

〈논 문〉

자동차 흡기소음저감을 위한 설계기법에 관한 연구 (1) — 공명기 적정위치 선정 —

오재응* · 한광희** · 이규태***

(1997년 3월 11일 접수)

The Design Technique for Reducing the Intake Noise of Vehicle (Part I) — Selection of Optimal Position of a Resonator —

Jae-Eung Oh, Kwang-Hee Han and Kyu-Tae Lee

Key Words : Intake Noise(흡기소음), Transmission Loss(전달손실), Transfer Matrix Method(전달행렬법), Two-Microphone Method(두-음향 탐촉자법), Acoustic Finite Element Analysis(음향 유한요소해석)

Abstract

The intake noise, a major source of vehicle noises, has rapidly become a noticeable, and has been studied to reduce the level. Traditionally, the intake system has been developed through a experiment, namely, the trial and error process. This approach requires very high cost and long time consuming to develop the system. Recently, FEM and BEM are becoming useful in analysis of the intake system, and the results of analysis are very valid. But because these techniques also require high cost and long analysis time, these are generally not practical tool at the early stage of the development of an intake system. In this study, the software was developed to predict and analyze the acoustic characteristics of an intake system. It was based on the Transfer Matrix Method and operated to analyze a simplified intake system in a personal computer. It can be used early in the design stage of development of the intake system. This study presented an improvement to reduce the level of an intake noise. It was to select the optimum position of a resonator and verified by NIT/SYSNOISE, FE analysis commercial software, and testing a prototype.

1. 서 론

최근 환경에 대한 인식과 생활수준의 향상으로 소음에 대한 국내외적으로 규제가 강화되고 있다. 특히 자동차의 보급이 일반화됨에 따라 자동차의 정숙성은 고품질차의 주요 조건이 되고 있다. 자동

차 소음의 주요 요인은 엔진소음이며 그 중 흡기소음은 주변 소음의 요인임은 물론 승차감을 저해하는 요인으로 연구 대상이 되고 있다.^(1,2)

흡기소음은 일반적으로 600 Hz 이하의 저주파 소음으로 그 자체로서 뿐만 아니라 차실에 전달되어 자동차의 승차감에 악영향을 미치는 요소이다. 최근까지 흡기소음에 대한 대책은 엔진설계후 시행착오적으로 이루어져 공기단축과 경비절감 등에서 매우 불합리할 뿐만 아니라 무리한 소음저감 대책은 엔진 성능에 악영향을 미치는 결과를 초래하기

*회원, 한양대학교 기계공학부

**회원, 한양대학교 대학원 정년기계공학과

***조선대학교 기계공학과

도 한다.

최근에는 유한요소법(FEM)이나 경계요소법(BEM)을 이용하여 음향요소를 음향학적으로 해석하는 방법이 제안되고 있다.^(3~5) 이 방법들은 그 정성적인 신뢰성은 우수하나, 모델링 및 해석에 시간과 비용이 많이 소모되며, 설계변경시 모델링 및 해석을 다시 시행해야 하는 단점이 있어 변경 모델의 성능 검증에는 우수하나 흡기계의 개발 초기단계에서는 효율적이지 못한 단점이 있다.

이에 본 연구에서는 초기개념 설계시 사용할 수 있도록 전달행렬법을 기초로 한 흡기계 음향해석 전용 소프트웨어를 개발하였다.^(2,11) 본 소프트웨어는 일반 개인용 컴퓨터에서 활용가능하고 대상 시스템을 단순하게 모델링하여 해석한다. 본 소프트웨어의 해석 성능을 검증하기 위하여 실차의 흡기계(D사 1500 cc DOHC 엔진)의 소음 성능 및 특성을 평가하였으며, 소음저감 성능의 향상을 위해 공명기의 적정위치를 선정하고자 하였다. 공명기는 흡기소음 제어를 위해 주로 사용되나 다른 부품에 의해 최적위치를 갖지 못하는 실정이다. 이에 개발된 소프트웨어를 통해 적정위치를 제안하였으며, 음향 유한요소해석 소프트웨어인 NIT/SYSNOISE와 간이모형의 실험을 통해 소음저감 성능을 검증하였다.

