

# 자동차 흡기소음저감을 위한 설계기법에 관한 연구

오재웅\*, 오한광\*\*

## The Development of a design approach for reducing intake noise of vehicle

Oh, Jae-Eung    o Han, Kwang-Hee

**ABSTRACT** : The engine intake system noise has been recognized as a problem for many years. Acoustic design of intake system has traditionally been a trial and error process. This has resulted in the development of computer simulation program for a acoustic analysis and acoustic modeling. In this study, we developed the program based on the transfer matrix method which analyze and predict the performance of a intake noise. The program was verified by experiments on a real intake system. By using of the simulation program, we analyzed acoustic characteristics and, made proposals of improvement to reduce the intake noise and was verified by the SYSNOISE software.

### 1. 서론

승차감 향상에 대한 요구와 소음규제로 인해 흡기소음에 대한 관심이 커지고 있다. 흡기소음<sup>[1]</sup>은 일반적으로 엔진회전수 600~6000 rpm에 해당하는 20~200 Hz의 기본주파수와 이의 2차, 3차 등의 조화주파수가 함께 나타나는 소음이다. 이러한 저주파 소음은 그 자체로서 뿐만 아니라 차실에 전달되어 자동차의 승차감에 상당한 영향을 미치는 요소이다. 지금까지 흡기소음에 대한 대책은 엔진 설계 후 시행착오적으로 이루어져 공기단축과 경비절감 등에서 매우 불합리할 뿐만 아니라 무리한 소음저감 대책은 엔진성능에 악영향을 미치는 결과를 초래하기도 한다.

최근에는 유한요소법(FEM)<sup>[3]</sup>이나 경계요소법(BEM)<sup>[4]</sup>을 이용하여 음향요소를 음향학적으로 해석하는 방법이 제안되고 있지만, 이 방법들은 신뢰성은 높으나, 모델링의 전문성과 프로그램의 높은 가격 및 정성적인 해석에 그쳐 일반적으로 사용하기에 어려움이 있다.

반면 전달행렬법(Transfer matrix method)<sup>[1]</sup>은 음향 요소를 개별적으로 모델링할 수 있고, 그 각각의 결합은 물론 모델링된 음향요소의 설계변경에도 용이하여 음향요소의 소음성능평가에 많이 사용되고 있다.

본 연구에서는 전달행렬법을 기초로 흡기계의 소음성능평가 소프트웨어를 개발하였고 실차의 흡기계 소음성능의 평가를 통해 성능향상을 위한 두가지 설계안을 제시하였다. 그리고 제안된 설계 변경안은 NIT사의 SYSNOISE 소프트웨어를 통해 이를 검증하였다.

### 2. 이론해석

#### 2.1 흡기 소음 특성

흡기소음은 기본적으로 흡기밸브의 개폐에 따른 압력변동에 의해 흡기관 내의 기주가 진동함으로써 발생하는 소음이다. 흡기소음의 특성식은 식(1)과 같다.

$$f(\text{Hz}) = n \times \text{rpm} \times \frac{c}{2} \times \frac{1}{60} \quad (1)$$

여기서, f는 흡기소음 주파수이며, n은 조화 차수, rpm은 엔진회전수, c는 실린더 수를 의미한다.

#### 2.2 전달행렬법 ( Transfer Matrix method )

전달행렬법은 전기계에서 사용하고 있는 임피던스 개념을 도입하여 음향의 전달특성을 모델링하는 방법이다. 이 방법은 행렬의 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 음향계에 적용할 수 있어 많이 이용되고 있다.

전달행렬법에서 사용되는 두개의 상태변수는 음향요소 양면의 음압 p 와 입자속도 u 이고 양면의

\* 한양대학교 자동차공학과 교수  
\*\* 한양대학교 정밀기계공학과 박사과정

조건에 따라 전달행렬계수( Four-pole parameter)가 구하여 진다.

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

여기서,  $[ p_r \ u_r ]$ 는 입구점 r에서의 상태벡터이며,  $[ p_{r-1} \ u_{r-1} ]$ 은 출구점 r-1에서의 상태벡터를 의미한다.

