

지하 환기용 축류 팬을 위한 원통형 소음기 개발

김동현* · 길현권** · 이찬**†

Development of a Cylindrical Silencer for an Axial Flow Fan for Underground Ventilation

Dong Hyun Kim*, Hyun Gwon Kil**, Chan Lee**†

Key Words : Underground ventilation(지하 환기), Axial flow fan(축류 팬), Circular type silencer(원통형 소음기), Finite element analysis(유한요소해석), Noise reduction(소음저감), Transmission loss(투과손실)

ABSTRACT

The subway ventilation systems require axial flow fans with relatively high pressure at high flow capacity. Those axial flow fans generate high noise level. In order to reduce the high noise level, silencers are generally attached to the high-pressure axial flow fans. In this study a circular type pod silencer with annular two-layered air-passages has been developed to reduce a high noise level generated from the axial flow fan for building ventilation. In the design process the design parametric study has been performed using commercial finite element analysis code in order to identify sensitive design variables. The design optimization have been performed to design the circular-type pod silencer with annular two-layered air. The circular type pod silencer with annular two-layered air-passages has been manufactured as designed. The noise was measured when the axial flow fan was attached to the silencer and when it was not attached. Experimental data showed the noise reduction 19dB(A) of overall sound pressure level. It has been compared with the predicted noise reduction 23dB(A) of overall sound pressure level.

1. 서론

전국적으로 광역도시를 연결하는 주변 지역의 생활권이 확대됨에 따라 도로용량의 포화로 인한 과밀 교통량 해소를 위하여 수송효율이 높은 지하철 및 광역철도가 점차 증대되어진다. 이로 인해 지하공간에 위치한 본선 내 열평형 유지와 열 축적 방지, 열차 내 승객들의 쾌적성 확보를 위한 신선 공기를 공급하기 위하여 대형 고압 축류 팬이 사용되고 있다. 이러한 고압 축류 팬은 약 110 dB(A)정도의 높은 소음레벨을 발생시킨다. 축류 팬과 같은 회전기기의 소음은 반복적인 회전에 의해 발생하는 팬의 이산주파수인 날개 통과 주파수(Blade Passing Frequency, BPF)와 난류와 블레이드 후류에 의해서 발생하는 광대역주파수(Broadband Frequency) 성분과 같이 두 가지 요소로 구성된다⁽¹⁾. 높은 소음레벨에 대한 주요 기여는 이산 주파수 소음에서 기인한다.

이러한 소음은 지하철 본선 내부의 쾌적한 공간 조성을 저해하는 주요 원인으로 승객들에게 불쾌감을 줄 수 있으며 축류 팬과 연결된 환기구가 설치되어있는 외부에도 큰 소음이 발생할 수 있다. 따라서 축류 팬의 소음을 저감을 위해 소음기 설치가 필수적이다. 지하철 본선 환기용 축류 팬의 소음기로는 제작과 조립이 쉬운 사각 스피리터(Splitter)형 소음기⁽²⁻⁴⁾가 널리 사용되어왔다. 그러나 스피리터형 소음기를 설치할 경우 상대적으로 높은 압력 손실을 발생시킨다. 따라서 낮은 압력 손실로 축류 팬 성능과 소음저감에 효과적인 원통형 소음기를 개발하여 높은 소음 수준을 감소시킬 필요가 있다.

공력 팬용 원형소음기로서는 주로 다공 흡음형 소음기가 사용되며, 소음기 해석은 일반적으로 소음기 내의 평면파 전파를 가정으로 한 전달행렬법⁽⁵⁻⁷⁾ 활용하여 수행되었다. 이러한 전달행렬법의 경우, 평면파 가정이 유효한 임계주파

* 수원대학교 기계공학과 대학원 (Graduate School, the University of Suwon)

** 수원대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, the University of Suwon)

† 교신저자, E-mail : clees@suwon.ac.kr

수 이하에서만 유효하므로, 임계주파수가 상대적으로 높은 경우인 단면 크기가 작은 소형 원통형 소음기 해석에 주로 적용되었다. 또한 이산주파수 이상에서의 음향 고차모드 영향을 모두 고려하기 위하여 수치해석법인 유한요소법(Finite Element Method)도 다공 흡음형 원형 소음기 해석을 위하여 활용되어 왔다⁽⁸⁻¹⁰⁾.

