

건식진공펌프의 배기 소음 저감

Exhaust Noise Reduction of Dry vacuum Pump

안영찬*·이해진*·이정윤**·양정직***·오재응†

Young-Chan Ahn, Hae-Jin Lee, Jung-Yoon Lee, Jung-jik Yang, Jae-Eung Oh

Key Words : Transmission Loss(투과손실), 4-pole parameter(4단자 정수), Two-Microphone Method (두 음향 탐촉자법)

ABSTRACT

This paper considers acoustic analysis of silencer within a Dry vacuum pump. Main object is noise reduction of Dry Vacuum Pump using the silencer. First, we measured SPL and Intensity for noise source identification and then, designed for the silencer corresponding with noise character. 4-pole parameter are used for predicting transmission loss which is one of characteristics of silencer when we designed for silencer. Calculated Transmission Loss to change main effective factor and selected to optimal value using Design of Experiment. Finally, noise reduction is estimated to compare existing silencer with optimal silencer.

1. 서 론

석션은 치과 진료 시 발생하는 다량의 이물질과 분비물을 구강에서 흡입하여 환자의 기도유지를 위한 장치로, 치과진료에 있어서 없어서는 안될 필수 장치인 의료용 진공펌프이다. 이러한 석션은 작동 중 70dB(A) 이상, 경우에 따라 80dB(A) 이상의 소음을 유발하고, 진료시간 내내 작동되기 때문에 의사에게는 소음으로 인한 스트레스를, 진료 받는 환자에게는 공포와 불안감을 조성하는 등 상당한 불편을 초래하고 있어서 최근 소비자인 치과 의사들의 저소음 석션에 대한 요구가 급격히 증가하고 있다. 하지만, 국내 치과 의료기기 업체는 다른 산업에 비해 특히 낙후되어, 현재 석션의 거의 전량을 수입에 의존하고 있는 실정이어서 앞으로 많은 연구가 필요로 하는 분야이다.

석션과 같은 fan 소음은 톤소음(tonal noise)과 광역소음(broadband noise)으로 크게 나눌 수 있다.¹⁾ 일반적인 경우 BPF(Blade Passing Frequency)에 의한 톤소음(tonal noise)이 지배적이다.²⁾

본 연구에서는 석션의 성능과 효율적인 운전을 유지하면서 소음을 저감시키기 위하여 톤소음 특성에 부합되는 최적화된 소음기 설계 방안

하여 논의하였다.

소음기의 기본 성능을 표현하는 지수로는 삽입 손실(IL, Insertion Loss), 투과손실(TL, Transmission Loss), 소음저감량(NR, Noise Reduction) 등이 있으며, 일반적으로 소음기 단품 성능을 표현하는 지수로 투과손실을 많이 사용하는데 이것은 예측치와 실측치의 비교에도 유용하다. 투과손실을 계산하는 방법으로는 4 단자 정수법에 의하여 전달 행렬을 계산하는 방법을 사용하였다.

이번 연구에서는 먼저, SPL(Sound Pressure Level)과 Intensity 를 측정하여 석션의 소음원을 규명하였다. 그 후 소음기의 설계인자를 변화시켜 가며 전달손실을 계산하고, 실험계획법을 사용하여 소음특성에 부합한 소음기를 최적 설계하였다.

그 결과, 현재 석션의 장착되어 있는 소음기와 최적화된 소음기 사이의 소음 저감 정도를 평가할 것이다.

2. 배기소음기의 음향해석 및 설계

2.1 석션의 소음원 규명

소음저감에 있어서 시스템의 소음특성을 규명하는 시스템의 소음 특성에 맞는 소음저감대책을 수립하는데 필수적이다. 석션의 소음 특성을 파악하기 위하여 SPL (Sound Pressure Level)을 측정하여 목적주파수를 선하고, 선정된 목적주파수에서의 Intensity 를 측정하여 소음원을 규명한다.

