

# 주파수 가중함수를 적용한 흡기계의 강건설계 연구

## Study on the Robust Design of an Intake System Using a Frequency Weighting Function

이종규† · 박영원\* · 채장범\*\*

J.K. Lee, Y. W. Park and J. B. Chai

(2005년 1월 13일 접수 : 2005년 5월 23일 심사완료)

Key Words : Frequency Weighting Function(주파수 가중함수), Robust Design(강건설계), Two Microphone Method(두 음향 탐측자법), Transmission Loss(전달손실)

### ABSTRACT

This paper introduces the robust design of an intake system using transmission loss and the frequency weighting function. First, transmission loss is measured to evaluate the performance of the noise reduction for the intake system. The robust design parameters of the intake system are extracted by adapting a cost function with the Taguchi method. Subsequently, the frequency weighting function is developed by the subjective evaluation in which 6 special engineers were participated. Finally, the comparison between the proposed frequency weighted optimal design and unweighted optimal design for the transmission loss as the part is performed. Here, the overall levels of the transmission loss according to the methods are presented to validate the effectiveness of the proposed methodology.

### 기 호 설 명

- $\mu$  : 모평균(mean of population)  
 $s$  : 분산(variance)  
 $\alpha$  : 유의수준(level of significance)

### 1. 서 론

현재 자동차소음의 주된 원인으로서의 가속시 흡기 밸브의 개폐에 의한 저주파수 대역의 흡기소음을 들 수 있다. 그런데 이 흡기소음은 주로 차실내로 전달 되어 부밍음의 원인이 될 뿐만 아니라 음질을 저해하

는 주 요인으로 작용되고 있어 안락함을 중요시하는 최근의 상황에는 이에 대한 대책이 중요하게 대두되고 있다. 이전까지 흡기계에 대한 설계는 다른 서브 시스템, 예를들면 엔진, 트랜스미션 등의 설계가 이루어진 다음 엔진의 성능에 저해되지 않는 범위내에서 시행착오적인(trial and error) 방법을 통하여 이루어진 것이 사실이다. 그러나 이러한 흡기설계는 초기에는 비용이나 시간을 단축하는 것처럼 보일지는 모르지만, 차량개발의 후반부에 들어서면서부터는 기간내에 마치기 위해서는 막대한 비용을 감수해야하는 상황을 초래하기도 한다. 또한 저주파 영역(200 Hz 이내)의 소음대책은 엔진의 파워나 토크의 감소를 유발시켜 엔진 출력의 저하를 야기시킬 수도 있다.

최근까지 흡기소음을 저감시키는 연구들은 개념단계에서의 설계 방법들<sup>(1~3)</sup>과 상세설계 단계에서의 처소음화 기법<sup>(4)</sup>들이 진행되어 왔었다. 그러나 기존의 설계방식으로는 패키징과 성능을 고려한 동시공학적

† 책임저자 : 정회원, GM-Daewoo Auto & Tech.  
E-mail : jongkyu.b.lee@gmdat.com  
Tel : (032) 520-5267, Fax : (032) 520-4623

\* 아주대학교 시스템공학과

\*\* 정회원, 아주대학교 기계공학부

측면을 반영하지 못할뿐더러 주변의 외란에 대해서도 강건하지 못한 시스템 특성을 보이고 있는 것이 현실이다. 이에 90년대 후반에 들어서는 흡기계의 단품별 특성을 통계적 최적화기법<sup>(5)</sup>에 적용하여 시스템에 필연적으로 따르는 외란에 대해서 강건한 시스템을 구축하려는 연구들<sup>(6-9)</sup>이 뒤따르고 있지만, 이들 연구 또한 실차적용에 대한 아쉬움이 남아 있다. 그러므로 이 연구에서는 흡기계의 소음특성을 단품상태에서 미리 예측할 수 있고 설계초기 단계에서 선행적으로 적용할 수 있는 흡기시스템을 위하여 전달손실(transmission loss)과 통계적 최적화기법인 다구찌방법(Taguchi method)을 채택하여 흡기계에서의 강건설계(robust design)를 수행하였다. 이때 흡기소음이 주파수별 민감도가 다르다는 것에 착안하여 NVH 전문 엔지니어들의 주관평가를 통해 주파수별 가중함수(frequency weighting function)를 도출하였다. 그런 다음 최종적으로 이를 이전의 최적설계 사양에 적용시켜 도출된 가중함수에 대한 타당성을 검증하였다.