### 2.3 소음 저감 평가 이론<sup>[2]</sup>

음향요소의 소음성능을 평가하기 위하여 전달손실( transmission loss)이 많이 사용된다. 전달손실은 음향요소만의 에너지 손실을 표현하는 것으로서 음향요소에 입사된 음압과 통과된 음압과의 비를 dB로 표현한 것이다. 음향요소 끝단에는 반사파의 영향을 제거하기 위하여 무반사단( anechoic terminator )을 설치한다.

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

여기서,  $w_i$ 는 입구측 에너지이고  $w_t$ 는 출구측 에너지,  $P_1^+$ 는 입구측 진행 음압,  $P_2^-$ 는 출구측 진행 음압이다.

삽입손실은 어떠한 음향요소의 유무에 따른 두가지 경우의 음압을 출구쪽에서 측정하여 그에 대한 대수비(dB)로써 나타낸 것이다. 무반사단을 사용하지 않으며, 음향계의 소음저감능력을 나타내는 지표로서 음의 값을 갖는 경우는 공명을 의미한다. 관 길이 등의 영향도 고려할 수 있으므로 음향요소의 특성파악에 유리하다.

$$\begin{aligned} IL(dB) &= SPL_{p2} - SPL_{p1} \\ &= 20 \log_{10} \left| \frac{P_2}{P_1} \right| \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,  $SPL_{p1}$ 는 음향요소가 없을 때의 음압레벨이고,  $SPL_{p2}$ 은 음향요소가 있을 때의 음압레벨을 의미한다.

## 3. 실 험

### 3.1 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 실험의 장치 및 구성도이다. 본 실험에서는 흡기계의 소음특성 파악과 모델링 및 그

검중에 중점을 두었다. 흡기소음은 1000 Hz이내의 저주파 대역의 소음이므로, 본 실험에서 사용한 소음은 소음발생기(B&K 1405)를 통해 발생된 백색 잡음( White noise )을 밴드패스필터 (KH 3550)를 이용하여 50-1000 Hz 사이의 신호만을 통과시키고 이를 증폭시킨 후 드라이브 유닛(Sammi, 75W)을 이용하여 발생시켰다. 전달손실 (TL)값은 소음의 방사 위치인 입력관에 무반사단을 연결하여 측정하였다 측정은 마이크로폰(B&K 4160) 두개를 사용하여 동시에 측정하여 동기화하였다.

## 3.2 흡기계 소음 특성 파악 및 모델링 검증

### 3.2.1 공명기가 없을 때의 소음 성능 평가 및 프로그램 검증

Fig. 2는 공명기가 없는 상태에서, 전달손실과 계산 시뮬레이션의 결과이고 Fig. 3은 SYSNOISE 모델의 형상이며 Fig.4는 그 전달손실값이다. 결과에서 알 수 있듯이, 주파수 특성과 레벨에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 특히 실제 공명기가 설치된 주파수인 85 Hz에서의 소음특성이 문제가 될 수 있다. 다만, 전달손실에서 300 Hz 부근의 실험과 시뮬레이션과의 차이는 매니폴드의 관과 폴리넵과의 연결부위에서 임피던스값이 시뮬레이션보다 실험값이 작기 때문이다. 또한 매니폴드 중 #2, #3, #4의 관은 #1관이 작동 중에는 닫혀있으므로 각각 1/4 파장공명기로 작용하므로 각각 175 Hz와 195 Hz에서 소음저감특성이 두드러지게 나타남을 알 수 있다. 따라서 문제가 되는 부위의 사양을 조절하거나 공명기 등을 설치하는 대책이 필요하다.

### 3.2.3 주 공명기가 있을 때의 소음 성능 평가 및 프로그램 검증

Fig. 4는 주공명기만을 설치하였을 때의 전달손실과 소음감소치에 대한 실험과 시뮬레이션 결과이다. Fig. 5와 Fig. 6에서 알 수 있듯이, 시뮬레이션과 실험은 잘 일치하고 있으며 특히 튜닝주파수인 85 Hz에서의 성능개선을 볼 수 있다. 그러나, 실제 보조공명기의 72.5 Hz에서 공명이 나타난다.