2. 해석이론

2.1 흡기소음 특성

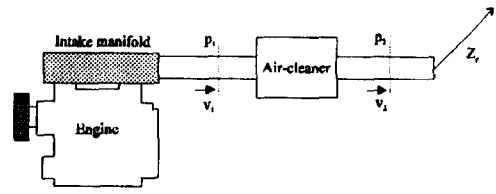
흡기소음은 기본적으로 흡기밸브의 개폐에 따른 압력변동에 의해 흡기관 내의 기주가 진동함으로써 발생하는 소음으로 식 (1)과 같은 주파수 특성을 갖는다.

$$f(H_z) = n \times rpm \times \frac{cyc}{2} \times \frac{1}{60} \quad (1)$$

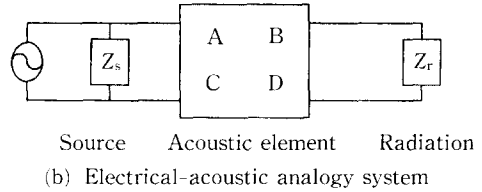
여기서, f 는 결과주파수이고, n 은 조화차수, rpm 은 엔진회전수, cyc 는 실린더개수이다.

2.2 전달행렬법

전달행렬법(transfer matrix method)^(2,5)은 전기계에서 사용하고 이는 임피던스 개념을 도입하여 음향 전달특성을 모델링하는 방법으로서 행렬의 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 음향계에 적용할 수 있어 많이 이용되고 있다. 또한 음향계를



(a) Basic model of an acoustic system



Source Acoustic element Radiation
(b) Electrical-acoustic analogy system

Fig. 1 Physical model and impedance analogy of an acoustic system

각 요소별로 모델링하여 전체계를 구성하므로 설계변경에 용이한 방법이다. 전달행렬법에서 사용되는 두개의 상태변수는 음향요소 양면의 음압 p 와 입자속도 v 를 사용하고 양면의 조건에 따라 전달행렬계수(four-pole parameter)를 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ v_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \text{Transfer matrix} \\ 2 \times 2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ v_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서, $\{p_r \ v_r\}^T$ 는 입구점 r 에서의 상태벡터이고, $\{p_{r-1} \ v_{r-1}\}^T$ 는 출구점 $r-1$ 에서의 상태벡터이다. Fig. 1은 전달행렬법에 대한 개략적인 개념도이다. 여기서, Z_s 는 음원임피던스(source impedance)이고, Z_r 은 방사임피던스(radiation impedance)이다.

2.3 소음저감 평가이론^(1,2,5)

음향요소의 소음특성 및 저감성능을 평가하기 위하여 전달손실(Transmission Loss : TL)이 주로 사용된다. 전달손실은 음향요소만의 에너지 손실을 표현하는 것으로서 음향요소에 입사된 음압과 통과된 음압과의 비를 식 (3)과 같이 대수비(dB)로 표현한 것이다. 음향요소 끝단에는 반사파의 영향을 제거하기 위하여 무반사단을 설치한다.

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \left| \frac{w_i}{w_t} \right| = 20 \log_{10} \left| \frac{P_1^+}{P_2^+} \right| \quad (3)$$

여기서, w_i 는 입구측 에너지이고, w_t 는 출구측 에너지, P_1^+ 는 입구측 진행음압, P_2^+ 는 출구측 진

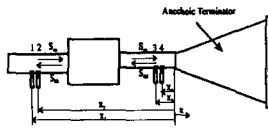


Fig. 2 Transmission loss measurement using the two-microphone method

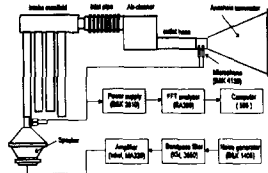


Fig. 3 Block diagram of the experimental set-up

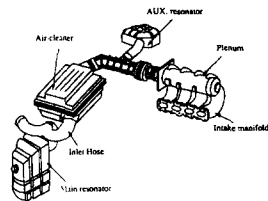


Fig. 4 Overview of the intake system

행음압이다.