## 2. 흡기계의 주파수 가중함수 도출

### 2.1 흡기계 평가소음원의 제작

우선 흡기계에 대한 소음원을 얻기 위하여 샤시 다이나모가 구동되는 반무향실에서 오리피스소음을 측정하였는데, 이때 측정위치는 입구 끝단의 중앙으로부터 10 mm 떨어진 곳에서 측정하였고, 측정조건은 3단(수동변속기)에 기어를 고정시킨 후 가속페달을 전 가속(full throttle)상태로 1000 RPM에서 6000 RPM까지 급격히 올리는 급가속 조건이었다. 시험차

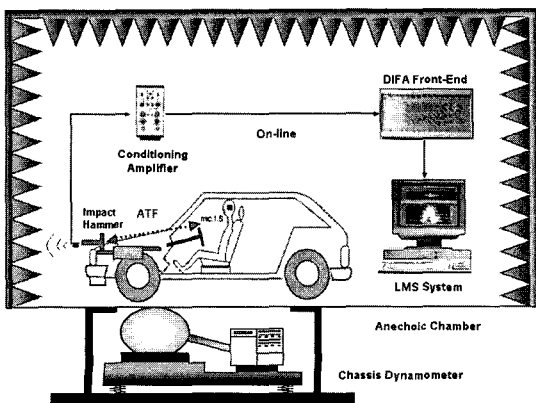


Fig. 1 Test setup for the measurement of intake orifice noise and the acoustic transfer function

량은 자사에서 생산하고 있는 소형 차량을 선정하여 시험하였다. 아래의 Fig. 1은 차량 상태에서 흡기계의 오리피스소음과 음향전달함수에 대한 데이터 측정 과정에 대해 나타낸 것이다.

또한 흡기계 소음증 공기기인소음이 차량 실내소음에 대해 미치는 음향특성을 파악하기 위하여 변환된 오리피스소음과 운전자 귀 위치에서의 실내소음과의 음향전달함수를 측정하였다. 시험조건은 우선 차량의 가속밸브를 완전히 개방한 상태에서 흡기계 입구 위의 홀(hole) 주위에 접촉식 테이프를 원형으로 부착하고 그 위에 홀 크기보다 약간 큰 철판을 붙인 후 철판 중앙부에 가속도계를 바깥쪽으로 부착하였다. 그런 다음 해머로 가속도계와 가장 가까운 부근을 가진하여 얻은 가속도 신호를 적분하여 속도 신호를 얻었다. 이어 속도 신호에 상수값인  $\rho c$ 를 곱하면 변환된 오리피스소음을 얻을 수 있으며, 이 오리피스소음과 실내소음과의 무차원된 음향전달함수를 얻을 수 있다. 이때 실내의 마이크로폰 위치는 인간의 청각을 보다 잘 표현하는 두 귀의(binaural) 형태의 데이터를 얻고 자운전석의 좌우측을 동시에 측정하였다. 그리고 앞서 구한 흡기계의 오리피스소음에 흡기계의

Table 1 Detailed spec of the noise sources

No.	영역(Hz)	BARK NO
1	Current	-
2	20~100	BARK 0
3	100~200	BARK 1
4	200~300	BARK 2
5	300~400	BARK 3
6	400~510	BARK 4
7	510~630	BARK 5
8	630~770	BARK 6
9	770~920	BARK 7
10	920~1080	BARK 8

