

자동차 실내 N.V.H 개선을 위한 차음제의 최적선정 및 효과에 대한 실험적 연구

The Experimental Study on Optimal Application and Contribution of Insulation for Improving Automobile Interior Noise Vibration Harshness

박 인 송
I. S. Park



박 인 송
· 1960년 8월생
· 정회원
강화플라스틱 자동차차체
· 기아자동차(주)
중앙연구원

1. 서 론

최근 자동차의 기술이 동력학적인 면과 차체의 외형 스타일 면에서 구매자 만족도가 상당수준까지 접근한 것은 자동차산업의 육성과 더불어 기술축적이 꾸준히 이루어 왔음을 알 수 있다.

또한 경량화와 신소재 적용으로 차량성능이 향상되어져 구매자로 부터 좋은 평가를 받고 있다.

그러나 실내 안락성과 내부소음에서 오는 불쾌감 그리고 모든 진동요소들의 개선이 동력성능의 개선에 비해 그 기술 축적이 매우 부진하다.

이러한 점을 만족시키기 위하여 실내 소음 및 차체 진동 저감에 대한 연구가 최근에 자동차 연구 개발의 과제로 시급히 대두되어 실질적인 효과를 거두고 있으며, 이로인하여 구매자의 욕구 충족에서 역시 좋은 반응을 얻고 있다.

이러한 효과는 다음과 같은 요소를 개선 향상시켜야만 한다.

즉 소음 발생 영역에서 발생하는 진동전달력

및 방사소음을 줄여 주어야 하며 또 다른 하나는 진동발생영역에서 탑승자에게 전달되는 경로를 차단하여 주어야 한다.

자동차에서의 진동 소음은 다음과 같다.

소음발생영역(엔진 및 구동(T/M), 현가장치, 엔진흡배기계, 타이어, 외부환경(바람)에서 발생되는 진동과 방사소음, 공기전파음이 차체 판별을 통해 자동차 실내의 승객의 청각 및 신체에 전달 되어져 불쾌감을 주게된다.

본 연구에서는 이러한 문제 대책으로 차음제, 제진제, 흡음제를 이용하여 최적의 조건이 되도록 분석하는 것이다.

이렇게 함으로써 차체 Floor Panel에서 느끼는 Harshness, 내부소음의 Overall Level 및 내부음장에서 느끼는 음질 즉 중, 고역 주파수 성분에 영향을 주어 개선 효과를 내도록 하는 것이다.

특히 본 연구는 차음제에 대한 진동·소음의 전달 감쇄량을 증가시키고 중고주파의 수준을 저감시키며, 차실내부에서 방사되는 소음들간의 상호관계를 분석하여 최적의 차실내 음장을 형성하도록 하는 개발방법을 논하고 실차량에 적용 하였을때 나타나는 현상과 문제점을 분석하여 성능이 우수하고 개발차량의 개발목표에 맞는 차음제 연구에 응용 될 수 있도록 하고자 한다.

2. 자동차 진동소음의 전달경로 설정

자동차의 소음·진동에 대한 전달경로는 간단하지만 그 해결책은 많은 연구와 투자비를 요한다.

자동차의 진동 소음 경로는 다음과 같다.

크게 두가지 구별 되는데 첫째는 엔진소음, 구동계소음, 흡배기계소음, 타이어 마찰음 등을 들 수 있다. 이들 음은 공기에 의해 전달 되어지기 때문에 공기전달음(Air Borne Noise)이라 한다.

둘째는 엔진 연소로 인한 진동, 도로에서 가진 되는 진동 등이 엔진 마운팅계, 차량현가장치 이외의 각종 구조물의 Rubber Bush류 그리고 차체의 구조 등에 의해 전달되어 발생하는 구조전파음(Structure Boome Noise)이 있다.

이러한 전달경로는 Fig.1과 같다.

그리고 공기전파음과 구조전파음에 대한 전달은 Fig.2와 같은 파장으로 전달되어지며, 소산(Dissipation)과 반사(Reflection)로 Noise 감소가 이루어진다. 소산에 의한 소음감소는 기계적에너지가 열에너지로 변환되는 것이며 반사에 의한 소음감소는 대부분은 반사되고 일부는 전달 되어진다.

Fig.1, Fig.2에서 서술한 자동차 진동·소음의 전달 경로와 소음저감 대응방법을 간단히 도표로 나타내면 Fig.3과 같다.

3. 음향 이론

앞장에서 서술한 내용을 수식을 통해 정의하면 아래와 같다.

