

4 기통 엔진의 흡기계 소음제어

0 김 태정¹ 홍 상범²

Noise Control of an Air Intake system for a Four-Cylinder Engine

0 T. C. Kim S. B. Hong

ABSTRACT

Noise control process of an air intake system for a four-cylinder automotive engine is described. The objective of the process is reduction of induction noise without losing engine performance and changing package layout. The theory and feasibility for noise control elements are also discussed.

In general, four-cylinder engines generate a lower frequency induction noise around 80~150 Hz (2400~4500 rpm) and firing frequency, valve impact noise are the main sources. In this paper, the most problematic noise source is identified first and better position of air inlet is selected between inside-fender and out-of-fender layouts. Secondly, the possible noise control approach and CAE analysis results are compared to those from speaker excitation tests. Finally, the effect of the controlled intake system after the installation to an automobile is presented.

INTRODUCTION

근래에는 차량의 진동·소음 특성이 차량의 많은 기여를 하지만, 경량화 및 원가절감에 대한 요구로 인한 흡·차음재의 절감 등으로 소음 목표수준을 만족하는 것이 더욱 어렵게 되었다. 또한, 외부 소음 법규의 제정 및 소비자 기호의 고급화 등으로 NVH의 중요성은 날로 더해지고 있다. 특히, 주행시 차량 전체소음의 15% 정도를 차지하는 흡기소음은 공력소음 다음으로 중요하게 제어되어야 할 소음들 중 하나이다. 흡기계 소음은 급가감속시 차량 전체소음의 거의 대부분을 차지하는 경우가

많으며[1], 이는 승용차에서 더욱 심각하다. 가속시 소음은 차실내 소음은 물론, 외부 소음(pass-by noise)에도 많은 영향을 주기 때문에 차의 상품성을 대변한다고 해도 과언이 아니다.

흡기소음은 공기의 유동에 기인한 와류(turbulent)소음과 piston 및 valve류의 충격음이 흡기 관을 타고 외부로 방사되는 전달(induction) 소음으로 구분된다. 와류소음은 가속과 비례하여 커지며 모든 대역의 주파수를 포함하는 white noise의 형태를 가지고 있다. 이는 흡기관의 표면 거칠기를 매끄럽게 가공하고, 굴곡률을 크게 하여 공기흐름에 의한 와류(turbulence)가 생성되는 것을 방지하므로써 쉽게 저감이 가능하다. 그러나, 전달소음은 조화(harmonic)성분으로 이루어지므로 특정한 주파수로 주위의 매질을 가진다. 특히, 급가감속시에는 피스톤내의 압축가스 압력이 2~3배

1. 현대자동차 승용제품개발2연구소 연구1팀
2. 현대자동차 승용제품개발2연구소 연구1팀

커지게 되므로 폭발음과 valve 개폐의 충격음이 그 자체만으로도 매우 커지게 된다. 더구나, 흡기관이나 실내 음장의 공명주파수와 공진을 일으켜 가속 boom'g 소음의 원인이 되기도 한다. 그러므로, 본 논문에서는 설계 초기단계에서 흡기계의 전달(induction)소음을 줄이는 일련의 작업들을 고찰하기로 한다.

FOUR-CYLINDER ENGINES

동일한 배기량을 가지고 비교 할 때, 직렬 4기통 엔진은 부품의 수가 적으므로 제조가격이 싸며, 고장시 정비성이 6기통이나 8기통 엔진보다 용이하다. 특히, piston 당 연소실 용적이 커서 높은 폭발력을 가지며, piston과 cylinder와의 마찰면적이 작기 때문에 연료를 적게 소모하면서도 마력수는 큰 장점이 있다. 그러나, 높은 폭발 주파수를 가지며 여러 조화급수 성분으로 골고루 이루어진 6기통이나 8기통 엔진과 달리, 폭발 주파수가 낮으며 C2, C4 성분과 같은 저주파 소음의 영향이 지배적인 경향이 있다.[2] 또한, 흡기계 자체의 공명 주파수와 연성되는 경우가 빈번하여 문제 주파수 대역도 넓어진다. 직렬 4기통 엔진의 저주파 소음은 작은 용량의 공명기(resonator)나 짧은 길이차를 가지는 상쇠관(cancellation tube), 흡음재 등으로 쉽게 저감되는 고주파 소음과는 달리, 용량이 큰 공명기 및 긴 길이의 1/4 파장관등이 요구된다.