3. 실험해석

3.1 두-음향탐촉자법

두-음향탐촉자법 (Two-microphone method)⁽⁶⁻⁸⁾은 관내의 반사파와 입사파를 분리할 수 있는 방법으로서 전달손실을 비롯한 덕트내의 제반 음향특성을 정확하고 신속하게 측정할 수 있는 방법이다. 전달손실은 Fig. 2와 같이 두개의 마이크로폰을 사용하여 식 (4)와 식 (5)를 통해 측정할 수 있다.

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \frac{S_{aa}}{S_{cc}} \quad (4)$$

$$S_{aa}(f) = [S_{11}(f) + S_{22}(f) - 2C_{12}(f)\cos k(x_1 - x_2) + 2Q_{12}\sin k(x_1 - x_2)] / 4\sin^2 k(x_1 - x_2)$$

$$S_{bb}(f) = [S_{11}(f) + S_{22}(f) - 2C_{12}(f)\cos k(x_1 - x_2) + 2Q_{12}\sin k(x_1 - x_2)] / 4\sin^2 k(x_1 - x_2)$$

$$S_{cc}(f) = [S_{33}(f) + S_{44}(f) - 2C_{34}(f)\cos k(x_3 - x_4) + 2Q_{34}\sin k(x_3 - x_4)] / 4\sin^2 k(x_3 - x_4)$$

$$S_{dd}(f) = [S_{33}(f) + S_{44}(f) - 2C_{34}(f)\cos k(x_3 - x_4) + 2Q_{34}\sin k(x_3 - x_4)] / 4\sin^2 k(x_3 - x_4) \quad (5)$$

여기서, S_{aa} 는 입구단의 입사스펙트럼이고, S_{bb}

Table 1 Specification of the intake system (Unit : m)

	Length	Diameter
Manifold	0.493 (#1, #4)	0.037
	0.463 (#2, #3)	
Plenum	0.337	0.052
Outlet hose	0.358	0.060
Air-cleaner	0.205	0.120
Inlet hose	0.431	0.050

는 입구단의 반사스펙트럼, S_{cc} 는 출구단의 입사스펙트럼, S_{dd} 는 출구단의 반사스펙트럼이다. 이들은 각 마이크로폰의 위치에서의 자기상관 스펙트럼인 $S_{11}, S_{22}, S_{33}, S_{44}$ 과 상호상관 스펙트럼인 $S_{12}(f) (= C_{12}(f) + jQ_{12}(f)), S_{34}(f) (= C_{34}(f) + jQ_{34}(f))$ 을 통하여 구하여 진다. 출구단에는 반사파의 영향을 최소화하기 위하여 무반사단을 설치하였으나 반사파를 완전히 배제할 수 없으므로 실험의 정확성을 위해 출구단에서도 입사파와 반사파를 분리하였다.

3.2 실험장치 및 방법

흡기계의 소음특성 해석과 개발된 소프트웨어의 신뢰성을 검증하기 위하여 다음과 같은 실험을 행하였다. Fig. 3은 본 실험의 장치 및 구성도이다. 본 연구에서는 흡기계의 소음특성 파악 및 모델링에 중점을 두었으므로 온도구배와 평균유동은 고려하지 않았다. 흡기소음은 600 Hz이내의 저주파 소음이므로 가진 랜덤소음발생기(B&K 1405)를 통해 백색잡음(white noise)을 발생시키고 밴드패스 필터(KH 3550)를 사용하여 1000 Hz 이내의 소음을 통과시킨 후, 이를 증폭기(Inkel MA320)을 이용하여 스피커를 통해 소음을 발생시켰다. 흡기구 끝단에는 무반사단을 설치하였으며 두 마이크로폰(B&K 4160, 1/2)의 간격을 관심주파수 대역을 고려하여 3 cm로 하였다.