대형 축류 팬용 원형소음기는 단면 크기가 크며 저주파수 영역에 분포하는 이산주파수 소음을 효과적으로 감소시키기 위하여 흡음 면적이 증가된 다공흡음형 Pod형 원형 소음기를 고려할 수 있다. 다공 흡음형 Pod형 원형 소음기 해석의 경우, 전달행렬법⁽¹¹⁾ 과 유한요소법^(12,13)도 적용되었으나, 최근 실제적인 설계는 기존 실험 및 해석 결과에 바탕을 둔 설계 곡선을 활용하여 주로 이루어지고 있다⁽²⁾.

본 논문에서는 대형 축류 팬의 소음을 보다 효과적으로 저감시키기 위하여 2개의 환형 공기층을 갖는 다공 흡음 Pod형 원통형 소음기 개발 연구를 수행하였다. 소음기 해석 방법으로서는 상용 유한요소해석 코드인 Ansys⁽¹⁴⁾를 활용하였으며, 기존 문헌에서 연구 제시되었던 다공 원통형 소음기와 흡음 Pod형 원통형 소음기 모델의 성능 실험 결과 값들과 비교함으로써 유한요소 해석 검증을 진행하였다. 소음기 설계를 위한 기준 소음 데이터로서는 주어진 100마력 축류 팬의 소음을 측정하여 활용하였다. 설계 방법으로 우선 유한요소해석을 적용하여 소음기 설계변수 각각의 투과손실 영향 분석과 민감도 분석을 통하여 소음 저감 성능에 주요 영향을 미치는 최적 설계변수를 선정하였다. 이후 축류 팬과 소음기의 설치공간을 고려하여 설계변수 제한 조건을 선정하였으며, 최적화 알고리즘을 적용한 최적 설계를 수행함으로써 축류 팬의 소음을 최대한으로 저감시킬 수 있는 소음기에 대한 최적 설계변수 값을 도출하였다. 이러한 과정을 통하여 결정된 최적 설계변수 값의 소음기를 제작하여 소음기 성능 평가 실험을 진행하였다. 실험결과로부터 2개의 공기층을 갖는 Pod형 원통형 소음기가 대형 고압 축류 팬의 소음을 효과적으로 저감할 수 있음을 보였다.

2. 지하 환기용 축류 팬 및 소음기 모델

2.1 지하 환기용 축류 팬 모델

지하 환기용 축류 팬은 평상시에는 본선 내 열평형 유지와 열 축적 방지, 신선 외기 공급을 위한 목적으로 사용되나 화재 발생 시에는 제연기능을 수행하기 위하여 역회전으로 가동되어 급기는 배기로 전환되고 배기는 급기 기능을 수행할 수 있도록 정방향과 역방향의 가능한 가역형 축류 팬이다. 본 연구에서 고려한 축류 팬 모델은 100마력 축류 팬으로 성능과 제원은 Table 1과 같으며 Fig. 1과 같은 가역형 축류 팬이다.

Table 1 Axial flow fan performance and specification

Parameter	Value
Mass flow rate (m^3/min)	3900
Rotation speed (r/min)	1185
Total Pressure (mmAq)	80
Efficiency (FEG)	85
No. of impeller blades (EA)	10
Hub diameter (mm)	800
Shroud diameter (mm)	1800
Tip clearance (mm)	5



Fig. 1 Axial flow fan

2.2 지하 환기용 축류 팬 소음 특성

축류 팬 소음 저감을 위하여 소음기를 제작하기에 앞서 축류 팬의 소음 스펙트럼을 파악하여 소음 특성에 맞는 소음기 종류를 선정하는 것이 중요하다. 일반적으로 축류 팬의 소음 특성은 이산주파수와 광대역주파수 성분을 가진다. 이산주파수 소음 발생은 축류 팬의 날개짓에 의한 영향을 가지며 광대역주파수 소음의 경우에는 유동 난류에 의한 주요 원인이다.