NUMERICAL ANALYSIS TECHNIQUES

유체가 이상적인 음향 매체의 조건을 만족시킨다고 가정하면, 음향 파동 방정식은 식(1)과 같이 나타난다. 식(1)과 같은 field equation의 해를 수치적으로 푸는 방법에는 유한요소법(FEM), 경계요소법(BEM), 적분법(Integration Method) 등이 있다.

$$\nabla^2 P = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad (1)$$

여기서

- P : instantaneous acoustic pressure
- t : time variable
- c : speed of sound

$$\nabla^2 : \left(\frac{d^2}{dx^2} + \frac{d^2}{dy^2} + \frac{d^2}{dz^2} \right)$$

본 논문에서는, 상용 S/W인 MSC/NASTRAN을 사용하여 유한요소 해석을 수행하였으며, AAC/COMET을 사용하여 경계요소 해석을 수행하였다. 유한요소 해석법은 계산시간이 짧고, 흡기관내 모드형태를 후처리하기 편리하지만, 외부 무한장을 표현하지 어려워 음향의 외부전파나 orifice의 영향등을 해석하는데 어려움이 있다. 또한, 모델링에 소요되는 시간이 많으므로 다양한 사양을 해석하기에는 어려움이 있다. 반면, 경계요소 해석은 내부 유한장 및 외부 무한장을 동시에 해석이 가능하며, 모델링 및 사양변경에 소요되는 시간이 대폭 줄어든다. 그러나, 계산시간이 길어지므로, 주파수 보간법, 다영역 해석법등을 사용하고 개선계획을 잘 수립하면 어느정도 개선이 가능하다.

ANALYTICAL METHOD - 그림 1은 흡기계 내부의 공기를 모델링 한 수치해석 모델이다. 경계를 이루는 흡기관은 음파를 모두 반사하는 완전강체벽의 경계조건을 주었으며, cylinder의 등가부피는 Engelman이 제안한 식 (2)를 사용하여 모델링하였다.[3]

$$V_{eff} = \frac{V_d}{2 \left(\frac{R+1}{R-1} \right)} \quad (2)$$

여기서

- V_d : piston displacement (stroke)
- R : compression ratio

Figure 1 An air intake system model for a numerical analysis

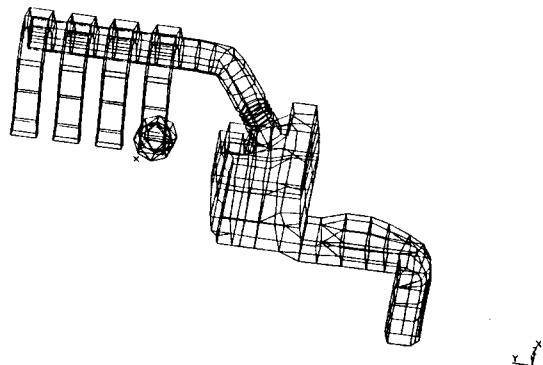


그림 1. 흡기계의 수치해석 모델.

1번 cylinder만을 모델링 하여도 intake manifold내의 공명주파수를 충분히 표현할 수 있다. 경계요소 해석에서는 cylinder 내부에 원판을 위치시키고, 이

원판에 속도나 압력의 경계조건을 주어 indirect uncoupled 방법으로 해석하였다. 유한요소 해석에서는 cylinder 내부에 점음원을 위치시키고, air inlet 주위에 큰 체적의 buffer zone을 설치하여 그 표면에 무한음장 경계를 주었다. 해석 주파수의 범위는 소음에서 주로 문제가 되는 0~400 Hz 구간이다.