4. 흡기계의 음향특성 해석 및 평가

Fig. 4는 실제 흡기계(D사 1500cc DOHC 엔진)의 형상을 보여주고 있으며, Table 1은 흡기계의 사양이고 Table 2는 실제 사용되고 있는 주공명기와 보조공명기의 사양이다.

Table 2 Specification of the resonators
(Unit : m)

	Main	Auxiliary
Volume	3.101E-3	1.685E-3
Length of neck	0.200	0.214
Dia. of neck	0.045	0.030
Thickness of wall	0.002	0.028
Tuning freq. (Hz)	87.0	75.0

4.1 소프트웨어의 검증 및 소음성능 평가

Fig. 5는 공명기가 없는 상태에서, 흡기계의 전달손실을 실험과 시뮬레이션을 비교한 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 시뮬레이션과 실험값이 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 기존의 설치되어 있는 주공명기의 해당주파수인 87 Hz 영역과 250 Hz~300Hz 영역에서 낮은 소음저감 성능이 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 6은 87 Hz를 제어하기 위한 기존의 주공명기를 설치하였을 때의 전달손실에 대한 시뮬레이션과 실험 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 주공명기의 조정주파수가 잘 일치하고 있음을 볼 수 있으며, 주공명기 설치에 따른 75 Hz의 제 2공명이 나타남을 알 수 있다. 이는 주행시 2300 rpm에 해당하는 주파수로 대책이 요구된다.

Fig. 7은 주공명기 설치시 나타나는 공명을 제어하기 위하여 보조공명기를 설치하였을 때의 전달손실 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 제어대상인 75 Hz는 제어되었으나, 또 다시 보조공명기 설치에 따른 70 Hz에서의 공명이 나타남을 볼 수 있다. 70 Hz는 엔진의 2100 rpm에 해당하는 주파수로서 주행중 주로 사용되는 영역이므로 대책이 요구된다.

4.2 음향 유한요소해석법을 이용한 흡기계의 해석 및 평가

Fig. 8은 음향 유한요소해석 소프트웨어인 NIT/SYSNOISE를 이용하여 흡기계를 해석하기 위해 모델링한 것이다. 모델링은 실측을 통하여 실제 흡기계와 같은 사양을 같도록 하였다. 메니폴드중 가진 위치인 메니폴드(#1)와 공기흡입부는 실제와 같이 열려있는 것으로 경계조건을 취하였고 그 외의 모든 부위는 음의 전달이나 방사가 없도록 강제로

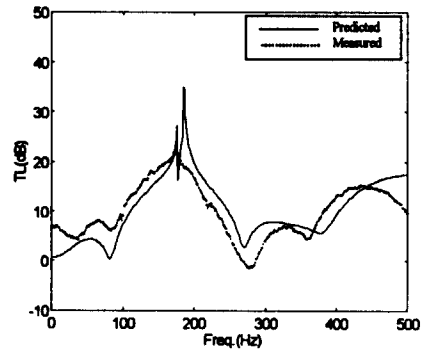


Fig. 5 TL of an intake system (without resonators)

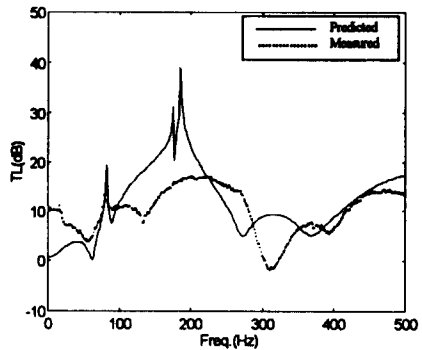


Fig. 6 TL of an intake system (with main resonator)