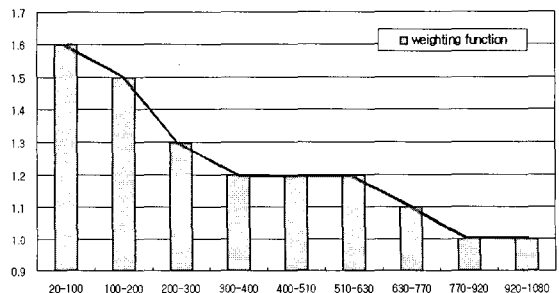


Fig. 2 Frequency weighting function of the intake system

음향특성이 포함된 무차원 음향전달함수를 곱하면 실내소음에 대한 흡기계 소음의 기여도를 나타낼 수 있는데, 이렇게 계산된 흡기계 소음을 가지고 20~1080 Hz의 BARK 밴드단위의 주파수별로 음원을 잘라 각 밴드별로 기준신호(current) 대비 10 dB 정도 감쇠를 시킨 FIR 필터를 적용하여 평가 소음원을 제작하였다. Table 1은 평가 소음원의 상세도이다.

### 2.2 흡기계 주파수 가중함수의 도출

주관평가는 6명의 전문 엔지니어가 청음실에서 head acoustics사의 고성능 헤드폰을 이용하여 실시하였다. 이 때 평가척도는 SAE J1060에 준한 10-scale의 등간척도를 사용하였고, 평가항목은 급가속 주행시 들리는 전반적인 흡기소음을 각각의 평가 소음원들에 대해 평가하게 하였다. 이렇게 하여 얻은 점수들의 최종 결과치로 각 평가자들의 중간값(median)을 사용하였는데, 여기서 평균값이 아닌 중간값을 사용한 이유는 평가자가 적은 경우에 소음에 대한 자극과 인체반응의 크기와의 상관관계를 나타내는 심리물리학적 법칙이 평균값보다는 중간값에 대해서 더 잘 표현되기 때문이다. Fig. 2는 흡기계의 가중함수를 나타낸 것인데, 가중치들은 기준신호와 각 평가자간의 차이를 평가자들의 중간값을 가지고 계산한 결과이다.

## 3. 흡기계의 강건설계

### 3.1 다구찌기법

제품개발의 강건설계 기법으로 알려진 다구찌기법은 통제 불가능한 잡음인자의 영향하에서도 성능특성치(performance characteristic)의 분산이 작고, 평균이 목표값에 근접하도록 하는 제어인자(설계변수)의

조건을 찾는 것이다. 이때 성능특성치가 제품의 목표값으로부터 멀어질수록 제품의 품질손실이 크게 되는 손실함수를 정의함으로써 외란에 강건한 설계인자들을 설계할 수 있다.

이 연구에서는 0~1000 Hz의 전달손실의 전체적인 값(overall value)을 특성값으로 하는 상대특성의 S/N비를 식 (1)과 같이 계산하고 이 S/N비에 따라 인자들의 최적수준 조합을 결정하였다.

$$SN_i = -10\text{Log}\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right] = -10\text{Log}(MSD_i) \quad (1)$$

여기서,  $MSD_i$ 는  $i$ 번째 행의 평균제곱편차(mean squared derivation)를 의미한다.

### 3.2 직교배열표(Orthogonal Array)

이 연구에서는 흡기계의 최적사양을 산출하기 위해 우선 현재 시스템에 대상으로 패키징과 가격 및 성능을 고려하여 설계가능한 범위를 정하였다. 그런 다음 Table 2와 같이 2수준과 3수준의 실험인자들에 대해 중요한 인자들을 찾고자 하였다. 이때 사용된 직교배열표는 교호작용을 구하지 않고, 주로 인자만 배치하는  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 의 혼합직교배열표를 사용하였고, 두 경우 모두 스피커의 형태(저주파용의 box형과 고주파용의 horn형)와 다기관(manifold)의 형태를 잡음인자로 선정하였다.

스피커의 형태를 제어인자가 아닌 잡음인자로 선정 한 이유는 차량마다 엔진의 주요 가진 음원(source)이 다르기 때문에 이 요소를 각각 저주파수와 고주파수 형태의 잡음으로 간주하였다. 또한 다기관의 형태는 3기통과 4기통으로 분류하였다.