Fig.1 은 석션을 작동시키고 어느 정도 시간을 두어 정상상태에 이른 후, 석션의 전방 1m, 높이

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr

Tel : (02)2220-0452, Fax : (02)2299-3153

* 한양대학교 대학원 기계공학과

** 경기대학교 기계시스템디자인 공학부

*** 자동차부품연구원

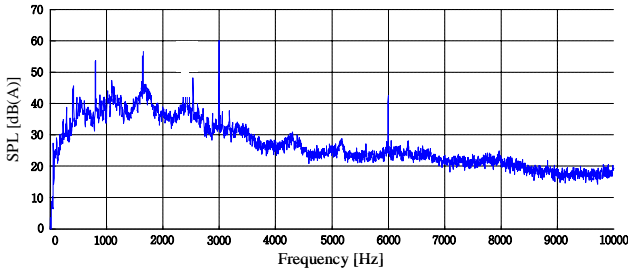


Fig.1 Sound Pressure at 1m front of suction

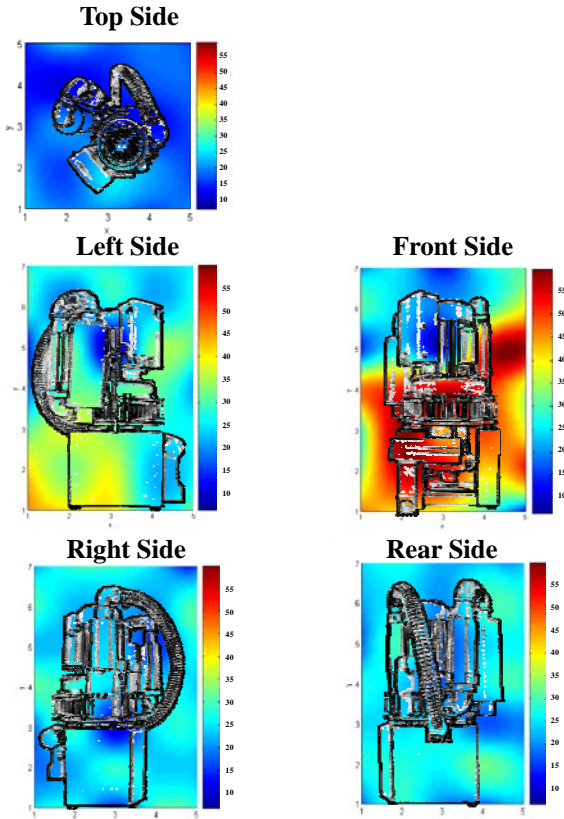


Fig.2 Sound intensity contour at 3000Hz

1m 위치에서 10kHz 까지의 주파수 영역에 대한 음압레벨(A 가중치)을 나타낸 것이다.

본 연구에서 사용된 석션은 모터의 기본회전 주파수가 57.7Hz 이고, 석션에 사용된 임펠러는 52 개의 날개를 가지고 있다. 따라서 날개통과주파수(BPF)다음과 같다.

$$\begin{aligned} BPF &= (V_r \times N) / 60 = 57.7(\text{Hz}) \times 52 \\ &= 3000(\text{Hz}) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, V_r 은 회전수(rpm), N 은 날개수이다.

SPL 측정결과, 모터의 기본회전주파수(57.7Hz)와 배수 성분에 해당되는 주파수에서 피크가 나타났다. BPF인 3000Hz에서 가장 큰 피크가 나타났다. 3000Hz 미만에서는 3000Hz 이상의 영역보다 기저가 높게 나온 것을 확인할 수 있다. 이는 앞서 말

한 광대역소음을 의미한다.

이에 음압 측정 결과 나타난 모터의 기본 회전 주파수인 57.6Hz와 배음성분(808.72Hz, 1731.9Hz), 그리고 BPF(3000Hz)를 목적 주파수로 선정하였고, 소음 저감 대역은 광대역소음 대역이 포함된 0 ~ 3500Hz를 선정하였다.

목적주파수에서 Intensity 측정결과, 임펠러, 소음기 끝단 그리고 모터에서 소음이 발생하는 것으로 나타났다. Fig.2는 3000Hz에서의 Intensity 결과로 붉게 나타난 곳은 실제 임펠러가 위치한 곳이다.

석션 구동 중 발생하는 소음은 임펠러에서 가장 크게 발생하였다. 하지만, 시간과 경제적 측면에서 소음기의 최적설계가 우선시 되어야 할 것이다.

이에 소음원 규명 결과 소음기의 최적 설계 시 3000 Hz를 가장 중점을 두었고, 3000Hz 미만의 광대역 소음 대역에서 소음저감 정도를 평가 하였다.