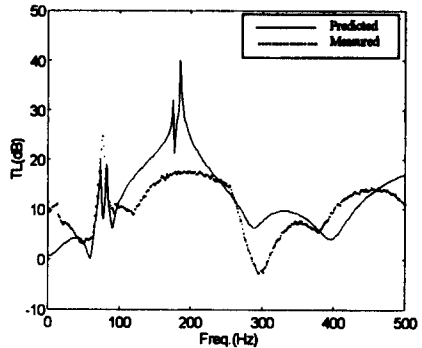
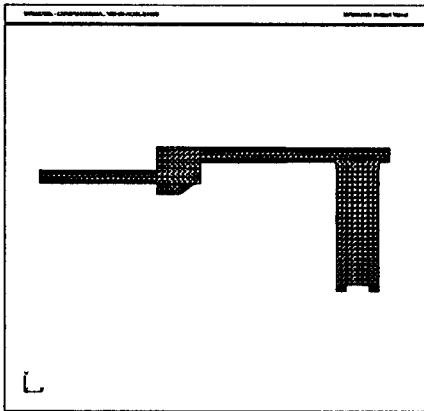


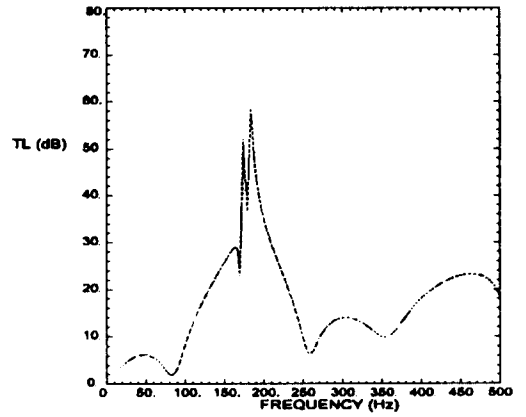
Fig. 7 TL of an intake system (with all resonators)

모델링하였다. 매질은 공기이고, 평균유동은 없다고 가정하였다.

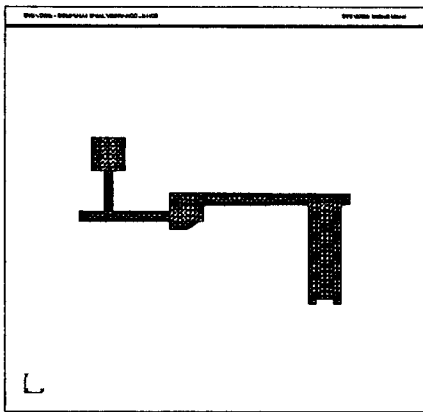
Fig. 9는 NIT/SYSNOISE를 이용하여 예측한 전달손실의 해석결과이다. Fig. 5~Fig. 7의 전달행렬법에 의한 시뮬레이션과 실험에 의한 해석결과를 비교했을 때, 유한요소법의 정성적인 해석한계에 따른 레벨차이는 있으나, 음향특성은 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 앞서 제기된 바와 같이 일치된 문제점을 보이고 있다.