Table 2 Control factors and levels

Control factor	Level		
	0	1	2
A Size of snorkel diameter	φ 40 mm	φ 50 mm	
B Shape of snorkel diameter	Bell-mouth	Oval	Circle
C Shape of H/R diameter	Circle	Oval	Square
D Boundary condition of H/R diameter	Rrange	Insert(a little)	Insert(many)
F Size of elbow diameter	φ 47 mm	φ 50 mm	φ 55 mm
G Elbow length	210 mm	180 mm	150 mm
H Size of lower pipe	Straight( φ 35 ~ φ 46)	Contraction( φ 35 ~ φ 46)	Expansion( φ 35 ~ φ 46)
I Shape of upper diffuser	Current	Tuning hole(2개)	Perforated type(5%)

### 3.3 전달손실의 측정

일반적으로 덕트시스템의 음향요소인 흡기계에 대한 성능을 평가하는 방법으로써 시스템의 특성을 정확히 알 수 있을뿐더러 이론치와 실험치를 비교하기 용이한 전달손실을 사용하고 있다. 전달손실은 출구단에 무반사장치를 설치한 상태에서 감쇠량을 얻고자 하는 소음요소의 상류층과 하류층에서의 음향파위를 계산하거나 측정하여 그 차이점에 상용로그를 취한 후 10배를 해준 값을 의미한다. 아래의 Fig. 3은 전달손실을 구하기 위한 개략적인 도식을 나타내고 있다.

이 시험에서는 자동차 주소음원의 하나인 흡기소음이 1000 Hz 이내의 중저주파 소음의 특성을 가지므로 이를 재생시키기 위해 가진 소음원을 랜덤 발생기를 통해 백색잡음을 발생시켰고, LMS Coda-X(data acquisition system)내의 밴드통과 필터(bandpass filter)를 사용하여 0 Hz에서 1000 Hz 이내의 소음만을 통과시킨 후 이를 증폭시켜 소음을 발생시켰다. 그리고 음향요소 끝단에는 무반사단을 설치하였으

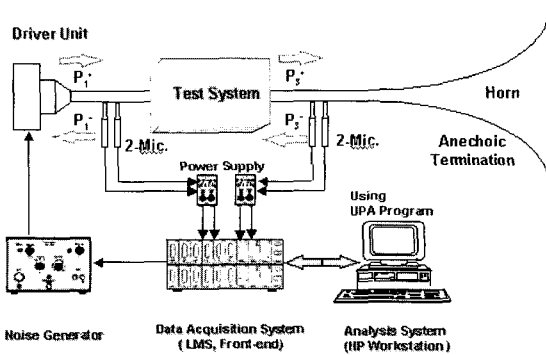


Fig. 3 Schematic diagram of experimental set-up for transmission loss

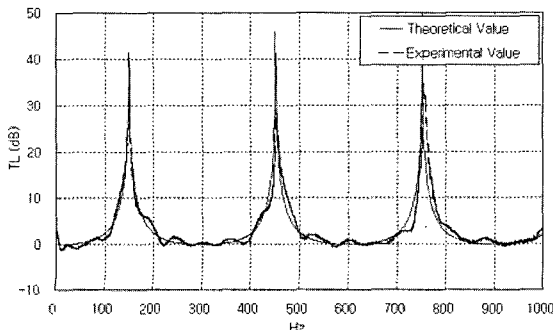


Fig. 4 Validation of experimental equipment

며 무반사단 내부에도 흡음재를 부착하였다. 두 마이크로폰 사이의 간격은 각각 4 cm의 간격을 두고 설치하였으며, 이를 잡아주기 위하여 마이크로폰 홀더를 사용하였다. 그러나 무반사단을 설치하였어도 실제로는 반사파가 존재하므로 정확한 실험을 위하여 출구단에도 각각 두개의 마이크로폰을 사용하여 반사파를 배제하고자 하였다. 측정주파수 대역은 관내 평면파 영역으로 제한하였다. 아래의 Fig. 4는 150 Hz의 측지공명기에 대해 이론치와 실험치의 전달손실 값을 비교한 것이다. 두 값이 거의 일치하는 결과를 나타내고 있어 이 실험장치가 신뢰성을 지니고 있음을 알 수 있다.