음향이론은 질량법칙($F=ma$)를 근거로 하여 임의의 벽면을 통해 전달되는 과정에서 반사파와 투사파가 존재하게 되는데 이때의 현상을 이론식으로 나타낼 수 있다. 이때 임의의 조건을 가정하면

- ① Longitudinal Wave에 비해 차체 Panel의 두께는 얇다.
 - ② 단일 Panel의 간단한 벽면(단위면적당 질량=m)
 - ③ 양쪽면의 속도는 같다.
 - ④ 벽의 움직임은 단지 질량이 의존
 - ⑤ Flexural Stiffness Sf는 무시
- 라고 하면

$$\bar{P}_i + \bar{P}_r - \bar{P}_x = iw\bar{V}_m \quad (1)$$

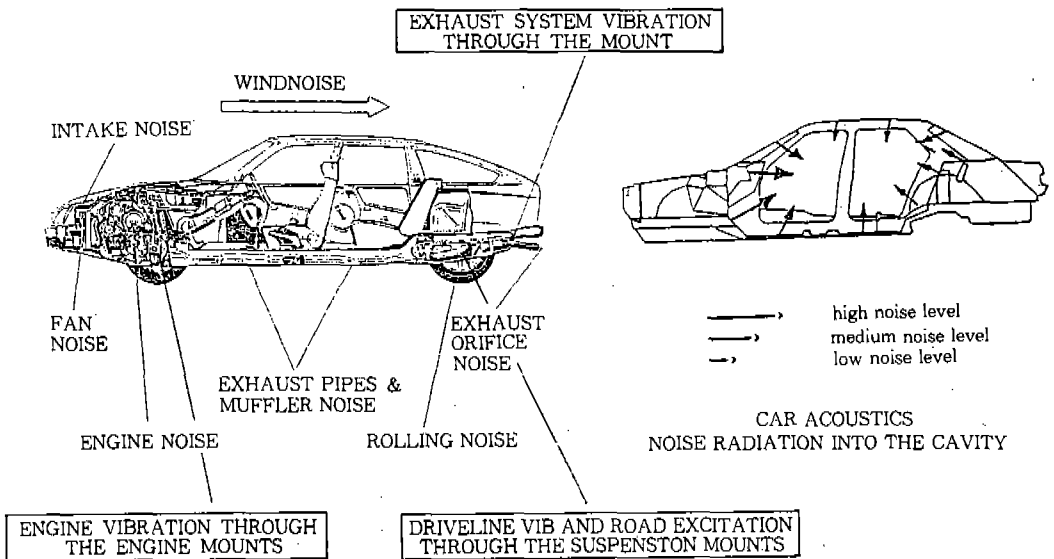


Fig.1 Noise Sources Around The Car \$ Noise In The Cavity

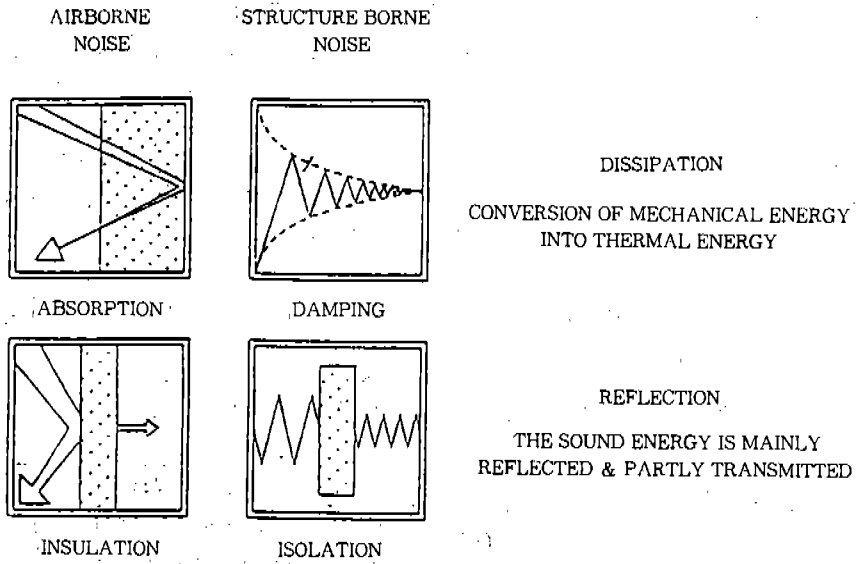


Fig.2 Principle of Noise Reduction

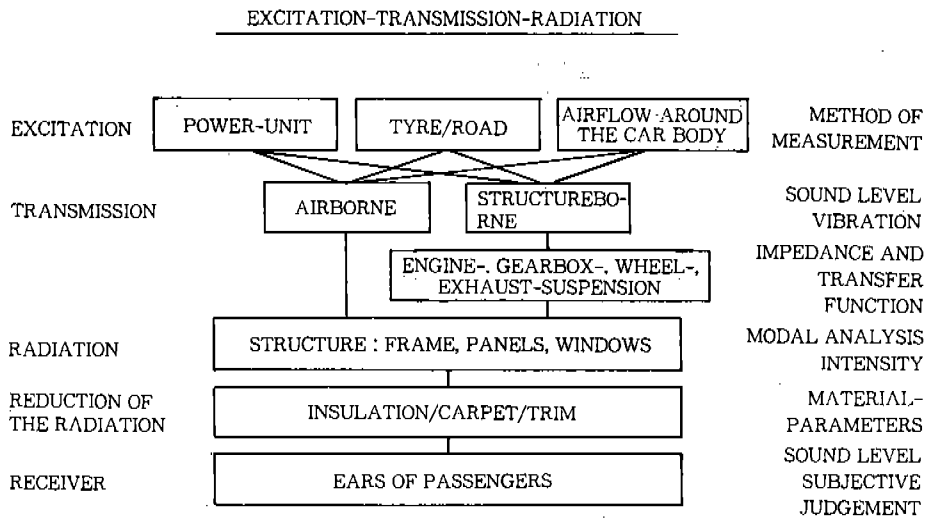
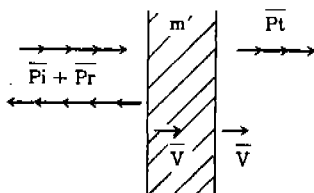


Fig.3 Automobile Acoustic



Sound Transmission (Mass Law)

여기서 \bar{v} : 벽면에서의 공기 입자 속도
 m' : 단위질량
 $i\omega m'$: Specific Acoustic Reactance
 한쪽면에서의 속도 v 는 반사파와 입사파 속도의 합과 같아서

$$\bar{v}_i + \bar{v}_r = \frac{\bar{P}_i}{Z_0} - \frac{\bar{P}_r}{Z_0} = \bar{v} \quad (2)$$

다른쪽면에서는 투사파의 속도와 같으므로

$$\bar{v}_t = \frac{\bar{P}_t}{Z_0} = \bar{v} \quad (3)$$

여기서 $Z_0 = \rho c$ (공기특성저항) (2)식과, (3)식에서 \bar{P}_t : 반사파의 음압, \bar{v} : 벽면의 속도를 소거하면

$$\bar{P}_t = \frac{\bar{P}_i}{1 + i(\omega m' / 2Z_0)} = \frac{\bar{P}_i}{1 + i(\omega m' / 2\rho c)} \quad (4)$$