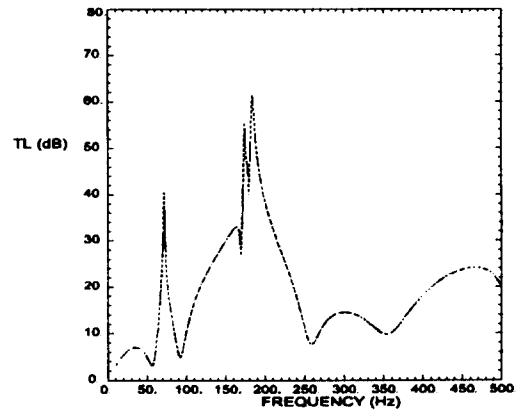
(a) Basic intake system



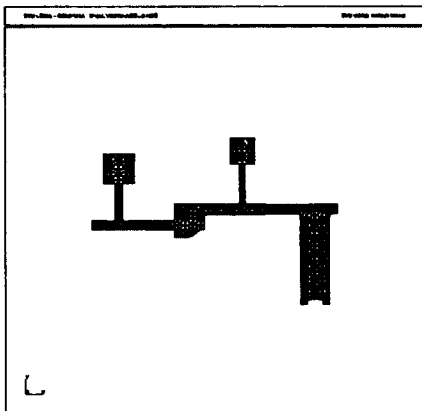
(a) Basic intake system



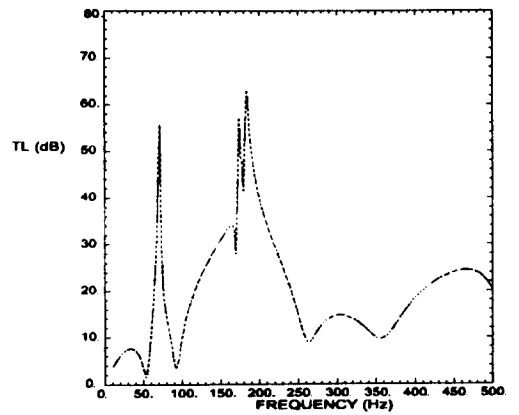
(b) With main resonator



(b) With a main resonator



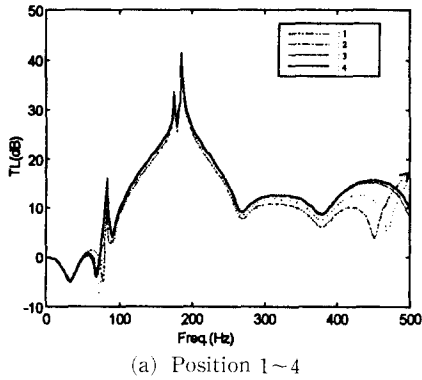
(c) With all resonators



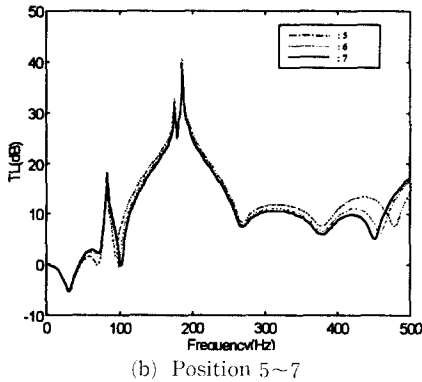
(c) With all resonators

Fig. 8 FEM mesh model of an intake system

Fig. 9 Estimated TL of an intake system using SYSNOISE



(a) Position 1~4



(b) Position 5~7

Fig. 10 TLs at each position of a main resonator

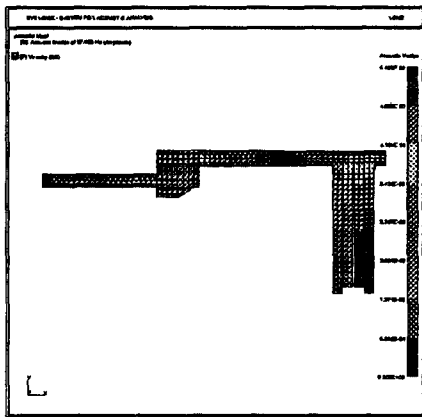


Fig. 11 Acoustic mode shape analysis (Freq.=87.0 Hz)

5. 흡기계 소음저감 성능개선을 위한 공명기의 적정위치 선정

앞서 해석된 결과를 통해 제기된 문제점을 개선하기 위하여 공명기의 위치를 변경하고자 하였다.

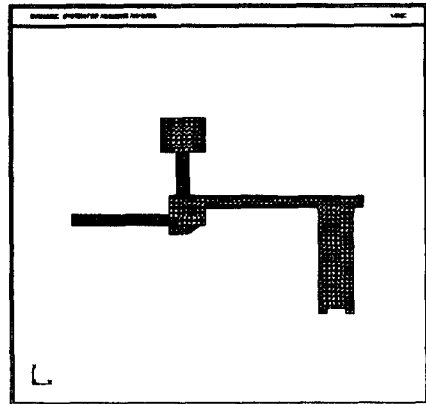


Fig. 12 FEM mesh modeling of the intake system (after implementation)

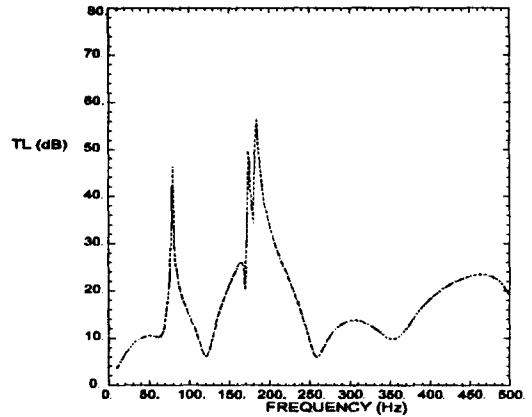


Fig. 13 Estimated TL by the SYSNOISE (after implementation)