3. 실험계획법을 이용한 소음기 최적 설계

3.1 전달행렬법

전달행렬법은 전기계에서 사용하고 이는 임피던스 개념을 도입하여 음향의 전달특성을 모델링 하는 방법으로서 행렬의 계산이 간단하고 임의의 형태로 조합된 음향계에 적용할 수 있어 많이 이용되고 있다. 또한 음향계를 각 요소별로 모델링 하여 전체계를 구성하므로 설계 변경에 용이한 방법이다.

전달행렬법에서 사용되는 두 개의 상태변수는 음향 요소 양면의 음압 p 와 입자속도 v 를 사용하고 양면의 조건에 따라 전달행렬계수(four-pole parameter)를 구할 수 있다.

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

여기서, $\{p_r \ v_r\}^T$ 는 입구점 r 에서의 상태 벡터이고 $\{p_{r-1} \ v_{r-1}\}^T$ 는 출구점 $r-1$ 에서의 상태 벡터이다.

여기서, 전달행렬을 다음과 같이 놓으면, 각 전달행렬계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$p_2 = T_{11}p_1 + T_{12}v_1$$

$$v_2 = T_{21}p_1 + T_{22}v_1$$

$$T_{11} = \frac{p_2}{p_1} \Big|_{v_1=0}, \quad T_{12} = \frac{p_2}{v_1} \Big|_{p_1=0}$$

$$T_{21} = \frac{v_2}{p_1} \Big|_{v_1=0}, \quad T_{22} = \frac{v_2}{v_1} \Big|_{p_1=0}$$

3.2 소음기의 기본모델

소음기를 구성하는 음향 요소는 여러 형태의 직관과 확장관 및 수축관 그리고 분지요소로 크게 구분된다. 그 각각의 결합을 통해 나타나는 부정합이 음향에너지를 반사 또는 손실시켜 소음이 감소되게 된다. 이들 요소의 전달행렬을 구성하는 것은 전체적으로 결합된 음향 요소의 소음 성능 예측을 용이하게 한다. 각 음향요소에 대한 전달행렬과 그 형태는 다음과 같다

(1) 직관 (straight pipe) (Fig.3(a))

직관은 단면적 변화가 없는 관을 말하며 에너지 손실은 없으나 자체의 주파수 특성을 갖는다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = e^{-jMk_c l} \begin{bmatrix} \cos k_c l & jY \sin k_c l \\ (j/Y) \sin k_c l & \cos k_c l \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

(2) 단순확장관 및 수축관

(simple area discontinuity) (Fig.3(b), (c))

에어크리너와 같이 확대 단면이나 축소 단면의 경우, 그 경계에서는 압력과 온도의 변화가 없으므로 단위행렬로서 전달행렬을 구한다. 이 두 가지는 함께 존재할 경우 그 단면적이나 길이에 의한 주파수 특성이 나타나게 되고, 단면적 변화에 따라 에너지의 손실이 발생한다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

(3) 분지요소 (branch element) (Fig.3(d), (e))

분지요소는 공명기나 Fig.3(d),(e)와 같이 직관이 확장관에 연결되어 공명기의 기능을 갖는 경우를 말하며 분지임피던스를 갖는 전달행렬로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/z_e & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

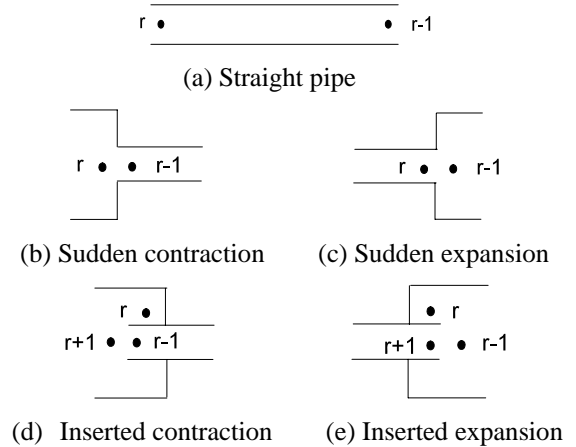


Fig..3 Basic elements of simple acoustic system

3.3 실험계획법을 이용한 주효과 분석

현재 사용 되어지는 소음기의 형상을 기준으로 실험계획법을 실시하여 소음기의 형상을 최적화 하였다. 현재 사용되고 있는 소음기의 형상을 Fig.4 과 같고 그 치수는 Table 1 에 표시하였다.