ENGINE PERFORMANCE PREDICTION - 엔진의 흡기 체적효율을 증대시키는 방법은 흡기 manifold 내의 공명현상을 이용하는 것이다. 다음의 2가지 공명을 이용하여 최대 torque를 조정하는데, 이들 공명 주파수와 그 조화성분들이 전달소음의 주 원인중 하나이다.

(A) Cylinder + Intake Runner + Surge Tank의 공명 주파수 및 모드

(B) Cylinder + Intake Runner의 공명 주파수 및 모드
2행정기관에 대하여 (A)에 의하여 흡기 효율이 최대가 되는 엔진 rpm은 간단화 된 식(3)과 같이 구할 수 있으며, C2 성분과 관련된 (B)에 대한 엔진 rpm은 식(4)로 찾을 수 있다.[4]

$$rpm = \frac{60}{K} f_{n1} \quad (3)$$

여기서 $K = 2.0 \sim 2.4$, f_{n1} 은 (A)의 공명 주파수

$$rpm = 30f_{n2} \quad (4)$$

여기서 f_{n2} 은 (B)의 공명 주파수
유한요소 해석(해석방법은 차후에 설명되어 있음)으로 해석된 당사 A 엔진의 f_{n1} 과 f_{n2} 는 129 Hz (그림 2-(a))와 175 Hz (그림 2-(b))이며, 예상 최

Figure 2 (a) Acoustic Resonance (129Hz) of Cylinder + Intake Runner + Surge Tank

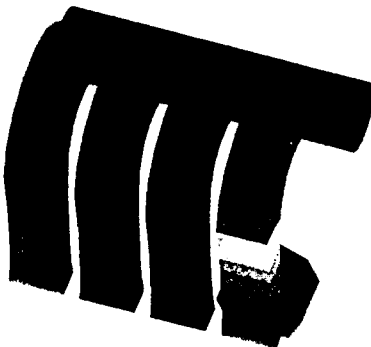


그림 2. (a) Cylinder + Intake Runner + Surge Tank의 공명 주파수 및 모드 (129 Hz)

Figure 2 (b) Acoustic Resonance (129Hz) of Cylinder + Intake Runner

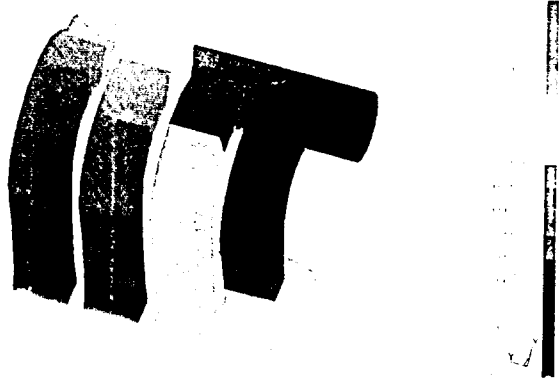


그림 2. (b) Cylinder + Intake Runner의 공명 주파수 및 모드 (175 Hz)

대 torque는 3225 rpm과 5250 rpm이다.

실제 측정된 최대 torque는 3300 rpm 부근으로, 흡기 전달소음이 110 Hz 근처에서 높아짐을 알 수 있으며, 이 문제 주파수의 저감이 요구된다. (그림 3)