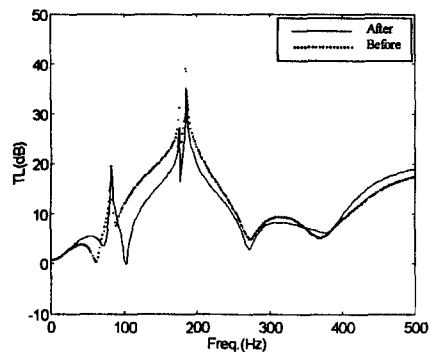


Fig. 14 Estimated TLs of before and after implementation

기존의 공명기 설치는 주행회전수 내의 또 다른 공명을 야기시킬 수 있으며, 이에 주공명기 위치의 조정이 필요하다.

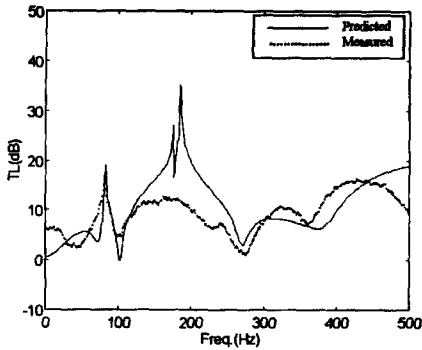


Fig. 15 TL of an intake system (after implementation)

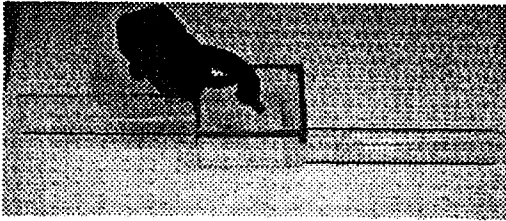


Photo 1 Overview of a modified intake system

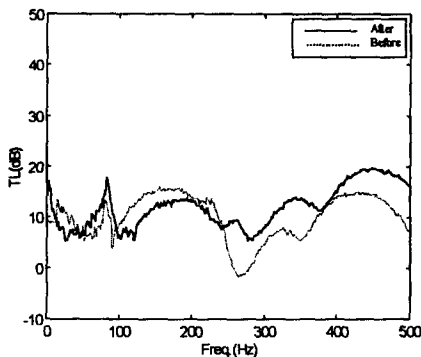


Fig. 16 Comparison on TLs of before and after implementation

Fig. 10은 개발된 소프트웨어를 이용하여 현재의 공명기의 위치를 입력관 끝에서부터 에어크리너로 5 cm씩 이동시키면서 전달손실을 비교한 것이다. 결과에서 알 수 있듯이, 공명기의 위치가 에어크리너에 가까울수록 성능이 향상됨을 알 수 있으며, 또 공명기 설치에 의해 나타나는 공명이 110 Hz로 이동함을 알 수 있다.

또한 공명기는 해당주파수의 음압이 가장 높은 곳에 설치할 때 공명기의 효과를 극대화할 수 있으므로 이 위치를 선정하기 위하여 Fig. 8 (a)의 모델에 대한 음향모드 해석을 행하였다. Fig. 11은

87 Hz에 대한 음향모드 해석결과를 보여주고 있으며, 베니폴드와 에어크리너에서 가장 높은 음압을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 공명기의 적정 위치가 에어크리너 위임을 알 수 있으며, 이는 본 소프트웨어에서 예측한 결과와 일치하고 있다.