실험계획법은 Table.1 에 제시된 5 인자에 대하여 각각 3 수준으로 정하였으며 L_{27} 의 직교배열표를 사용하였다. TL 값을 구하는데 있어서 주파수 영역은 관심주파수 중 가장 고주파수인 BPF 를 포함할 수 있도록 3500Hz 까지 두었고, 각각의 시물레이션을 통해 얻어진 TL 곡선의 적분값을 특성치로 정하였다. TL 곡선의 적분값은 TL 곡선 아래의 면적을 의미하는데, 이 면적값이 클수록 해당 주파수 영역에서 소음저감능력이 뛰어난 것이다. 이에 본 실험계획에서는 망대특성을 사용하였다.

소음기 형상을 설계하는데 있어 변수인 5 인자를 Table.2 와 같이 각각 3 수준으로 결정하였다. 실험계획에 따라 총 27 회의 실험이 실시되었으며, 시물레이션을 통해 구한 특성치는 Table.3 의 맨 오른쪽에 정리하였다.

Table.3 에서 10, 11, 12, 19, 20, 21 번의 실험에서 특성치의 값이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는 주효과 분석을 통해 Fig.5 에 나타내었다. 주효과 분석 결과 d_1 과 d_2 의 변화율이 가장 뚜렷하게 나타나므로 소음기의 입·출구단과 확장관의 지름(단면적)이 가장 민감한 주요인자임을 알 수 있다.

망대특성을 사용하였을 때, d_1 은 Level-1 이, d_2 는 Level+1 일 때 가장 소음효과가 크며, branch element 인 b_1 는 없는 것 보다 있는 것이 효과적이거나 그 길이에 따른 효과는 적은 것으로 나타났다. 또한 소음기의 길이 변화는 영향을 못 미침을 알 수 있다.

주효과 분석을 통해 얻어진 결과를 다시 한번 실험계획을 하여 재해석을 함으로써 보다 자세한 결과를 도출할 수 있다. 주효과 분석에서 특성치에 영향을 보였던 b_1 , d_1 , d_2 를 인자로 하고 각각

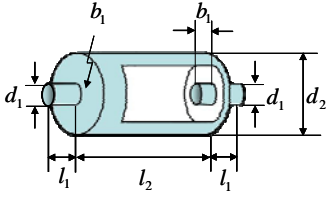


Fig.4 Existing silencer

Table. 1 The variable of silencer

	unit (m)
b_1	0.005
d_1	0.035
d_2	0.100
l_1	0.045
l_2	0.200

Table. 2 Selective parameters with the levels

level factor	Level -1	Level 0	Level+1
b_1	0.000	0.005	0.010
d_1	0.025	0.035	0.045
d_2	0.080	0.090	0.100
l_1	0.035	0.045	0.055
l_2	0.190	0.200	0.210

Table. 3 L_{27} Orthogonal arrays of control factors and sequence for simulation

Experimental No.	b_1	d_1	d_2	l_1	l_2	Characteristic value
1	-1	-1	-1	-1	-1	15240.0
2	-1	-1	-1	-1	0	14697.0
3	-1	-1	-1	-1	+1	14576.0
4	-1	0	0	0	-1	10641.0
5	-1	0	0	0	0	10228.0
6	-1	0	0	0	+1	10111.0
7	-1	+1	+1	+1	-1	7976.2
8	-1	+1	+1	+1	0	7556.1
9	-1	+1	+1	+1	+1	7450.6
10	0	-1	0	+1	-1	25259.0
11	0	-1	0	+1	0	24831.0
12	0	-1	0	+1	+1	25038.0
13	0	0	+1	-1	-1	20563.0
14	0	0	+1	-1	0	20593.0
15	0	0	+1	-1	+1	20171.0
16	0	+1	-1	0	-1	6268.5
17	0	+1	-1	0	0	6227.3
18	0	+1	-1	0	+1	6211.7
19	+1	-1	+1	0	-1	29725.0
20	+1	-1	+1	0	0	29033.0
21	+1	-1	+1	0	+1	29026.0
22	+1	0	-1	+1	-1	12510.0
23	+1	0	-1	+1	0	12043.0
24	+1	0	-1	+1	+1	12167.0
25	+1	+1	0	-1	-1	9923.4
26	+1	+1	0	-1	0	9737.7
27	+1	+1	0	-1	+1	9604.3