Figure 3 Measured air intake induction noise level

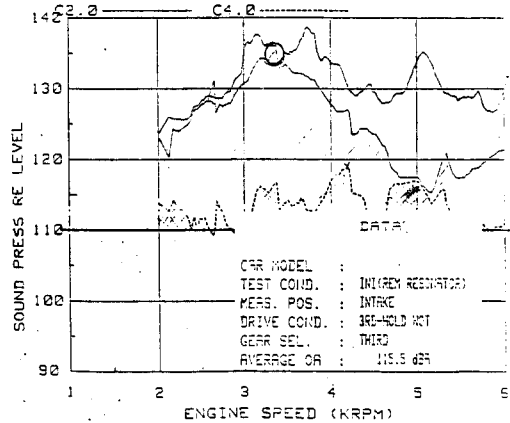


그림 3. 당사 A 엔진 흡기계 소음 측정곡선

NOISE CONTROL ELEMENTS

현재 사용되고 있는 소음저감 요소들은 공명기, 확장관, orifice, 상쇠관, 및 흡음층 들이다. 이들 중 흡음층의 적용은 500 Hz 이상의 고주파 영역에서 보다 효과가 높으므로 본 논문에서는 제외하기로 한다.

RESONATOR - 공명기는 단순히 1 DOF 계로 볼 수 있는데, 질량의 역할을 하는 목의 체적과

spring의 역할을 하는 공명통으로 이루어진다. 공명기는 특정한 주파수 만을 제어하는 band pass filter의 역할을 수행하며 전달계수는 다음과 같다.[5]

$$T_r = \frac{1}{1 + \frac{c^2}{4S^2(\omega L'/S_b - c^2/\omega V)^2}} \quad (5)$$

여기서

$L' = L + 1.7a$: effective length of the neck (a = radius of the neck)

$S_b = \pi \cdot a^2$: neck cross sectional

area

c : speed of sound

이며, 전달이 차단되는 주파수, 즉 전달계수가 0인 주파수 ω 는

$$\omega = \omega_0 = \sqrt{(S_b)/(L'V)} \quad (6)$$

이다. 공명기는 흡기계의 문제소음 주파수와 Resonator의 공명 주파수가 일치하도록 Tuning 한 후, 흡기계 공명 모드에서 음압이 크게 작용하는 anti-nodal 부근에 부착한다.

EXPANSION CHAMBER - 확장관은 Low-pass filter로서 작용을 하여 확장부위의 길이 및 단면적 비에 의해 tuning 된 주파수 이상을 제어한다(식 (7)). 100 - 200 Hz 부근 저주파의 전달 계수를 반으로 줄이기 위해서는 확장관의 단면이 커져야 하므로, 공간이 제약된 엔진룸 내에서의 적용은 어렵다. 축소관도 위와 비슷한 작용을 하지만, 흡기관의 축소는 엔진의 성능저하를 의미하므로 적용이 불가능하다. 단지, 공명기 설치 위치에 약간의 축소단면을 두어 공명기의 효과를 증대시키는 경우는 있다.

$$T_r = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{2} \frac{S_1}{S} kL \right)^2} \quad (7)$$

여기서

S_1/S : 확장관 단면 / 흡기관 단면

L : 확장관 길이

k : wave number

ORIFIECE - orifice branch는 High-pass filter로 작용을 하여 저주파소음의 저감에 효과가 있다. 전달계수는 식(8)과 같이 나타낼 수 있는데, orifice의 반지름이 증가할수록 많은 양의 저주파를 차단함을 알 수 있다. Orifice의 단면 a 와 높이

L 이 소음파장보다 작을 경우에 전달계수는 ;

$$T_r = \frac{1}{1 + [\pi a^2 / (2SL'k)]^2} \quad (8)$$

여기서

$k = \pi a^3 / (2SL')$ 이고, $L' = L + 1.5a$

음향 power는 식 (9)와 같이 나타나며, orifice에 의한 소음의 저감은 관외로 새어나가는 원인보다는 관내로 반향되어 들어가는 이유임을 알 수 있다.