공명기의 위치를 개선한 흡기계의 유한요소해석 모델을 Fig. 12에 나타내었고, 이의 전달손실 해석 결과를 Fig. 13에 나타내었으며, 본 소프트웨어에 의한 시뮬레이션 결과를 Fig. 14에 나타내었다. 앞서 제시된 바와 같이 75 Hz의 2차 공명은 개선되는 반면 110 Hz에서는 성능이 떨어지나 레벨은 기존의 경우와 비슷한 수준임을 알 수 있으며, 전반적으로 성능이 향상되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 15는 간이 모형(Photo 1)을 통한 실험결과와 시뮬레이션 결과 비교이고, Fig. 16은 기존의 흡기계와 개선안의 실험결과 비교이다.

결과에서 알 수 있듯이, 공명기의 효과는 기존보다 약 4 dB정도 증가하며 75 Hz의 공명과 250 Hz ~ 300 Hz 영역에서의 문제점은 개선되고 있으며, 예측대로 110 Hz의 공명이 나타남을 실험적으로도 확인할 수 있다. 전반적인 흡기소음저감 성능이 개선됨을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡기계의 초기 설계에서 활용할 수 있는 자동차 흡기소음 해석 소프트웨어를 개발하였다.

(2) 본 소프트웨어와 NIT/SYSNOISE를 이용한 흡기소음 해석을 통하여 기존의 흡기계의 특성을 해석 및 평가하였고 성능개선을 위한 공명기의 적정 위치를 제안하였다.

(3) 개선안의 간이모형을 통한 실험을 통하여 공명기의 성능은 약 4dB 증가하고 공명기 설치에 따른 75 Hz의 제 2공명과 250~300 Hz의 문제점이 개선됨을 확인하였다.

후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구 조성비(기계공학 : ME96-D-26)에 의하여 연구되었다.

참고문헌

- (1) Mal P. Sacks and Steve Hackney, 1988, Performance of Acoustic Components for Engine Induction Systems," *SAE 880081*, pp. 1~11.
- (2) Jon W. Parsons, 1993, "Reduction of Exhaust and air Induction System Noise by a Predictive Method," *SAE 931338*, pp. 611~618.
- (3) "SYSNOISE Manual," NIT.
- (4) 倉田效市郎, 三宅和幸, 阿部淳平, 1992, "音響モデル解析による吸排氣系の脈動の豫測," 自動車技術會論文集, Vol. 23, No. 2, pp. 69~74
- (5) Munjal, M. L., 1987, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, John Willey & Sons.
- (6) Seybert, A. F. and Ross, D. F., 1977, "Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two-microphone Random-excitation Technique," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 61, No. 5, pp. 1362~1370.
- (7) Hans Boden and Mats Abom, 1986, "Influence of Errors on the Two-microphone Method for Measuring Acoustic Properties in Ducts," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 79, 1002(2), pp. 541~549.
- (8) Mats Abom and Hans Boden, 1988, "Error Analysis of Two-microphone Measurements in Ducts with Flow," *J. Acoust. Soc. Am.*, pp. 2429~2438.
- (9) John D. Kostun and Lin, J. S., 1994, "Effect of Resonator Location on Resonator Effectiveness Using NASTRAN Mode Shape Prediction Analysis and LAMPS Acoustic Model," *SAE 940614*, pp. 1~12.
- (10) Eizo Suyama and Takashi Ishida, Yasuo Nakamura, 1990, "The Optimum Setting Position of the Silencer," *SAE 900348*, pp. 1~4.
- (11) William H. Ewing and Hiroshi Nemoto, 1990, "A Computer Simulation Approach to Exhaust System Noise Attenuation," *SAE 900392*, pp. 1~6.
- (12) Selamet A. and Dickey, N. S., Novak, J. M. 1995, "A Time-domain Computational Simulation of Acoustic Silencer," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 117, pp. 323~331.
- (13) 오재응, 한광희, 1995, "승용차 흡기계 소음 저감 성능 개선에 관한 연구," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 116~122.
- (14) 오재응, 한광희, 1996, "자동차 흡기소음저감을 위한 설계기법에 관한 연구," 한국소음진동공학회, 춘계학술대회 논문집, pp. 41~46.
- (15) 오재응, 한광희, 손동연, 1996, "자동차의 저소음 흡기계 설계기법에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 317~322.