### 3.2.4 전체계에 대한 소음 성능 평가 및 프로그램 검증

Fig. 7과 Fig. 8은 주공명기와 보조공명기를 모두 설치하였을 때의 전달행렬법과 SYSNOISE의 전달손실값이다. 주공명기에 따른 공명을 저감시키

기 위한 보조공명기의 기능을 알 수 있다. 그러나 보조공명기에 따른 70 Hz의 공명이 다시 나타남을 알 수 있다. 이에 대해 공명기의 튜닝주파수 폭을 넓히고 적절한 위치를 선정이 요구된다.

#### 4. 흡기계 소음저감성능 개선을 위한 설계 변경

##### 4.1 공명기의 적정 위치 선정

주공명기의 위치변화에 따른 영향을 평가하기 위하여, 주 공명기의 위치를 입력관 끝단에서부터 5 cm씩 변경시키면서 전달손실값을 비교하였다. Fig. 9는 주공명기의 각 위치에서의 전달손실 값이다. 결과에서 알 수 있듯이 에어크리너에 가까워질수록 주공명기에 의한 제 2공명의 특성이 작아지는 반면 100 Hz의 공명이 점차 커짐을 알 수 있다. 따라서 전달행렬법에 의해 계산된 시뮬레이션 결과와 85Hz에 대한 음향모드의 배의 위치를 고려하여 에어크리너에 85Hz 튜닝된 공명기를 설치하였을 때의 전달손실값을 SYSNOISE를 통하여 검증하였고 그 결과를 Fig.10에 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 앞서 나타났던 72Hz의 문제점은 나타나지 않아 보조공명기의 설치가 불필요하였다.

##### 4.2 흡기계 각 요소의 사양 변경

흡기계는 기본적으로 매니폴드와 폴리넵, 입력관, 출력관, 에어크리너로 구성된다. 이들 각각의 영향을 평가하고 흡기계 설계 변경에 이용하기 위하여 구성요소 중 일부의 유무에 따른 영향을 비교·평가함으로써 그 영향을 파악하고자 하였다.

##### 4.2.1 매니폴드와 폴리넵, 출력관, 에어크리너의 소음특성

Fig. 11은 입력관의 영향이 없을 때의 삼입손실을 정상상태와 비교한 것이다. 85 Hz공명주파수가 이동한다.

##### 4.2.2 매니폴드와 폴리넵, 출력관의 소음 특성

Fig. 12는 에어크리너와 입력관이 없을 때의 삼입손실이다. 전반적인 주파수특성은 매니폴드와 폴리넵에 의해서 나타남을 알 수 있다.

##### 4.2.3 매니폴드와 폴리넵의 소음 특성

Fig. 13은 매니폴드와 폴리넵만의 특성을 파악한 것이다. 문제시 되는 85 Hz 공명은 전체계의 형성에 의해서 나타난 것임을 확인할 수 있다.

##### 4.2.4 출력관과 에어크리너, 입력관의 소음 특성

Fig. 14는 매니폴드와 폴리넵이 없는 경우의 삼입손실을 정상상태와 비교한 것이다. 900 Hz의 부근의 주파수특성은 에어크리너에 의한 것이며 전체적인 소음 저감 레벨에 큰 영향을 미친다.

##### 4.2.5 에어크리너의 소음 특성

Fig. 15는 에어크리너만의 특성을 나타낸 것이다. 입력관과 출력관의 특성주파수가 증첩되어 소음저감성능에 영향을 준다.