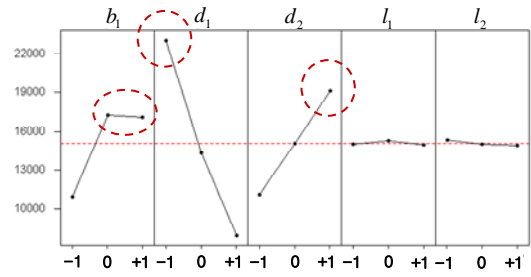


Fig.5 Main effects plot for the control factors

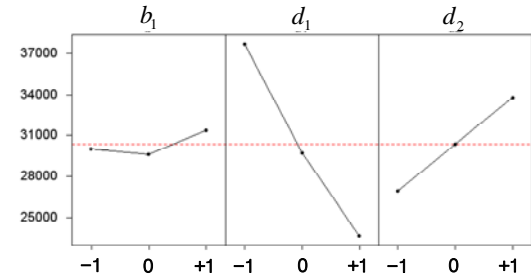


Fig.6 Main effects plot for the control factors for re-analysis

을 3 수준으로 나누었다. 이때, d_1 의 Level-1의 치수를 재해석에서는 Level+1, d_2 의 Level+1의 치수를 재해석에서는 Level-1로 두었다. 이는 d_1 은 더 작은 쪽으로 d_2 는 더 큰 쪽으로 해석하기 위함이다. 시뮬레이션 시 l_1 과 l_2 는 현재 사용중인 소음기의 치수로 고정하였다.

재해석 결과 Fig.6에서 보듯 d_1 은 Level-1이, d_2 는 Level+1일 때 가장 소음효과가 컸다. 이것은 입·출구단의 지름은 작을수록, 확장관의 지름은 클수록 소음저감 효과를 의미한다. 다시말해 입·출구단과 확장관 사이의 면적비가 클수록 소음저감의 효과가 나타난다. 하지만, 입·출구단의 지름이 작아지면 내부의 유동의 속도는 빨라지고 음압은 커질 것이므로 소음저감의 효과가 있는 것만은 아니며, 확장관의 지름 또한 공간상의 제약으로 무작정 커질 수만은 없다. branch element인 b_1 은 특성치의 큰 영향을 주지 못하였다.

Fig.7(b)는 실험계획법 결과를 바탕으로 새로 제안한 소음기의 설계치수이다. 여기서, 입·출구의 치수는 석션 출구단의 관과 동일하게 하여 변화를 주지 않았다. 이 크기는 KS 규격 사이즈로 널리 사용되는 치수로 새로운 치수로 변경시보다 경제적이기 때문이다. 그대신 확장관의 치수를 크게 하여 소음저감효과를 얻도록 설계하였다.

Fig.8은 branch element의 길이 변화에 따른 TL의 변화값이다. branch element의 변화는 전체 소음의 큰 영향을 미치지 않지만, 특정주파수 대역

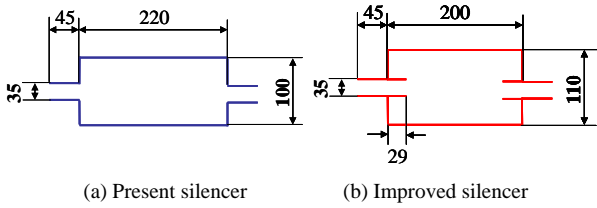


Fig.7 Dimension of silencer

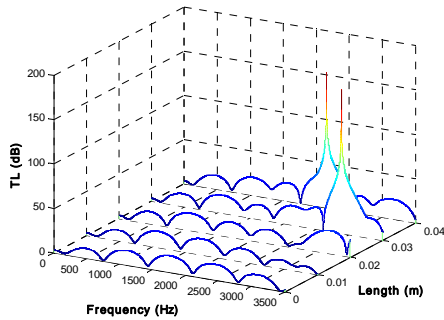


Fig.8 Waterfall of TL according to Length of Branch element

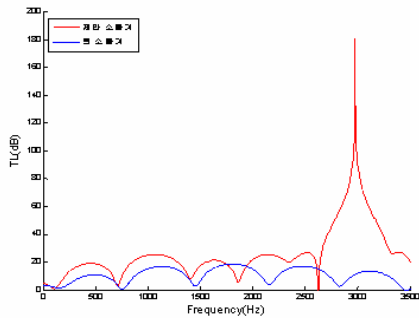


Fig.9 Comparison to TL

에서의 소음저감효과를 크게 할 수 있다. 결과적으로 BPF(3000Hz)에 의한 소음의 영향을 줄이기 위하여 29mm의 branch element를 사용하였다.