### 3.4 정규성 검토(Normality Test)

흡기계의 전달손실에 대한 시험이 어느 정도의 안정성을 지니고 있는지를 보기 위해 시험 데이터들의 정규성(normality) 그림을 그려보면 Fig. 5의 그림을 얻을 수 있다. 그림은  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 의 18가지 시험조건에 대한 실험 데이터를 가지고 정규성 검토를 Anderson-darling test를 이용하여 수행한 결과이다. 결과를 보면 P-value가 0.379를 나타내고 있는데, 여기서 P-value는 가설검정에서 귀무가설( $H_1$ : 정규성을 따르지 않는다)을 기각하기 위한 최소의 유의수준으로 이 값이 모두 0.05보다 큰 값을 나타내므로 본 데이터들은 정규성을 띄고 있다고 할 수 있겠다.

### 3.5 분산분석(ANOVA)

앞서 언급한 적교배열표들을 가지고 전달손실 시험

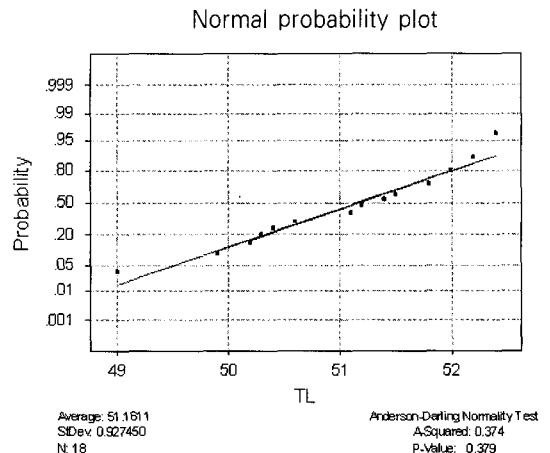


Fig. 5 Normality test

을 수행하는데, 이때 제품의 특성을 나타내는 특성값은 전달손실의 전체적인 값을 기준으로 하였다. 그런데 다음 측정된 전달손실 값들을 가지고 각 요인들이 통계적으로 어느 정도 유의한지를 알아보기 위해 통계 프로그램인 MINITAB<sup>(12)</sup>을 사용하여 인자들에 대한 S/N비를 산출한 후 분산 분석을 수행하였다. Table 3은 풀링(pooling)을 수행한 후의 분산분석표를 나타낸 것이다. 여기서 변동량(S)은 각각의 요인들의 수준합계를 말하고, F검정은 일반적인 가설 검정의 통계치로 F(자유도, e의 자유도,  $\alpha$ )의 형태로 나타나며, 오차(e)는 누적기여율 80~90% 달성시 나머지 요인들의 영향을 의미한다. 분산분석표 F검정 결과 A, B, F, G의 인자들이 유의한 것으로 나타났고, C인자는 유의수준 5%에서는 유의치 않으나 F<sub>0</sub>의 값이 3이상이므로 약간의 유의성이 있다고 판단되며 그 외의 나머지 D, H, I 인자들은 모두 유의하지 않은 것으로 나타나므로 오차항에 풀링하여 계산하였다.

**3.6 주효과 분석**

각각의 인자들이 성능 특성치에 어느 정도의 효과를 나타내는지 보기 위해 Fig. 6과 같이 인자들에 대한 주효과 분석을 수행하였다(주파수별 가중치 미

적용시). 분석결과 엘보우 호스(elbow hose)의 길이가 길고, 지름이 클수록 좋은 성능을 나타내었고, 스노클(snorkel)의 형상이 원형이고, 지름이 작을수록 좋은 성능을 나타냄을 알 수 있었다. 또한 주효과 분석을 통한 최적수준조합은 B<sub>0</sub>, F<sub>2</sub>, G<sub>0</sub>의 조합이고, 나머지 인자의 조합은 A<sub>0</sub>, C<sub>0</sub>로 하였다.