축류 팬의 소음 스펙트럼을 파악하기 위하여 축류 팬의



Fig. 2 Axial flow fan noise measurement

성능요구조건 (Table 1)에 따른 작동 상태에서, 송풍기 시험 방법 규정(KSB 6361⁽¹⁵⁾)에 따라 Fig. 2와 같이 소음을 측정하였다. 이 경우 축류 팬의 벨마우스가 팬 입구로부터 상류 방향으로 돌출되어 있는 관계로 벨마우스의 소음 영향을 피하고 현장의 시험조건을 고려하여, 소음 측정 위치로서 축류 팬의 흡입구 중심 선상 전방 1.5 m 지점에 마이크로폰을 설치하여 소음 측정 시험을 진행하였다.

측정한 축류 팬의 주파수 스펙트럼 범위는 12.8 kHz까지 분석하였다. 측정 결과는 Fig. 3과 같은 주파수 스펙트럼이며 해당 축류 팬의 전체 소음도인 Overall SPL은 107 dB(A)로 확인하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 이산주파수 소음인 날개통과주파수(BPF : Blade Passing Frequency) 성분이 198 Hz와 그 배수에서 선명하게 나타났으며 12.8 kHz 전역에서 전반적으로 높은 소음도를 갖는 광대역주파수 성분들을 확인하였다.

2.3 소음기 설계 모델

Fig. 3과 같이 높은 소음 레벨을 가지는 축류 팬의 소음을 효과적으로 저감시키기 위해서 Fig. 4와 같은 2개의 환형 공기층을 가지는 Pod형 원형 소음기 모델을 선정하였다. Pod와 환형 튜브의 외부 표면은 타공판으로 이루어져 있으며 내부에는 흡음재로 채워져 있다.

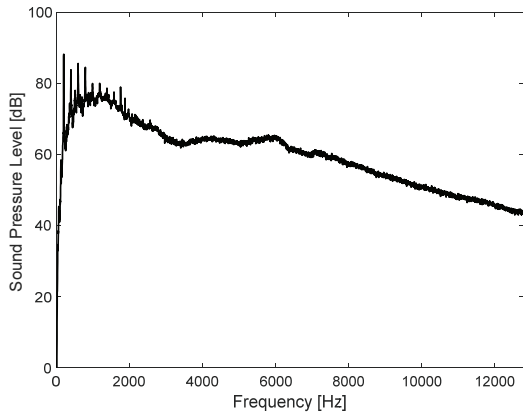


Fig. 3 Measured noise spectrum of the axial flow fan

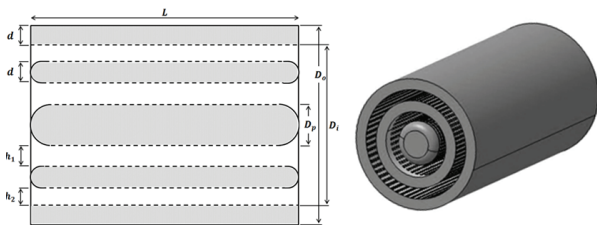


Fig. 4 Circular-type pod silencer model with annular 2-layered air-passages

3. 소음기 해석

3.1 소음기 이론

3.1.1 소음기 성능평가 지수

소음기의 성능은 투과손실(Transmission Loss) 또는 삽입손실(Insertion Loss)로 나타낼 수 있다⁽⁶⁾. 투과손실은 소음기 입구에서의 에너지와 소음기를 통과 후에 출구에서의 음향 파워 차이를 데시벨(decibel, dB) 범위로 나타낸 것으로 소음기의 감음특성을 나타내는데 유용하다. 하지만 입·출구에서 임피던스 부정합에 의해 반사되는 음압과 경계조건에 의해 반사되는 음압에 대해서는 고려하지 못한다. 또한 소음기 자체만의 성능을 고려하므로 본 연구에서 축류 팬과 소음기가 연결된 관의 길이에 의해 실제와 차이가 있음을 염두 해야 한다. 투과손실은 다음 식 (1)과 같이 정의할 수 있다⁽⁶⁾.

$$TL = L_{wi} - L_{wt} = 10 \log \left| \frac{W_i}{W_t} \right| = 10 \log \left| \frac{P_n^+}{P_1^+} \right|^2 \quad (1)$$

이때 W_i 와 W_t 는 각각 소음기 입구와 출구에서의 음향파를 의미한다. 여기서 식 (1)은 Fig. 5와 같이 입구 측 단면적 S_i 과 출구 측 단면적 S_t 이 같을 경우 투과손실은 단지 소음기로 입사되는 음압의 복소진폭 P_n^+ 과 투과된 음압의 복소진폭 P_1^+ 만으로 표시될 수 있음을 보여준다.