전달손실을 측정하여 차음계수 R (입사, 반사파의 크기의 차이)를 규정한다.

$$R = 20 \log_{10} \left| \frac{\bar{P}_i}{\bar{P}_t} \right| = 20 \log_{10} \left| 1 + \frac{i\omega m'}{2\rho c} \right| \quad (5)$$

저주파인 경우

$$R = 20 \log \cdot \frac{\omega m'}{2\rho c} \quad (6)$$

따라서 벽면의 질량이 두배로 증가하면 차음량 ΔR 은 약 6dB가 되며 이것이 소음 진동저감에 절대적인 요소가 됨을 알 수 있다.

이때 음파가 임의의 각도로 입사 될때 강제급입파와 자유급입파의 속도가 일치하여 크기가 최대가 된다. 이것을 일치효과(Trace Coincidence Effect)라고 한다.

$$\frac{C}{\sin} = \left(\frac{Sf}{m'} \right)^{\frac{1}{4}} w^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

급입파가 존재할때 양면에서 속도가 같기 때문에 소리는 강하게 전파되며 전달 손실은 최소, 역으로 전달량은 최대가 된다.

그러므로 조화 일치가 발생하는 주파수는

$$\omega^2 c = \frac{m' c}{Sf \sin^4} \quad (8)$$

여기서 \sin 은 1보다 적은 양이므로 실제 일치 효과의 차단주파수는

$$\omega^2 \infty = \frac{m' c^4}{Sf} \quad (9)$$

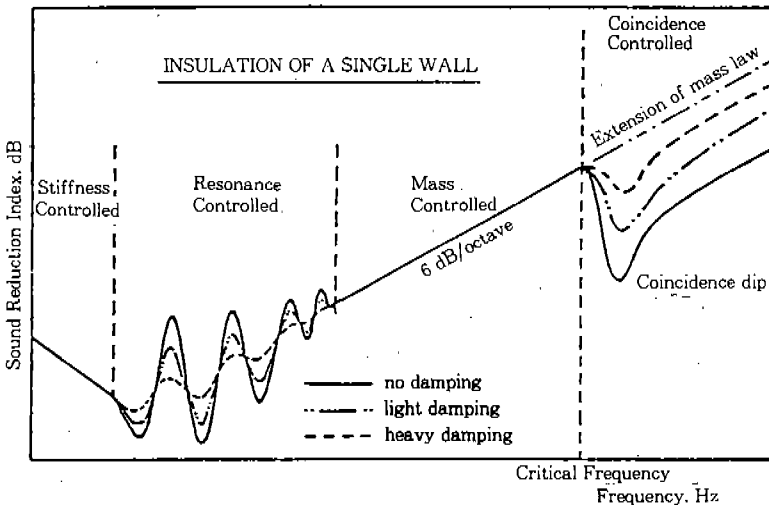


Fig.4 전달손실 특성 곡선

음향차단계수(Sound Isolation Coefficient)를 구하기 위해 Flexural Stiffness Sf를 고려하면

$$R = 20 \log \left| 1 + \frac{i\omega m \cos \theta}{2pc} \cdot \left(1 - \frac{W^2}{W^2_{oc}} \right) \right| \quad (10)$$

수직입사파인 경우 ωc 가 무한대이므로 (4)식과 (10)식이 일치한다. 이때 $R = \text{zero dB}$ 이다.