##### 4.2.6 흡기계 사양 변경안

앞서 확인된 흡기계 각요소의 특성을 기초로 하여 음향 특성의 증첩효과를 높이기위하여 폴리넵과 출력관의 길이를 49.25 cm로 하고 입력관의 길이를 78cm로 하였으며 전체적인 레벨을 향상시키기 위하여 입력관의 입구부에 직경 12 cm, 길이 10 cm의 단순확장관을 설치하였다. Fig.16은 앞에서 제시한 사양의 전달손실값을 보여주고 있다. 결과에서 알 수 있듯이소음저감 성능이 상당히 개선되고 있으며 특히 공명기가 필요했던 70Hz~100Hz과 250~450Hz 영역에서도 상당히 개선됨을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 흡기계의 음향 해석 소프트웨어를 개발하였다.
- (2) 주공명기는 에어크리너에 직접 설치하는 것이 공명기의 효과를 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.
- (3) 흡기계의 각 요소의 음향특성의 증첩을 통한 개선안을 제안하였으며, 70Hz~100Hz와 250~450Hz 범위의 소음저감성능을 개선시킬 수 있음을 알았다.

## 참 고 문 헌

- [1] Mal O. Sacks, Steve Hackney, 1988, "Performance of Acoustic Component for Engine Induction System", SAE880081, pp.1~pp.11
- [2] .M.L. Munjal,1987,"Acoustic of Ducts and Mufflers", John Willey & Sons
- [3] John D. Kostun & J. S. Lin,1994,"Effect of Resonator Location on Resonator Effectiveness using NASTRAN Mode Shape Prediction Analysis and LAMPS Acoustic Model", SAE 940610, pp.1368~ pp.1400,

[5] A.Selamet,N.S.Dickey,P.M.Radavich,J.M.Novak 1994,"Theoretical, Computational and Experimental Investigation of Helmholtz Resonators : One Dimensional versus Multi-Dimensional Approach" SAE940612, pp.1~pp.10

[6] Yang Hahn Kim,JaeWoong Choi, Byung Duk Lim,1990,"Acoustic Characteristics of an Expansion Chamber with Constant Mass Flow and Steady Temperature Gradient ( Theory and Numerical Simulation )", ASME, pp.460~pp.467

[7] Jon W.Parsons,1993,"Reduction of Exhaust and Air Induction System Noise by a Predictive Method", SAE931338, pp.611~pp.618

[8] 倉田效市朝, 1992, "吸排気系の減音量の予測", SUZUKI TECHNICAL REVIEW, vol.18, pp.6~pp.12

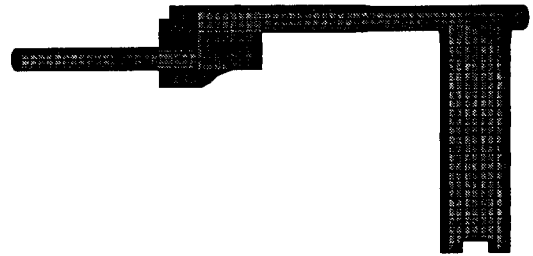


Fig.3 Overview of FEM Model of intake system

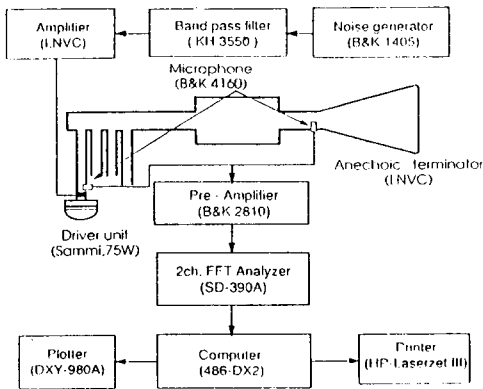


Fig. 1 Block diagram of experimental setup

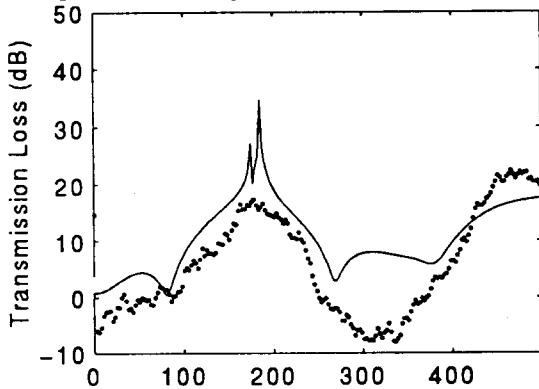


Fig. 2 Results of experiment and prediction (without resonators) : Exp (·), T.M (-)