$$T_{rb} = \frac{2k^2S}{\pi[1 + (2SL'k/\pi a^2)^2]} \quad (9)$$

CANCELLATION TUBES - 상쇠관은 음파를 반대의 위상차로 만들어 원하는 파장의 소음을 상쇠시키는 것이다. 상쇠관으로는, 흡기관을 2개의 가지로 나누고 그중의 하나를 제어할 주파수의 1/2 파장만큼 길이차이가 나도록 하여 이들이 다시 합쳐지면서 상쇠시키는 by-pass 형과, 흡기관에 수직인 가지를 만들고 그 길이를 문제소음 파장의 1/4 길이로 tuning 하는 1/4-tube가 있다. By-pass 형은 파장이 짧은 고주파에만 적용이 가능하고, 1/4 파장관은 비교적 파장이 긴 저주파에도 적용이 가능하다. 1/4 파장관의 단면적은 상쇠량을 조절하며, tube를 접거나 흡기관에 밀착하여 비교적 작은 공간에 장착이 가능하다.

INTAKE SYSTEM DESIGN PROCEDURE

설계초기임에도 불구하고 흡기계는 많은 제약들을 가지고 있다. 우선, 엔진룸 내에서 가장 낮은 중요도를 가지고 그 layout이 결정되게 된다. 또한, 엔진의 성능을 확보하기 위하여 가능한 한 짧은 경로를 가지게 되며, 제어요소들을 장착할 공간들의 확보도 문제가 된다. 본 장에서는 당사 A엔진에 대한 흡기계 설계를 예로써 흡기 전달소음에 대한 제어를 고찰하고자 한다.

AIR INLET POSITION - 엔진설계팀의 요구사항은 저온의 공기를 흡입할 수 있는 fender 내에 흡입구를 위치시키는 것이었다. 흡기온도가 낮아지면 엔진의 성능은 10% 정도까지 높아질 수 있다.[6] 그러나, 소음평가팀의 입장은 fender 공명에 의한 소음의 증가가 예상되어 이를 꺼리는 방향이었다. 그러므로, 당부에서는 흡입구의 fender 삼입이 소음에 미치는 영향을 proto 제작 전에 판단하

여 layout을 확정하였다. Fender의 체적을 수치해석 모델로 모델링 하였는데(그림 4), fender 자체는 폐공간이며, 130 Hz 부근에서 길이방향의 첫 번째 공명 주파수가 나타난다.

Figure 4 Numerical analysis model of the inside-fender air intake layout

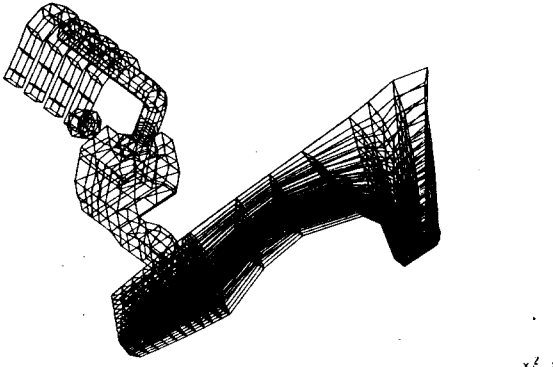


그림 4. fender 내로 유입된 흡기계의 수치해석 모델

수치해석의 결과, 이 공명 주파수는 엔진의 문제 소음 주파수 110 Hz와 공진을 일으켜 250 Hz 이하의 소음영역에서 fender에 유입되지 않은 layout 보다 10~13 dB 높은 음압을 나타낸다(그림 5). 이때의 해석결과는 piston 내에 0~2000 Hz의 단위 음압을 위치시키고, inlet 전방 100 mm에 있는 절점에서 계산한 상대적인 수치이다. 이 결과를 근거로 fender로 삽입되지 않는 layout으로 결정되었으며, proto 차량 제작 후 실시한 실내소음 실험결과