그러므로 입사각과 유한의 주파수 범위에서의 평균을 취하면 음향차단계수는 일반적으로 질량 법칙으로부터 유출한 값보다 작음을 알 수 있다. 이것에 대한 주파수의 전달손실은 Fig.4와 같다.

4. 실 차량의 적용과 실험 연구

4.1 적용방법

먼저 과제의 연구를 위해 대상개발차량이 선정 되어야 한다.

대상개발차량이 선정되면 차량이 갖고 있는 소음, 진동 상태를 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

만약 새로운 차량인 경우에 대한 차량은 현재 까지 개발된 차종 중 소음진동 성능이 우수하고 개발목표가 유사한 차량의 자료를 참고하여 육성 하여야 한다.

다음 단계는 대상개발차량의 고유 Data를 수집하기 위해 소음 Level을 측정하고 또한 Sound Intensity를 측정하여야 하며 그리고 각각의 차음제 단품이 갖고 있는 기여도가 얼마인지 분석한 후 엄밀한 재질 분석을 한다.

이러한 Data는 최종적으로 개발목표가 수립된 대상개발차량의 차음제 New Package 선정에 연구분석 자료가 된다.

이러한 자료의 연구분석은 대상개발차량에 대해서 연비의 향상, 가속성능의 향상, 중량감소 등을 고려하여 전체적으로 차량의 고급화, 경량화측면에서 조화가 되도록 개발하려는 차음제의 한계성, 개발차량의 구매층, 고객의 요구조건, 차량가격 등을 감안하여 적절한 개발계획과 목표가 설정되도록 한다.

특히 전체 개발 완료시점인 양산목표 일정에 일치하도록 개발계획이 수립하는 것이 중요하다.

그러기 위해서는 초기 Concept(무게, 가격, 상품목표치 등)이 설정되어야 한다. 이러한 과정은 도표로 나타내면 Fig.5와 같다.

4.2 실험 종류와 실험 조건

4.2.1 실내 소음측정과 기여도

대상개발차량의 현 상태를 파악 분석하여 기준 자료를 만들기 위하여 Micro-Phone을 개발차량의 Front 운전석에서 운전자 청각 위치와 조수석 역시 청각위치, 그리고 Rear Seat의 Center에서 탑승자 청각위치에 설치한다.

이때 차량의 운전 조건은 정속 60, 80, 100 km, 급가속 1000-5000rpm, 완가속 2000-5000rpm, 엔진브레이크 5000-1000rpm을 부여하여 각각의 값을 측정한다.

본 연구 실험의 결과에 대한 측정 data중 참고로 front center에서 급가속, 엔진브레이크시에 대하여 Fig.6에 표시 한다.