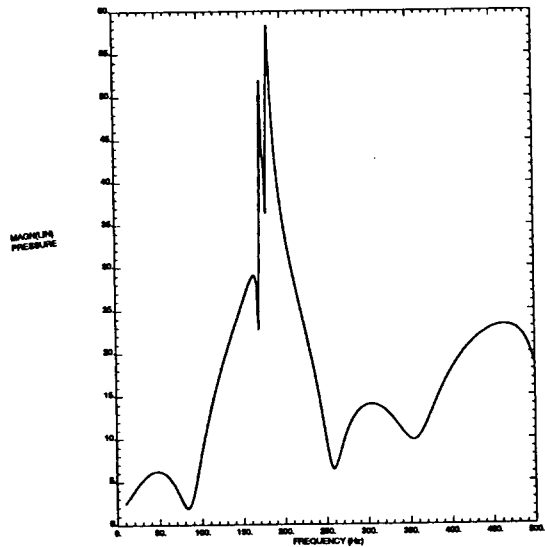


Fig. 4 Results of the SYSNOISE ( without resonators )

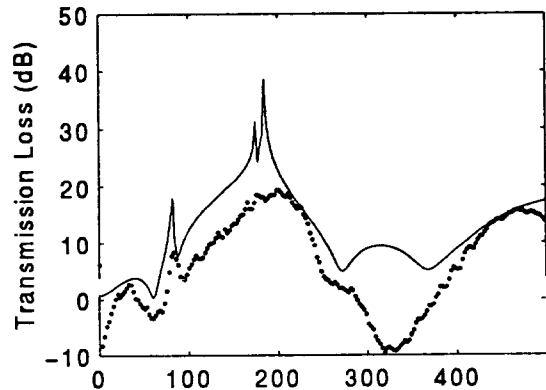


Fig. 5 Results of experiment and prediction (with main resonator) : Exp. (·), T.M. (-)

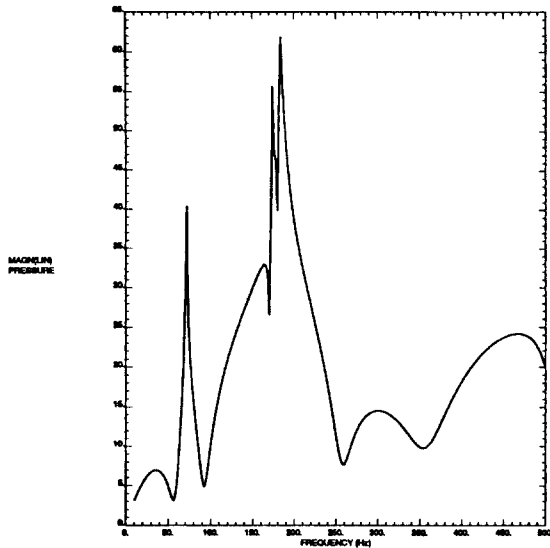


Fig. 6 Results of the SYSNOISE  
(with main resonator)

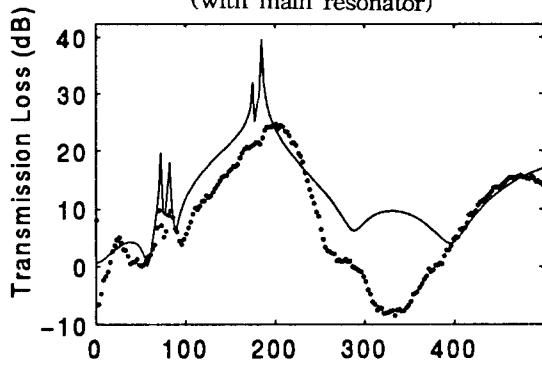


Fig. 7 Results of experiment and prediction  
(with resonators) : Exp. (·), T.M. (-)