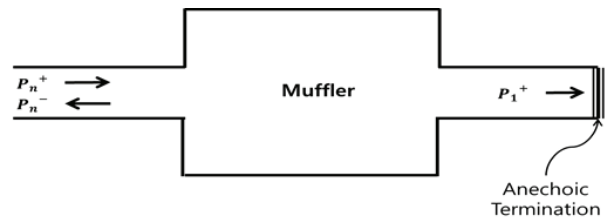


Fig. 5 Layout for evaluation of transmission loss

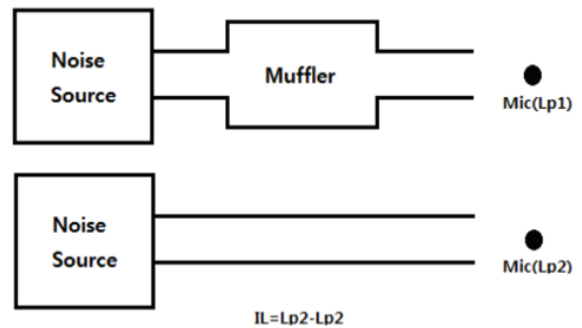


Fig. 6 Layout for evaluation of insertion loss

삽입손실은 소음원으로부터 소음계가 있을 때와 없을 때에 방사되는 음의 파워레벨 차이를 데시벨로 나타낸 것으로 다음 식 (3)과 같다⁽⁶⁾.

$$IL = L_{w1} - L_{w2} = 10 \log(W_1 / W_2) \quad (2)$$

이때 L_{w1} 는 소음기가 없을 때 음향파워 W_1 에 대한 파워레벨, L_{w2} 는 소음기 부착 시 음향파워 W_2 에 대한 파워레벨을 의미한다.

삽입손실의 경우 Fig. 6과 같이 무반사단을 설치할 필요가 없고, 실제 설치된 연결관이 모두 고려되기 때문에 실제적인 값에 가깝다고 할 수 있다. 투과손실과 비교하였을 경우에는 측정이 용이하다는 장점을 가진다.

본 연구에서는 투과손실에 입·출구의 단면적이 같고 무반사단일 경우 삽입손실과 같다는 점을 이용하여 소음기의 감음특성을 알아보기 유용한 투과손실 이론을 해석모델에 적용하였으며, 설계를 통하여 실제 제작된 소음기는 측정이 용이한 삽입손실을 고려하여 소음 저감 시험 평가를 수행하였다.

3.1.2 유한요소해석

본 연구에서의 소음기 모델은 Fig. 4와 같이 2개의 환형 공기층을 가지는 Pod형 원형 소음기다. 소음기의 음향영역에서 선형파동방정식은 식 (3)과 같이 압력 p 와 음속 c 로 표현된다.

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3)$$

관심 주파수 범위의 각 주파수에서 파동방정식은 헬름홀츠 방정식으로 다음 식(4)와 같이 표현된다.

$$\nabla^2 p = -k^2 P \quad (4)$$

여기서 k 는 해당 주파수에서의 파수를 의미한다.

소음기 내부 음향영역을 Fig. 7과 같이 유한요소로 나누어 고려할 때 해당 방정식은 다음 식 (5)와 같은 선형 방정식으로 고려된다.

$$[A]\{P\} = \{f\} \quad (5)$$

여기서 $[A]$ 는 압력 벡터 $\{P\}$ 에 대한 계수 행렬이며, $\{f\}$ 는 가진 압력 벡터로서 입력 단에서의 단위압력 분포를 나타낸다. 유한요소법에서는 평면파 전파뿐만 아니라 고차 모드를 모두 고려할 수 있다.