실험계획법에 의해 최적설계한 소음기와 현재 사용되어진 소음기의 TL 값의 비교를 Fig.9에 도시하였다.

4. 실험

본 절에서는 실험계획법을 사용하여 새로이 제작한 소음기의 성능평가 실험을 통하여 소음저감량을 평가하였다.

본 실험에서 측정하고자 하는 것은 관심 주파수 영역을 포함하고 있는 음파의 전달 특성이다. 이를 알기 위하여 음원으로부터 관심영역의 주파수를 갖는 음파를 발생시켜 소음기 전후 및 끝단의 음압 특성을 파악하여야 한다. 관심 주파수 영역을 포함하는 음파를 음원으로부터 발생시킬 목적으로 본 실험에서는 Noise Generator로 백색잡음(White noise)을 발생시켜 스피커로 음파를 관내 공기중으로 내어보냈다. 발생한 음파는 마이크

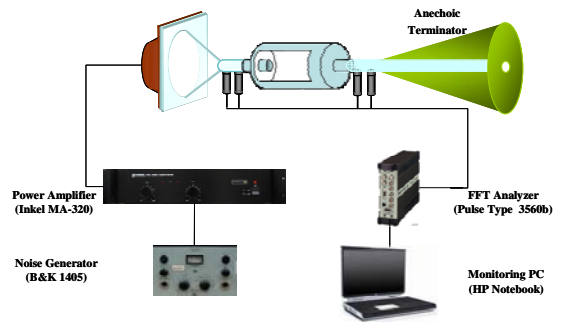


Fig.10 Experiment Setup

Table. 4 Results of experiments

소음기	흡음재 유무	SPL 변화 dB(A)	저감량 dB(A)
기존 소음기	유	75.0 → 62.2	12.8
제안 소음기	무	77.1 → 66	11.1
	유 (5mm)	76.5 → 54.7	21.8
	유 (10mm)	75.8 → 52.4	23.4

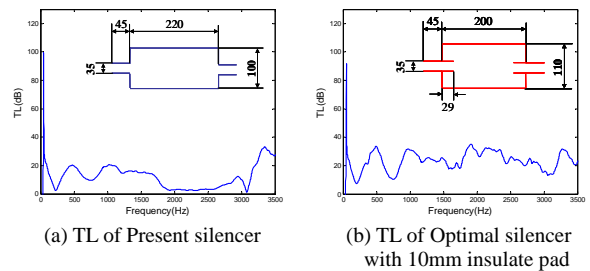


Fig.11 Results of Experiments

로 폰에 의해 소음기 양 끝단에서 측정되어 FFT 분석기에서 계산과정을 거쳐 컴퓨터에 저장되어진다. 전달 손실 측정에서 소음기로부터 관끝 방향으로 전달된 음파가 관끝에서 반사되어 시험 소음기로 되돌아오지 않게 나팔형 무반사단을 장착하였다. 무반사단은 내부가 흡음재로 채워져 있어서 관끝 반사를 없애준다. 실험은 두 개의 마이크로폰을 사용하여 반사파의 영향을 개선시킨 두 음향 탐측자법(Two-Microphone Method)을 선택하였다. Fig. 10은 실험의 장치도이다.

실험 대상은 기존의 사용된 소음기와 최적설계한 소음기이고, 실험을 통해 소음저감량과 TL 곡선을 측정 계산하여 비교하였다. 기존의 소음기 내부에는 흡음재가 내벽에 둘러 쌓여있고 다공판에 의해 지지되어 있다. 이에 제안한 소음기에 경우, 흡음재가 없을 때, 5mm의 흡음재를 사용한 경우 그리고 10mm의 흡음재를 사용한 경우에 대해 평가실험을 수행하였다. 흡음재의 두께를 5mm, 10mm 두 경우로 나누어 평가한 것은 흡음재의 두께와 확장관의 내부공간의 단면적 중 어느 것을 크게 할 것인지 판단하기 위함이다.