4.2.2 Sound Intensity 측정

개발 차량의 내부공간을 구성하고 있는 차체판

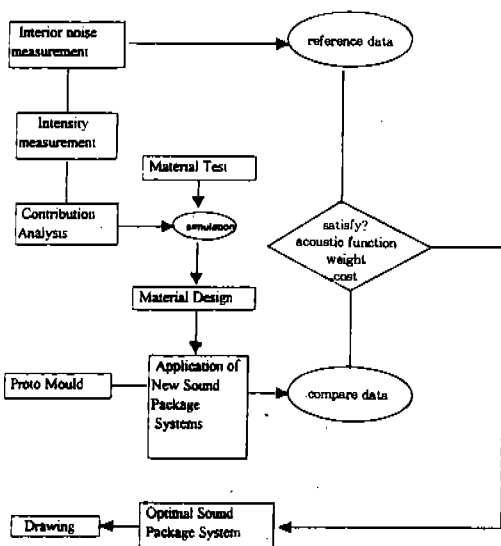


Fig.5 Development Flow Chart

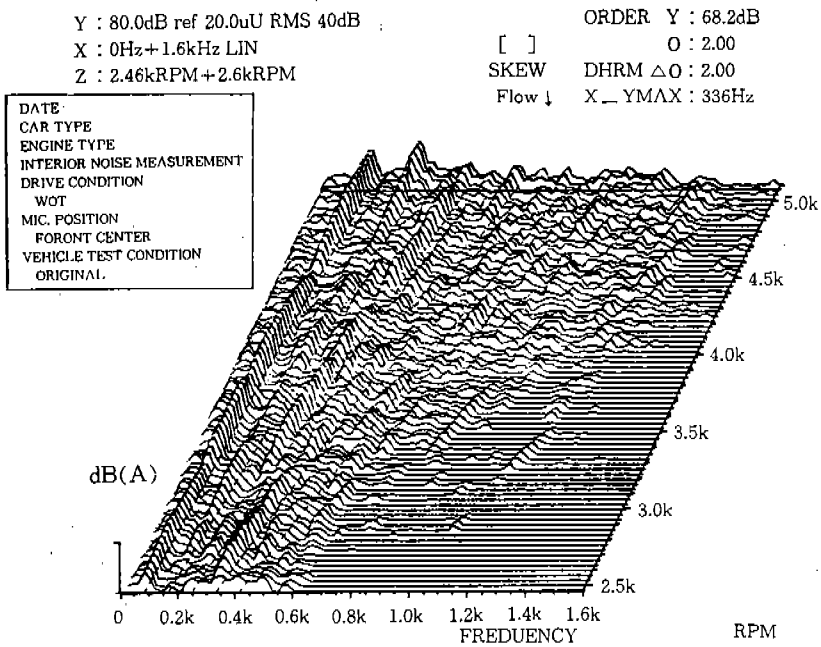
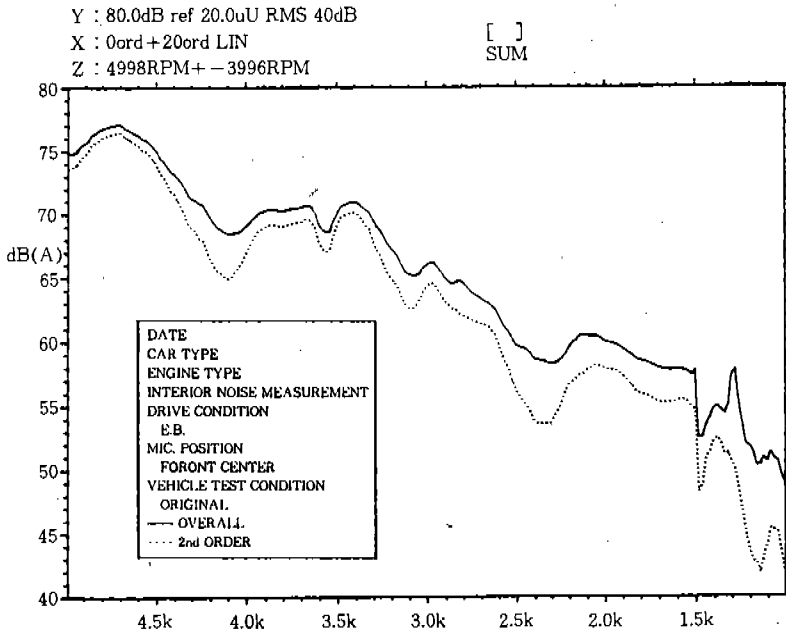


Fig.6 실내 소음 측정 그래프

벨의 음향반사 경향을 알아보기 위하여 각종 차음제 및 Trim을 모두 탈거한 상태에서 외부에서 250-5000Hz의 음을 전달케하여 이에 대한 소음 발생영역을 구간별로 Data(주파수)를 분석 수집하였다. 측정 결과 대상개발차량의 부위별 소음발생 취약부위를 Fig.7과 같이 찾을 수 있었다.

이러한 분석 결과에 대한 측정 Data를 Dash Panel에 대하여 Fig.8과 같이 Countour Map, 3D Plot으로 나타냈다.

4.2.3 기여도 측정

개발차량에 차음제를 전부 부착한 상태에서 측정 부위별로 한가지씩 탈거하고 재장착 하면서 각각의 기여도를 측정 분석 한다.

그러므로써 각부위를 통해 전달되는 소음량이 차량 내부소음에 미치는 기여도를 확인 할 수 있다.

측정 결과 전체 rpm 범위에서 1-5dB(A) 정도의 효과를 갖추고 있음을 알았다.

특히 저주파보다 중·고주파수에서 효과가 있음을 알 수 있었고 전 측정부위중 다음과 같은 수순으로 그 효과가 나타났다.

가장 큰 문제는 3000-4000rpm에서 Booming Noise가 상당히 발생하였다.

measuring surfaces	max source points
dash front	steering column top side air conditioner hole top side side pedal bracket of driver top side of co-driver
right floor	right hand side
left floor	tunnel cepter right hand side
rear floor(under seat)	rear center
seat back plate	top side of right, lefthand side
right window	top of front door part of B-pillar
left window	top of rear door part of B-pillar

Fig.7 Sound Intensity 측정 결과.

부품별 기여도와 이에 대한 측정 Data의 일부를 Front Center 부위에서 완가속에 대하여 Fig.9에 나타내고자 한다.

4.2.4 New Package의 선정

4.2.1절 4.2.2절 4.2.3절의 분석된 결과와 재질 분석 결과를 기초로 최초계획된 개발차량의 목표성능에 맞추어 지도록 아래 Fig.10와 같이 최적의 제품개발에 착수한다.