본 연구에서 유한요소해석은 상용 FEM 프로그램인

ANSYS⁽¹⁴⁾를 사용하여 수행하였다. 축류 팬의 소음을 저감시키기 위하여 선정된 소음기 모델은 다공 튜브와 흡음재로 이루어져있다. 다공튜브의 구멍을 직접 모델링할 경우 요소의 수가 크게 증가하며 이에 따라서 해석 수행의 시간도 크게 증가하게 된다. 하지만 타공의 영향을 나타내는 Admittance 경계조건을 사용할 경우 다공튜브의 구멍들을 직접 모델링 하지 않고 타공의 영향을 확인할 수 있다. 따라서 본 해석에서는 다공튜브를 직접 모델링하는 방법보다 효율적인 방법을 위하여 평판의 Admittance 경계조건⁽¹⁶⁾을 적용하였다. 흡음재 모델링을 위해서는 흡음재 실험식인 MIKI모델⁽¹⁷⁾을 적용하였으며, 해당 모델은 흡음재의 유동저항 데이터 값으로만 이용하여 특성 임피던스 Z_c 와 파수 k 를 주파수와 유동저항에 대한 실험식으로 표현된다. MIKI 모델의 실험식은 다음 식 (6), (7)과 같다.

$$Z_c = \rho_0 c_0 \left[1 + 5.50 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} - j 8.43 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.632} \right] \quad (6)$$

$$k = \frac{\omega}{c_0} \left[1 + 7.81 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} - j 11.41 \left(10^3 \frac{f}{\sigma} \right)^{-0.618} \right] \quad (7)$$

3.2 소음기 성능 예측 시뮬레이션 검증

본 연구 모델 (Fig. 7) 소음기의 성능평가에 대한 유한요소 해석에 앞서 유한요소 해석에서 다공튜브에 대한 평판의 Admittance 경계조건과 흡음재에 대한 실험식을 활용하는 방법들에 대한 검증을 다음과 같이 수행하였다.

다공튜브를 직접 모델링하는 대신 평판의 Admittance 경계조건을 적용하는 방법에 대한 검증은 기존 문헌⁽⁵⁾의 타공형 소음기 모델에 대해서 실험을 통해 구해진 투과손실 값과 비교하는 것으로 검증을 진행하였다. 검증을 위한 소음기 모델은 Fig. 8과 같으며 크기 제원은 확장관 길이 257.2 mm, 확장관 직경 76.2 mm, 직관 직경 50.8 mm, 타공율 3.8%에 해당한다. 유한요소 모델의 다공튜브 모델링은 평판의 Admittance 경계조건을 적용하였다. 다공튜브 모델링 검증 결과는 Fig. 9과 같으며 실험값과 유한요소해석을 통한 투과손실 결과 값의 경향이 잘 일치하는 것을 확인하였다.

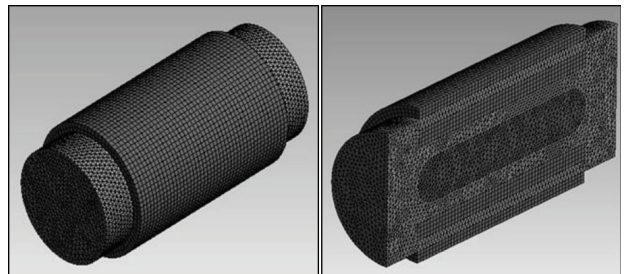


Fig. 7 Finite Element Model of a circular-type pod silencer

흡음재 실험식을 사용하는 모델링 방법에 대한 검증으로 는 참고문헌⁽²⁾에 나와 있는 소음기 모델들에 대한 투과손실 결과 값과 비교를 진행하였다. 검증 모델은 해당 문헌에서 사용된 3가지 모델 즉 Pod형상이 없는 원형 소음기, 강제 Pod형상을 가지고 있는 원형 소음기 그리고 Pod 내부에 흡