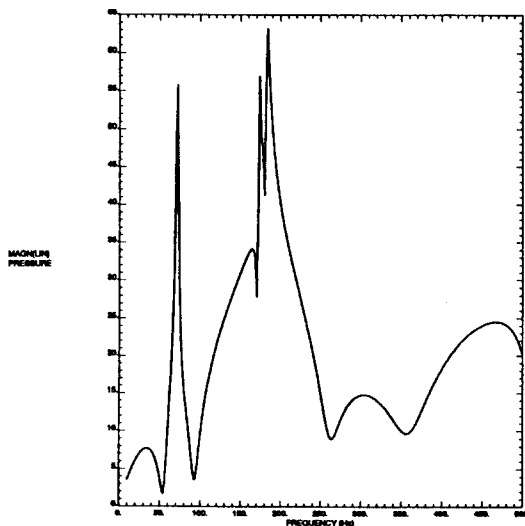
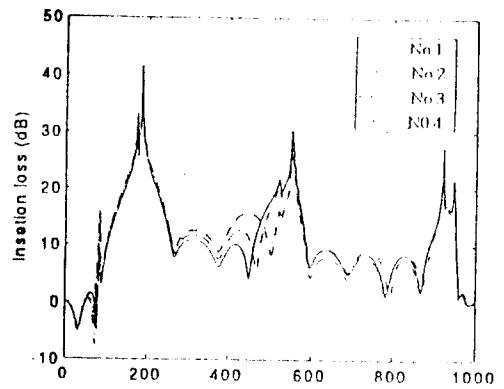
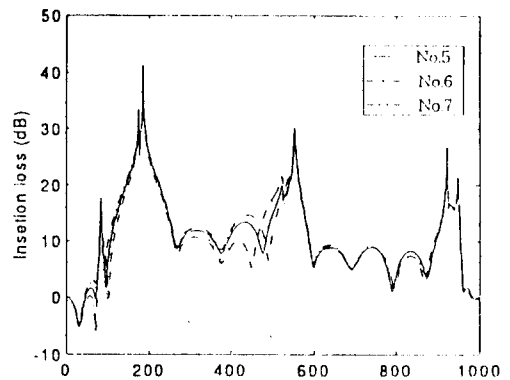


Fig. 8 Results of the SYSNOISE  
( with resonators )



(a) No. 1 ~ No. 4



(b) No. 5 ~ No. 7

Fig. 9 Comparison on I.L.s of each positions  
of main resonators

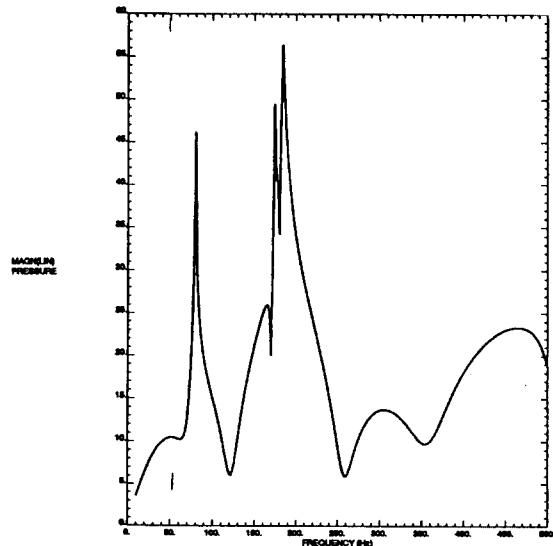


Fig.10 Results on modified position of main  
resonator by the SYSNOISE

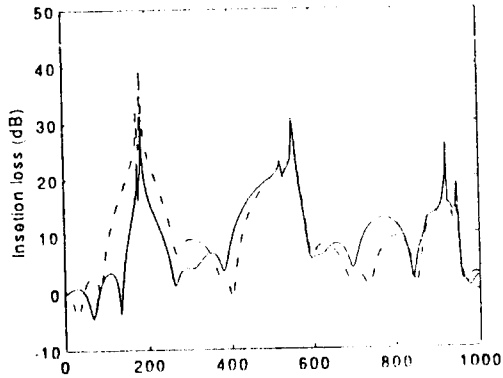


Fig. 11 Acoustic characteristic of intake system : Manifold+Plenum+Outlet hose+Air-cleaner(-), Current(- - -)