이러한 경로를 통해 실내 소음을 저감시켜 차량 실내공간이 안락한 음장 형성될 수 있도록 주로 사용되어지는 소재는 Poly Urethane Foam, PU Sponge, PVC Sheet, EVA Sheet, Fiber Glass, Marble Sponge, Neddle Felt, Resin Felt, Vinyl, 황마 Felt 등이 있다.

보통 이러한 소재를 다층구조(Muti-Layer)로 조합하여 차음재로 사용하나 그 재질의 두께, 밀도 공극율, 적층구조 등이 음향전달손실량이 다르다.

그러므로 차량 내부를 구성하는 각 구조 부위에 적용할 차음제 선정은 문제시 되고 있는 주파수 영역에서의 차음정도를 고려하여 적용해야 한다.

이 과제를 해결하기 위해서는 여러가지 유사차량에 적용된 이론자료와 경험치의 음향전달손실

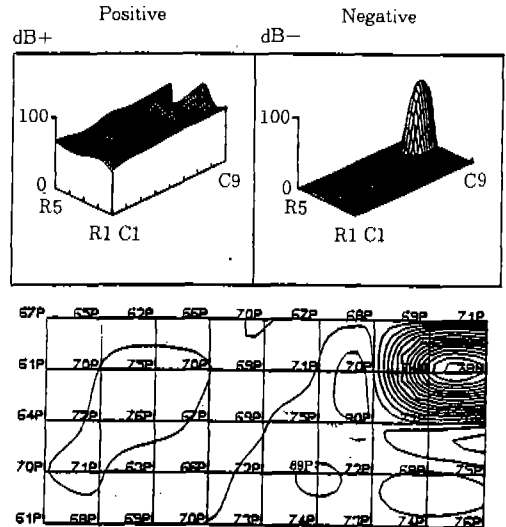


Fig.8 Dash Sound Intensity 측정 Data

unit : dB(A)

items	rpm range	1000-5000rpm			3000-4000rpm		
	freq.range	100Hz	125Hz	overall	100Hz	125Hz	overall
Outer		1.5	1.8	1.3	1.7	1.8	1.4
Dash/Inner		1.9	2.3	2.8	2.1	2.1	1.7
Front Mat		0.6	0.3	0.5	0.7	0.7	0.7
Under Seat		-0.5	-1.1	-1.1	-0.3	-0.7	-0.9
Seat Back Plate		-0.4	0	-0.3	0.2	-0.1	0
Parcel Shelf		-0.4	-0.7	-0.6	-0.3	-0.4	-0.2
Wheel House		-2.5	-2.3	-1.3	-2.7	-3.4	-2
Trunk Mat		0.7	0.4	-0.2	1	0.6	0.1
Roof Insulation		0	-0.7	-0.8	0.2	-0.2	-0.4
Bonnet Insulation		0.7	0.3	0.1	0.7	0.6	0.4
Board Seal Up		0.4	0.1	0.2	0.7	0.6	0.4
Rear Mat		-0.2	-1.2	-1.4	-0.2	-1	-0.8

Y : 100.0dB ref 20.0μU RMS 80dB

X : 0ord+20ord LIN

Z : 998RPM+3996RPM

[]

SUM

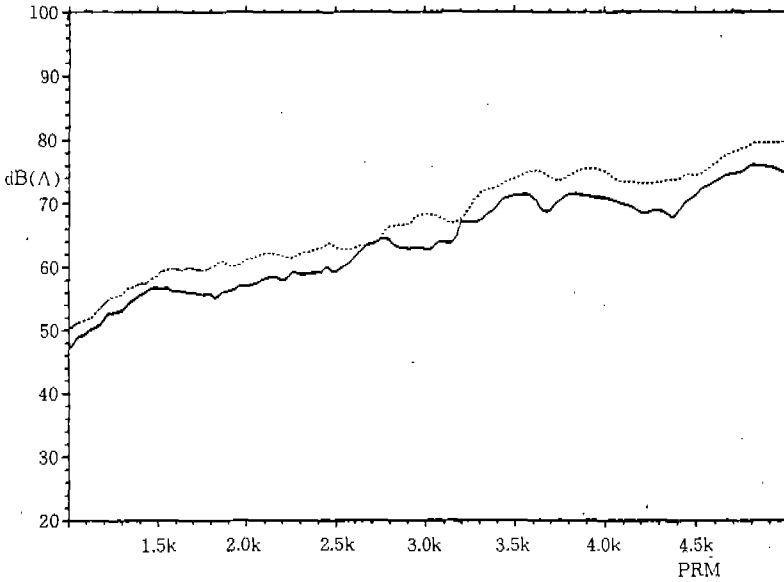


Fig.9 부품별 기여도 및 측정 Data

Data의 분석이 요구 된다.

본 연구는 New Package를 선정하기 위하여 앞절에서 분석된 결과와 Phase 1, 2, 3를 실시 한다.