Figure 5 Calculated SPL from numerical analysis

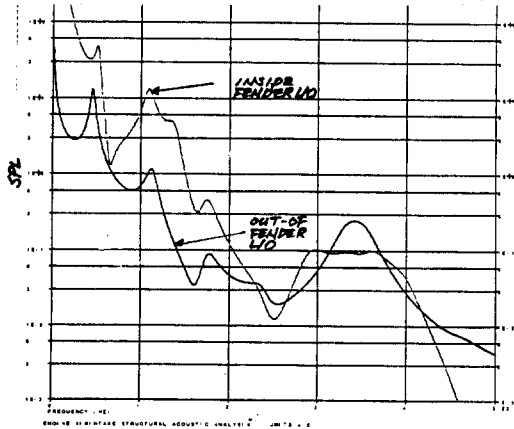


그림 5. inside-fender 와 out-of-fender 흡기계의 음압 수치해석 결과

도 fender 삽입형이 2~6 dB 불리한 것으로 증명되었다.[7]

NOISE CONTROL - 흡기구의 위치가 fender 밖으로 위치하면, 소음은 줄어들지만 당사의 목표치에는 근접하지 못하였다. 흡기관의 길이가 1 m 정도 연장되면 3 dB 정도 소음저감 효과가 나타나지만, layout상 연장은 어려우므로 상기 제어요소들을 사용하여 110 Hz의 문제 소음 주파수를 저감하였다.

이론상 가장 사용하기 쉽고 저주파에 효과가 좋은 요소는 orifice branch인데, 경계요소법으로 해석한 결과를 그림 6에 나타내었다. Orifice 적용 후 Data Recovery Mesh상에 나타난 음향 power는 기존 흡기계의 1/4에 불과함을 알 수 있다. 그러나, orifice는 이물질의 유입방지 및 충분한 reactance를 확보할 수 있는 공간의 제약등으로 실제 적용이 곤란한 경우가 많다.

Figure 6 Noise reduction from orifice branch (SPL from BEM analysis)

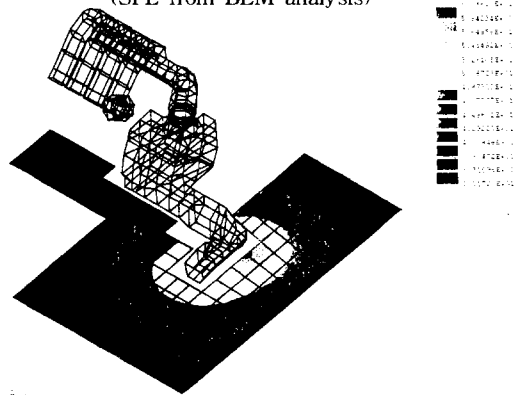


그림 6. orifice의 소음저감 효과 (경계요소법 해석결과)

공명기는 공명모드의 anti-nodal 위치상에 적용하는 것이 가장 효과가 좋으므로, 유한요소 해석을 이용하여 해석한 110 Hz 공명모드(그림 7)를 참조로 부착위치를 결정하였다. Surge tank와 최대한 가까이 위치시키기 위하여 intake hose에 설치하기로 결정하였다. 해석으로써 neck와 공명기 체적을 여러 가지로 변화시켜 최대의 소음저감이 가능한 용량을 산출한 결과, 6.6 liter가 적정체적으로 판단되었으나, 사용가능한 공간이 2.3 liter 정도밖에 없었으므로 이에따라 neck를 결정하였다. 유속의 영향 때문에 실험에서는 목표 주파수보다 약간 낮게

공명기를 tuning하는 것이 일반적이다. 체적의 제한으로 공명기의 소음저감 효과가 제한되었으므로 기타 다른 요소들과 병행사용이 불가피 하였다. 그림 8에 orifice와 110 Hz 공명기를 함께 적용한 수치해석 모델의 해석결과를 나타내었으며, 이를 speaker 가진에 의한 원리실험 결과(그림 9)와 비교하면 소음저감의 경향이 일치함을 알 수 있다.