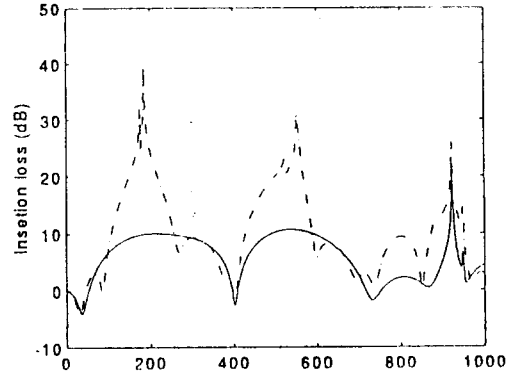


Fig. 14 Acoustic characteristic of intake system : Outlet hose+Air-cleaner+Intlet hose(-), Current(- - -)

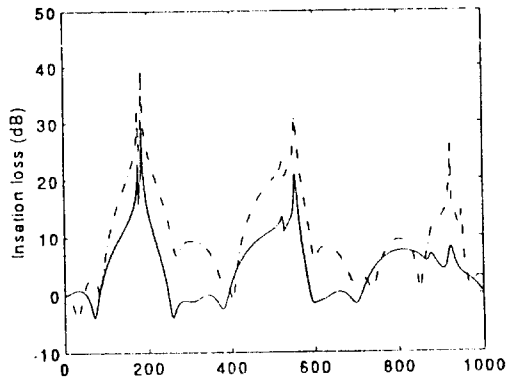


Fig. 12 Acoustic characteristic of intake system : Manifold+Plenum+Outlet hose (-), Current (- - -)

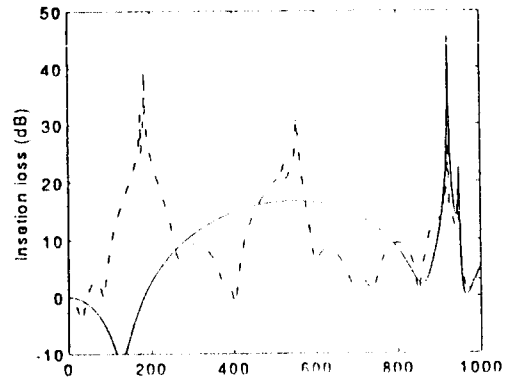


Fig. 15 Acoustic characteristic of intake system : Air-cleaner only (-), Current (- - -)

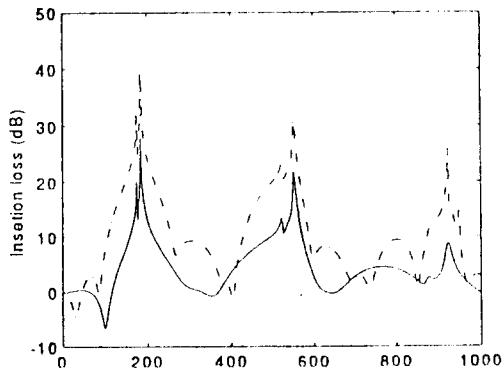


Fig. 13 Acoustic characteristic of intake system : Manifold+Plenum(-), Current (- - -)

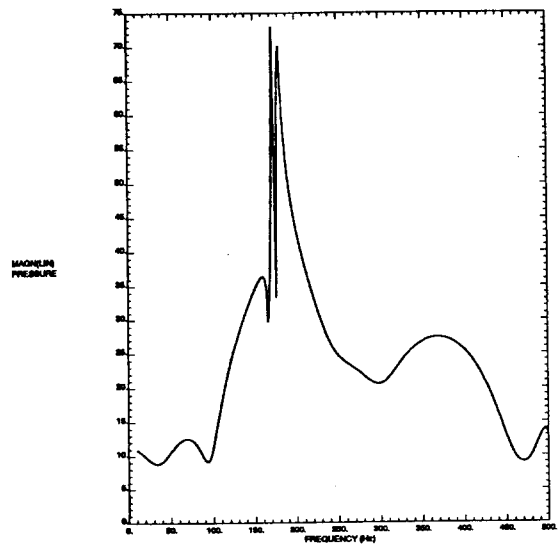


Fig.16 Result of a modified intake system by the SYSNOISE