Phase 1 : Front Seat에서 가장 낮은 소음수 준이 집중 될 수 있도록 Outer

Dash와 Inner를 Simulation을 한다.

Phase 2 : Rear Seat에서 가장 낮은 소음수 준이 될 수 있도록 Frt Mat, Under Seat, Wheel House, Pillar Back Plate에 대하여 Simulation 한다.

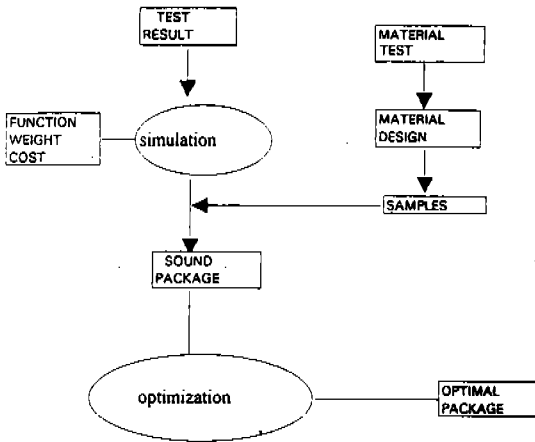


Fig.10 New Sound Package System

Phase 3 : Phase 1, Phase 2의 결과에 따라 이의 부위 즉 Roof Insulation, Bonnet Insulation, Board Seal Up, Dash/Inner 등 Simulation 한다.

Phase 1, 2, 3을 통하여 대상개발차량과 비교한 초기 개발계획에 적응되도록 다양한 Sample을 제작하여 각각의 실험 결과를 분석하여 New Package를 결정하였다.

분석결과는 Fig.12, 13과 같으며 상기 음향실험을 통한 분석 및 대상개발차량의 조건과 차음재의 특성을 고려하여 New 차음재 Package를 선정하도록 하였다.

4.3 결 과

앞장에서 선정된 차음재 New Package의 소음개선 정도를 실험을 통해 분석한 결과 Overall Noise Level이 Overall rpm Range 급가속시 Front Center와 Front Right 영역에서 1-5dB(A)(약 2.5dB(A)), Rear Center 영역에서 1-10dB(A)(약 3.5dB(A))정도 효과가 있었으며 완가속시 Front Center에서 1-6dB(A)(약 3dB(A)), Front Right에서 1-5dB(A)(약 2.5dB(A)), Rear Center에서 1-7dB(A)(약 3.5dB(A)), 엔진브레이크時에서 Front Center 영역 3,000rpm에서 1-4dB(A), Front Right 영역 2700rpm에서 1-4dB(A), Rear Center 영역은 전 rpm 영역에서 1-7dB(A)의 소음 저감효과가 있었다.

그리고 정속시의 내부소음을 1/3 Octve 주파수 분석한결과 특징은 소음 Level의 고주파수가 증가되는 동안 소음 Level의 저주파수는 감소되었으며 전 rpm 범위에서 약 5.5dB(A)정도 저음효과가 있었다.

측정 Data의 중 일부인 Front Center 영역에서 완가속에 대해서 일부를 Fig.13에 나타내었다.

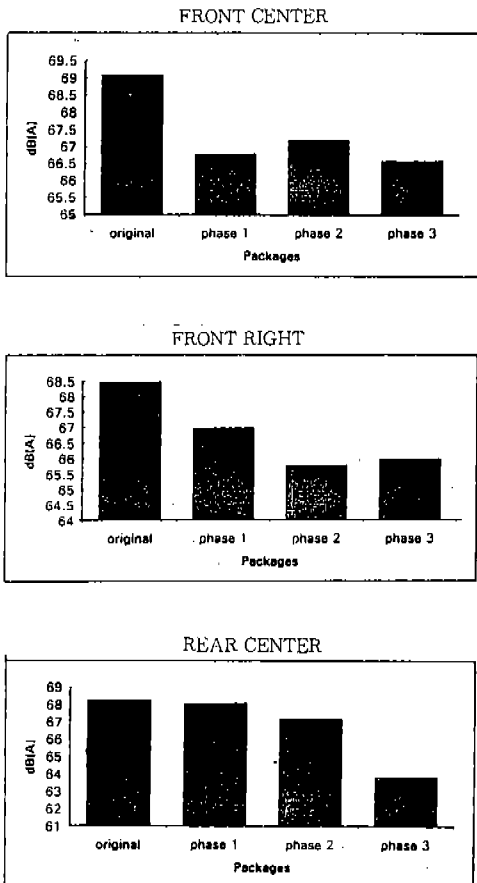


Fig.11 New Package Simulation Result And Optimal Package

5. 맺 는 말

자동차의 N.V.H. 향상은 단지 소음저감으로

	Item	Specification
1	Dash UPR/LWR	B/S 2t+PUL Foam, $d=110\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
2	Front Mat	B/S 2t+PUL Foam, $d= 90\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
3	Rear Mat	B/S 2t+PUL Foam, $d= 90\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
4	Under Seat	B/S 2t+PUL Foam, $d= 90\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
5	Back Plate	PVC 2t+Felt 20t+PUR Foam for Power Amp. $d= 26\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
6	Wheel House	B/S 2t+PUL Foam, $d= 90\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
7	Roof Insulator	PUR Waste Foam, $d=130\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
8	Bonnet Insulator	PUR Slab Foam, $d= 26\pm 10\% \text{ kg/m}^3$
9	Pillar A, B, C, D	PUR Moulded Foam, $d=175\pm 25\% \text{ kg/m}^3$
10	Outer	same as original
11	ETC.	The other items are refered KIA Motors Co's specification

