표면적과 평균 흡음률의 곱으로 정의된다. 그러므로 경계 r 내부인 음원 근접지점에서는 직접음의 영향력의 범위이기 때문에 흡음재의 효과를 기대할 수 없고 반사음의 에너지가 추가되는 경계 r 외부에서는 만족할만한 흡음재의 효과가 나타나게 된다.

이를 자동차의 실내에 적용하기 위해 차실 내부의 흡음률을 측정해 보았다. 그 결과 주파수 밴드별 흡음률의 범위가 1.99에서 6.58로 측정되었다. 따라서 윗 식에 적용하여 차실 내부의 잔향반경을 계산한 결과, 주파수 밴드별로 최소 0.2m에서 0.36m의 범위로 나타났다. 이러한 이유로 방화벽의 흡음재 처리효과는 천정의 흡음처리보다 미약하게 되고 천정의 흡음처리가 보다 의미가 있게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 명료도지수 AI를 이용하여 승용차의 차실 내부의 음질을 평가하고 차실 내부 표면에 사용되는 흡음재의 변화가 명료도에 미치는 영향을 분석하였다. 평가는 국내에서 생산되는 대표적 차종들로 실내공간의 크기별로 나누어 측정, 평가하였다. 평가 결과, 시험에 채택한 차량의 경우 3000 rpm에서 AI의 저하를 나타냈고 이는 엔진회전수에 의한 소음의 증가로 불가피하게 나타나는 현상으로 볼 수 있다. 흡음재의 차실 내부 처리시 나타날 수 있는 다양한 경우를 감안하기 위하여, 승용차의 전산모형을 작성하였으며, 작성된 모델은 광음향 해석기법을 활용하여 흡음재의 변경에 대한 차실 소음 분포도를 예측하였다. 대화시의 음의 명료도를 예측하기 위해서는 가청범위에 해당하는 광범위한 주파수영역의 분석이 필요하며 따라서 광음향 해석기법이 적절한 해석방법이라 할 수 있다. 예측 결과, 방화벽의 흡음영향이 천정의 흡음영향에 비해 미약하게 나타났는데 이는 두 표면의 면적의 차이와 방화벽이 차실 내부의 잔향반경내에 있기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 방화벽의

경우 흡음처리 관점보다는 차음특성에 관한 관점이 필요하다고 할 수 있다. 또한 AI의 증가를 위해서는 음성 스펙트럼중 주 에너지가 집중되어 있는 500, 1 kHz대역의 소음을 저감시켜야 그 효과가 크다고 할 수 있는데 이는 차실 내부의 시트가 흡음역할에 있어서 중요한 변수라 할 수 있는 이유라고 생각된다. 본 연구에서 제안된 모델링과 광음향 해석기법을 이용한 소음분포도 해석방법은 다양한 경우로 나타나는 내부 마감재 처리영향을 전산모형을 통해 예측가능하기 때문에 승용차의 사전 설계단계에서 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) ANSI S. 3.5, 1969, "Methods for the calculation index"
- (2) 연세대학교 건축과학 기술연구소, 1995, "고속철도 천안 종합역사 소음분야 연구 최종보고서, p.51"
- (3) 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 1994, "차세대 자동차 안전도 공통 기반기술개발에 관한 연구", pp.445~495.
- (4) 이정권, 1992, "차실내 소음 개선을 위한 차음재 및 제진재의 효과적 적용", 한국자동차공학회.
- (5) 차경옥, 1994, "승용차의 진동·소음 대책기술", 한국자동차공학회.
- (6) 정주화, "차실 내부소음의 특성과 저감에 관한 실험적 고찰", 자동차공학회지.
- (7) The Acoustics Laboratory, Technical University of Denmark, 1994, "ODEON ROOM ACOUSTICS PROGRAM".
- (8) Duncan Templeton, 1993, Butterworth Architecture, "ACOUSTICS in the Built Environment", pp.51~52, pp.122~125.