Figure 7 Acoustic resonance at 110 Hz problematic noise (Mode shape from FEM analysis)

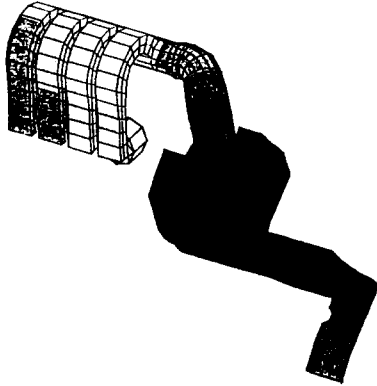


그림 7. 110 Hz 문제소음 주파수의 흡기계 공명모드 형태 (유한요소 해석결과)

Figure 8 Calculated SPL (A noise controlled intake system using an orifice branch and resonator)

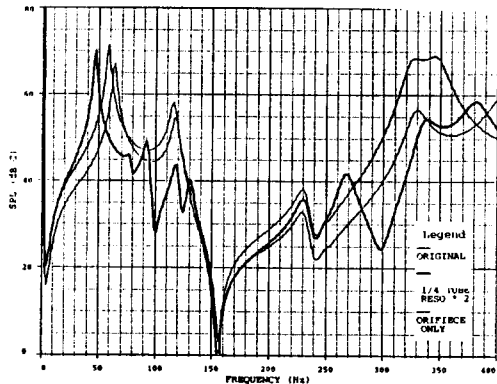


그림 8. 공명기와 orifice 동시적용 흡기계 SPL 해석 결과

1/4관은 흡기 duct 하단에 사용 가능한 약 9 liter의 공간에 적용되었다. 흡기 duct와 같은 단면을 가지는 0.78 m(110 Hz 문제 주파수 파장의 1/4 길이)의 관을 자유로이 구부러 4.2 liter 정도의 공간만을 사용하였고, 나머지 공간은 문제 주파수를

Figure 9 Speaker excitation test result (A noise controlled intake system using an orifice branch and resonator)

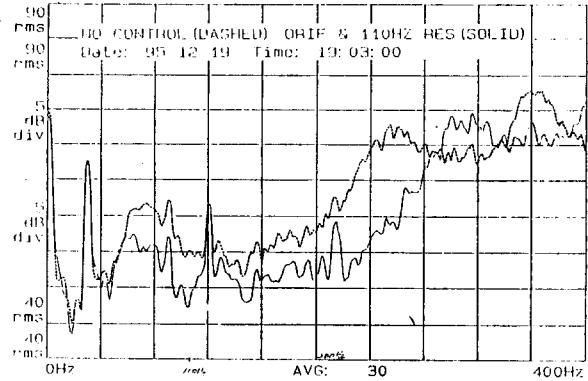


그림 9. 공명기와 orifice 동시적용 흡기계의 원리시험 결과

약간 벗어난 공명기를 설치하여 110 Hz의 소음 주위를 집중적으로 제어하였다(그림 6). 실제 감쇠특성을 고려하면 110 Hz에서 10 dB정도 저감이 가능하여 목표를 만족시킨다.

CONCLUSIONS

당사의 A 엔진 흡기계를 가지고 소음의 원인, 그 제어요소들 및 실차 적용사례와 원리시험결과들을 고찰해보았다. 양산으로 가면 엔진의 품질이 안정되어 문제 소음의 크기는 다소 줄어들게 되므로, 110 Hz에 조정된 공명기만으로도 목표를 만족시킬 수 있지 않을까 생각된다. Proto Car의 실내소음 시험결과(그림 10), 110 Hz에서 3 dB 정도 저감되어 공명기의 효과가 해석적으로 충분히 검증되었다. 원리시험의 결과, 기타 다른 요소들의 제어경향도 시험과 해석이 일치함을 보이므로, 설계초기 단계에서 흡기소음의 제어가 CAE를 통하여 가능함을 알 수 있다.

REFERENCE

1. Y. Watanabe, H. Fujiu, H. Yuuki, Y. Nagasima, S. Nagasima, K. Akari, "Interior Noise Reduction for 'Fine CONDOR'", Nissan Tech. Report, Vol 55, 1993, pp 51-57.