Table.4는 실험결과 나타난 음압레벨의 변화량이다. 소음기 입구단으로 가진되는 음압레벨은 74

~ 78dB(A)로 실제 석션의 작동 중 음압레벨 영역이다. 실험결과 소음기의 소음저감량은, 흡음재가 있는 기존의 소음기의 경우 12.8dB(A)가 저감된 반면 제안한 소음기는 흡음재가 없는 소음기의 형상만으로 11.1dB(A)가 저감되었다. 흡음재를 첨가할 경우 소음은 기존 소음기보다 10dB(A) 가량 더 저감됨을 알 수 있다. 또한, 소음기에 사용된 흡음재의 두께로는 5mm 보다 10mm 를 사용하는 것이 미소한 차이의 소음 저감이 나타났다. Fig.11 은 실험으로 측정된 기존의 소음기와 10mm 의 흡음재를 사용한 최적 설계한 소음기의 TL 곡선의 비교이다. Fig.11 에 도시된 TL 곡선은 시뮬레이션 결과인 Fig. 9 와는 차이를 보인다. 이것은 소음기를 연결하여 사용할 수 있도록 제작된 입·출구단에 암·수 나사산에 의해 약간의 직경 치수 차이와 나사산에 의한 요철에 인함으로 보인다. 하지만, Fig.11 (a), (b)를 비교하여 보면 알 수 있듯이 기존의 소음기의 경우 2000 ~ 3000Hz 사이의 TL 값이 거의 0 에 가깝지만 최적 설계한 소음기의 TL 값은 20 ~ 40dB 사이의 값을 나타낸다. 또한 관심 주파수인 0 ~ 3500Hz 전체 구간에서 TL 값이 보다 높은 것을 알 수 있다.

실제 정상상태 작동 중에 기존의 소음기와 10mm 두께의 흡음재를 사용한 최적 설계한 소음기의 음압레벨을 비교한 결과 최적 설계한 소음기의 소음저감은 기존의 소음기보다 6dB(A) 더 줄었다. 따라서, 최적 설계한 소음기는 소음저감 효과에 유용한 것을 알 수 있었다. 실제 정상상태 작동 중 측정된 음압레벨의 차이가 스피커가진 실험을 하여 측정된 값의 차이보다 작게 나온 것은 실제 석션의 작동 시 모터와 fan 에서 발생한 소음에 의한 마스킹 효과로 사료된다.

5. 결 론

석션의 정상 상태 작동 중 음압레벨을 측정하여 소음의 특성을 파악하고 목적주파수를 설정하였다. 설정된 목적주파수에서의 인텐시티를 측정하여 소음원을 규명하였다.

배기소음을 줄이기 위하여 실험계획법을 통해 소음특성에 부합된 소음기의 형상을 설계하였고, 실험을 통한 음압레벨과 전달손실 계산 결과 최적 설계한 10mm 의 흡음재를 사용한 소음기는 소음저감효과에 유용함을 알 수 있었다.

실제의 작동 중 최적 설계한 소음기의 소음 저감량은 스피커 가진을 통한 소음기 성능평가 시 보다 다소 낮은 저감 효과를 보였다. 이는 배기소음

이외의 모터와 fan 에서 발생한 소음 등에 의한 마스킹 효과로 사료된다. 본 연구 결과에 향후 저소음 fan 설계에 대한 연구를 진행하면 탁월한 소음저감효과를 얻을 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) 전완호, 이덕주, 유기완, 1995, “진공청소기 원심팬의 유동과 소음 해석”, 추계학술대회논문집, 한국소음진동공학회, pp. 130~135.
- (2) 이덕주, 전완호, 1999, “송풍기의 공력소음”, 유체기계저널 제 2 권, 제 1 호, pp. 1~10.
- (3) 오재웅, 손동구, 김홍섭, 1998, “저소음 저배압을 위한 제어형 배기계 구조설계”, 춘계학술대회논문집, 대한기계학회, pp.523~528
- (4) 오재웅, 한광희, 이규태, 1997, “자동차 흡기소음 저감을 위한 설계기법에 관한 연구(1) -공명기 적정위치 선정-, 대한기계학회논문집(A) 제 21 권 제 10 호, pp.1648~1655.
- (5) 김찬목 외, 1999, “흡음형소음기가 부착된 덕트시스템의 음향특성에 대한 연구”, 추계학술대회논문집, 한국소음진동공학회, pp.643~648
- (6) M. L. MUNJAL, 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, Inc., Canada.