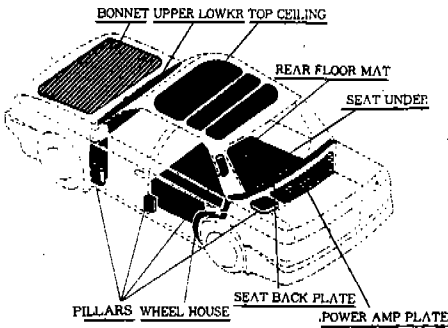


Fig.12 Description of Optimal Package

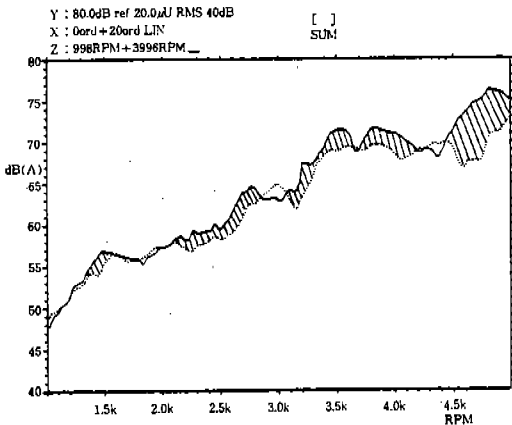


Fig.13 Noise Level After Optimized Insul.Package

실내의 음장을 좋게 한다면 비교적 간단한 방법으로 개선안을 마련할 수 있을 것이다.

그러나 개발목표에 적용 될 수 있는 소음저감은 가격을 비롯하여 여러가지 조건을 만족해야 한다.

이러기 위해서는 체계적이고 조직적인 경로를 통해서 Proto Car 제작에서 부터 내부소음량과 음장을 개선 육성하여 양산시점에는 충분히 만족할 수 있는 제품이 공급되어져 실질적인 개선 효과가 실현될 수 있도록 하고자 한다.

특히 중점 연구 과제는 설계 초기부터 차체의 구조를 주요 소음발생영역이 어느 부위인지 파악하여 저소음구조로 설계되는 것이 선행 되어야 한다.

왜냐하면 차음제 또는 흡음제 등으로는 이미 전달되어진 소음을 제어하는데는 구조적으로 한계성이 있기 때문이다.

그래서 이 분야의 기술축적이 이루어지기 위해서는 과감한 투자와 새로운 차음제의 재질 및 N.V.H 향상을 위한 신기술개발 연구가 필요하며 이러한 연구개발투자가 국내 전문기업체 및 기술연구기관에 장기적으로 투자되어져 보다 앞선 개발기법이 창출되도록 유도하여 성큼 다가온 세계화 시대에 경쟁력 있는 자동차 생산국이 될 수 있도록 하여야 할 것으로 사료 된다.

참 고 문 헌

1. Harold W.Lord Williams S Gatley. Hardid A Evensen, Noise Control for Engineers McGraw Hill 1980.
2. Toshihiro Arai, Shigeo Tasaki, Hideo Sakai, 'Improving Acoosztic Properties of Multiayer Soundproofing Board'
3. Study on Effective Application of Soundproofing Materials through Low Noise Protoype Car Development'. Int J. of Vehicle Design. Vol.5 No 4 1984.
4. Erwin eyer, E.G.Neumann "Physical and Applied Acoustics", Academic Press 1972.
5. C.Dickenson, 1987, "A Hybrid Approach to Driveline Nois, Control", Noise & Vib con-
trol World wide, March, pp.92
6. 한국자동차공학회지 제14권 1992 차실내 소음 개선을 위한 차음재.
7. Hirofumi Aoki et al. "Effect of power plant Vibration on Sound Quality in the passenger Compartment During Acceleration".
8. 자동차 종합정보 제27호 1990 차실내 음향 품질개선위한 연구
9. 대한기계학회논문집 제15권 제 3 호 1991 승용차의 차음향 및 자체 진동 연구
10. Jha:S.K 1976 Charcleristics and Sources of Noise and Vibration and their Contral in Mator cars.
11. Yashiro H.Suzuki K. and Kajio. 1985 'An Apptcation of structural Acoustic Analysis to car Body structure'.