**3.7 각각의 최적조건에서의 모평균값과 신뢰구간의 추정**

일반적인 다구찌방법의 강건설계에서는 분산분석표와 주효과 분석의 결과로 얻은 최적수준조합의 조건 하에서 측정된 성능 특성치(전달손실값)가 과연 재현성(reproducibility)이 있는가를 확인 실험하는 것이 중요하다. 이를 확인하는 첫 단계로 우선 실험값을 통계적 신뢰구간 예측값과 비교 검토하기 위해 점추정치(모평균값)를 구한다. 그리고 그 추정치에 통계적으로 유의한 신뢰구간을 정하기 위해 우선 최적인자에 대해 주파수별 가중합수를 미적용시 신뢰구간의 폭을 구하면

$$t = (3 : 0.025) \times \sqrt{\frac{V_e}{n_e} \times \frac{V_e}{r}} \tag{2}$$

r : 확인시험 횟수

$$\frac{1}{n_e} = \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{6} + \frac{1}{6} + \frac{1}{6} + \frac{1}{6} - 4 \times \frac{1}{18}\right) = \frac{5}{9}$$

그러므로

$$t = (3.128) \times \sqrt{(0.04/1.8) + (0.04/1)} = 0.79$$

이 된다. 또한 S/N비에 대한 최적값의 모평균값과 95% 신뢰구간은

$$\begin{aligned} \mu &= A_0 + B_0 + C_0 + F_2 + G_0 - 4T \\ &= 34.54 \pm 0.79(\text{dB}) \end{aligned} \tag{3}$$

이 되는데, 이는 측정된 데이터의 S/N비인 34.17 dB를 포함하므로 최적조건의 재현성이 충분히 있을뿐더러 점추정값이 측정값을 잘 대변하고 있다고 하겠다. 이와 더불어 최적값에 주파수별 가중합수를 적용시 S/N비에 대한 점추정값과 측정 데이터의 S/N비는 각각 34.76 dB와 34.56 dB로 S/N비에 대한 예측 성능이 가중합수를 미적용 하였을 때보다 우수함을 알 수 있다.

Table 3 ANOVA of factors

Factor	S	DOF	V	F <sub>0</sub>	F(0.05)	Judgment
A	0.26	1	0.26	6.90	5.32	유효
B	2.03	1	2.03	53.35	5.32	유효
C	0.17	1	0.17	4.47	5.32	유효
D	0.02	1	0.02	-	-	-
F	3.11	1	3.11	81.62	5.32	유효
G	3.83	1	3.83	100.55	5.32	유효
H	0.06	1	0.06	-	-	-
I	0.04	1	0.04	-	-	-
Total	9.51	8				

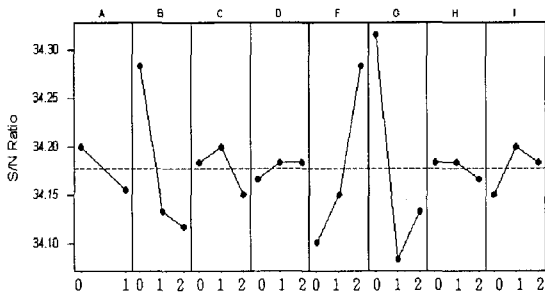


Fig. 6 Main effect plot for S/N ratios

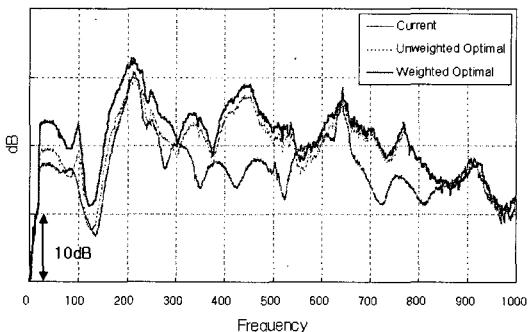
#### 4. 결과 및 고찰

Table 4는 최적수준조합으로부터 추정된 점추정값이 측정된 전달손실(box형과 horn형의 전달손실 평균값 이용)을 어느 정도 잘 대변하고 있는지를 평가하기 위해 두 가지의 최적조건 상태에서의 전체적인 값과 점추정값을 비교한 것이다. Table 4를 보면 최적조건에서 주파수별 가중함수를 적용한 사양이 주파수별 가중함수를 미적용한 사양에 비해 점추정값이 측정된 전달손실 값에 더 근접해 있음을 알 수 있는데, 이는 가중함수 적용 사양이 미적용 사양에 비해 추정치가 실제치를 더 잘 예측한다는 것을 의미한다. 그러나 두 경우 모두 점추정값과 측정된 전달손실 값이 매우 근접(0.5 dB 이내)해 있어 재현성과 점추정값의 예측성이 우수하다고 할 수 있다.