Figure 10 Measured vehicle interior noise reduction
(After the application of 110 Hz tuned resonator only - 3dB down)

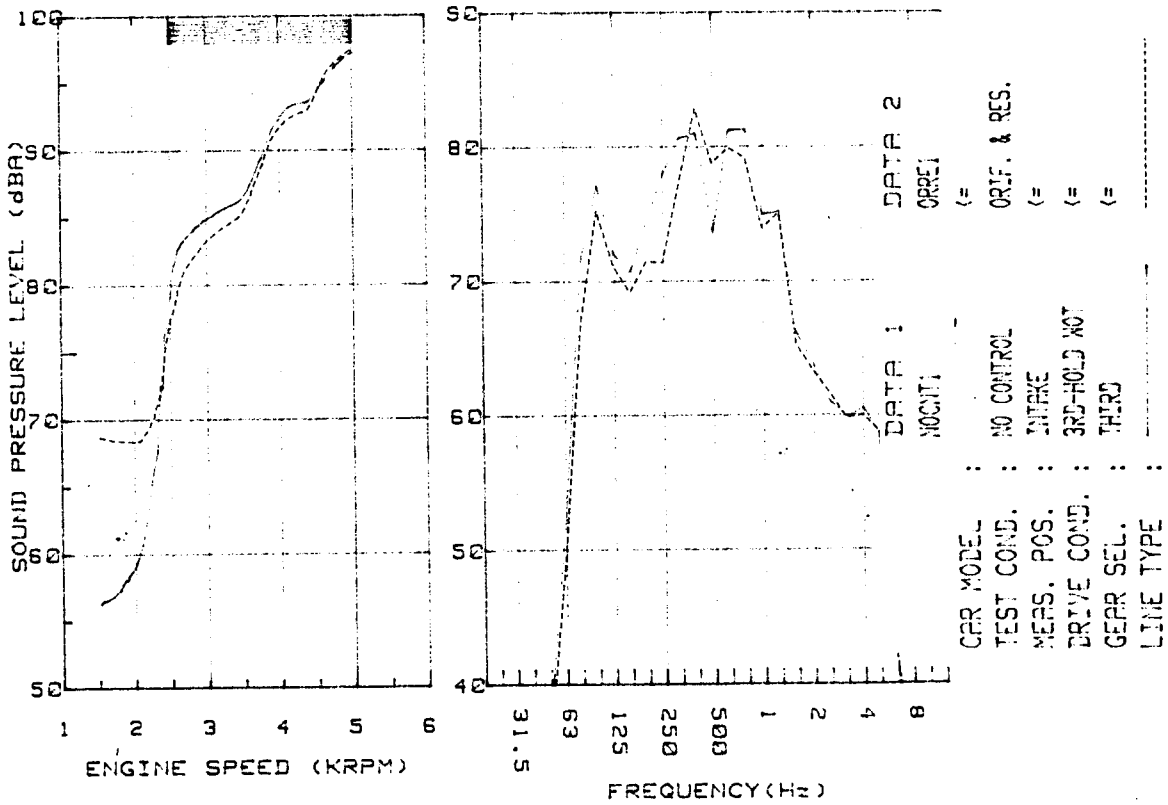


그림 10. 110 Hz 공명기 적용 실차 실내소음 실험 결과

2. Mark E. Schuchart, Terrence A. Dear, K. Uno Ingard, "An Air Induction System for a Four-Cylinder Engine : Design, Noise Control and Engine Efficiency", SAE 931317

3. H. W. Engelman, "Design of Tuned Intake Manifold", A.S.M.E. paper, 73-WA/DGP-2, 1973

4. Thomson, M.P., "The two types of Resonance in Intake Tuning", A.S.M.E. paper 69-DGP-11, 1969

5. Lawrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppins, James V. Sanders, "Fundamentals of Acoustics", 3rd. Edition, Wiley, 1980

6. Hyundai Motor Co. Internal Report, THDC 9603-119

7. Hyundai Motor Co. Internal Report, EDA9606-57