Fig. 7은 단품상태에서의 전달손실을 비교한 것이다. 각각의 조건에서의 전달손실을 보면 current에 비해 optimal 사양들의 전달손실이 전주파수 대역에서 상당한 개선효과를 보이고 있는데, 특히 300 Hz~500 Hz의 주파수 대역은 10~13 dB 정도의 매우 큰 효과를 보이며, 650 Hz~850 Hz의 주파수 대역은 5~8 dB 정도의 효과를 나타내었다.

**Table 4** Comparison of overall and prediction value at optimal conditions

Test condition	Prediction value(dB)	Overall value(dB)	Difference (dB)
Current	-	49.05	-
Unweighted optimal	52.06	52.44	0.38
Weighted optimal	54.13	54.21	0.08



**Fig. 7** Comparison of the transmission losses

#### 5. 결론

이상의 결과들로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유의한 요인들로부터 얻어지는 최적수준 조합은 B<sub>0</sub>F<sub>2</sub>G<sub>0</sub>로 이루어지며, 엘보우 호스의 길이와 지름, 스노클의 형상이 흡기계의 전달손실에 가장 민감함을 알 수 있었다.

(2) 기존설계 대비 다구찌방법을 적용한 최적수준 조합(두 가지의 optimal 사양)의 전달손실 값이 current 사양에 비해 전체적인 값 측면에서 3~5 dB 정도의 향상된 결과를 얻을 수 있었다.

(3) 주파수별 가중함수를 적용한 사양이 주파수별 가중함수를 미적용한 사양에 비해 S/N비와 전달손실 측면에서 측정값에 대한 예측성과 재현성이 더 우수할 뿐만 아니라 강진성에 있어서도 앞서 있음을 알 수 있었다.

(4) 실내소음에 대한 흡기소음의 기여도를 평가할 수 있는 평가음원을 제작하여 주관평가를 통해 흡기소음에 대한 주파수별 가중함수를 도출하여 민감도 해석을 수행하였다.

#### 참고 문헌

- (1) Munjal, M. L., 1997, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley & Sons.
- (2) Chung, J. Y. and Blaser, D. A., 1980, "Transfer Function Method of Measuring in Duct Acoust. Soc. Am., 68, pp.907~921.
- (3) Kim, Y. H. and Kang, S. W., 1991, "Transmission Loss and Measurement of Silencer with Two Microphones and Its Error Analysis", Proc. Korea. Soc. for Noise and Vib. Eng., Nov., pp. 85~90.
- (4) Nishio, Y., Kohama, T. and Kuroda, Osamu, 1991, "New Approach to Low-Noise Air Intake System Development", SAE Paper 911042, pp.25~37.
- (5) 박성현, 1995, "현대실험계획법", 민영사.
- (6) Chen, W., Allen, J. K., Tsui, K. L. and Mistree, F., 1996, "A Procedure for Robust Design :

Minimizing Variations Caused by Noise Factors and Control Factors”, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol.118, pp.478~485.

(7) 오재응, 이규태, 박능서, 이정우, 1998, “흡기계의 저소음화 기법개발에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 229~234.

(8) 이종규, 박영원, 채장범, 장한기, 2003, “두 음향 탐측자법과 다구찌방법을 이용한 흡기계의 최적설계에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp.1229~1234.

(9) 이종규, 박영원, 채장범, 장한기, 2003, “강건설계 방법을 이용한 흡기소음의 성능향상에 관한 연구”, 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp. 713~719.

(10) 한국소음진동공학회, 1995, “소음진동 편람”.

(11) Otto, N., Eaton, C. and Lake, S., 1999, “Guidelines for Jury Evaluations of Automotives Sounds”, SAE Paper 1999-01-1822.

(12) Minitab Inc, “Minitab User’s Guide #2 : Data Analysis and Quality Tools”, 2000.