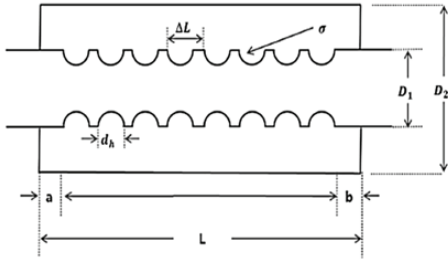


Fig. 8 Verification model for perforated-type silencer

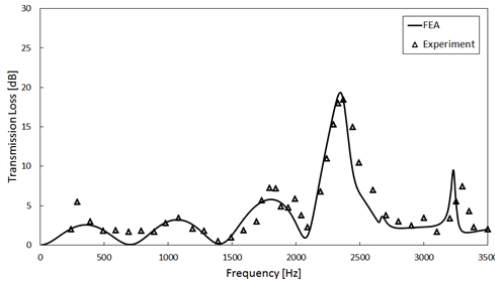


Fig. 9 Results of verification of perforated-type silencer

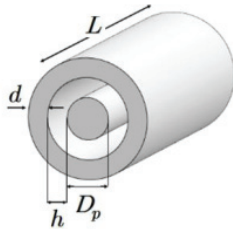


Fig. 10 Verification model for absorbing pod-type silencer

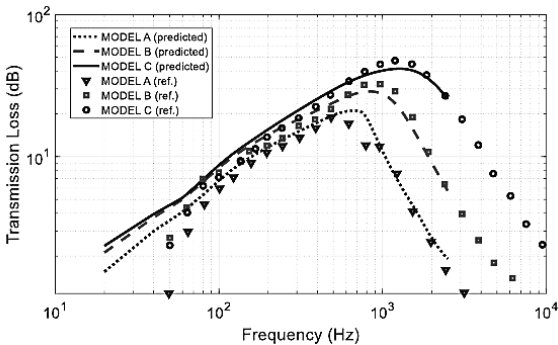


Fig. 11 Results of verification of absorbing pod-type silencers (without a pod [Model A], with a rigid pod [Model B] and with a sound absorbing pod [Model C], respectively)

음재로 이루어진 원형 소음기 모델이다. Fig. 10은 Pod 형상을 갖는 원형 소음기를 보여주며, 크기는 $h=0.15$ m, $D_p=0.15$ m, $d=0.2$ m, $L=1.2$ m의 치수를 가지고 있다.

흡음재 실험식을 사용하는 Pod형상을 가진 원형 소음기의 투과손실에 대한 검증 결과는 Fig. 11과 같다. 참고문헌⁽²⁾에 나와 있는 결과와 유한요소해석을 통한 예측 결과가 고주파수 대역까지도 잘 일치하는 것을 확인하였다.

위 검증 결과를 토대로 다공튜브와 흡음재가 포함되어 있는 원형 Pod형 소음기의 투과손실을 평가하기 위해 유한요소 해석방법을 사용할 수 있음을 보여주었다.

4. 소음기 설계

4.1 소음기 설계변수 영향 분석

4.1.1 소음기 설계변수

본 연구에서 축류 팬의 소음을 저감시키기 위하여 선정된 소음기는 Fig. 4와 같은 내부에 흡음재와 타공판이 포함되어 있는 2개의 환형 공기층을 가지는 Pod형 원통형 소음기이다. 해당 소음기의 설계변수는 Table 2와 같이 연속변수와 이산변수로 나누어진다. 연속변수로는 소음기 외부직경, 소음기 내부직경, Pod직경, 흡음재 두께, 공기층 두께, 소음기 길이가 있으며, 이산변수로는 시중에서 비교적 쉽게 구매할 수 있으며 널리 사용되는 흡음재 밀도와 타공판의 타공을 몇 가지를 선정하였다. 여기서 흡음재의 종류는 불연성 소재인 글라스울(Glass Wool)로 선정하였다.

4.1.2 소음기 설계변수 영향 분석

유한요소해석을 활용하여 본 연구에서 소음기 모델의 설계변수 영향 분석을 진행하였다. 각 변수의 변화에 따라 소음기의 투과손실 영향을 확인하였으며 결과는 Fig. 12~15와 같다.

소음기 길이 변화에 대한 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 12(a)와 같으며 소음기 길이가 증가할수록 최대 투과손실 크기가 크게 증가하며 전체 주파수 대역에서도 증가하게

Table 2 Design Variables of Silencer

Continuous variable	Discrete variable
external diameter (D_o)	sound absorbing material density (ρ)
internal diameter (D_i)	porosity of perforated tubes (σ)
pod diameter (D_p)	
thickness of sound absorbing material (d)	
two air gaps (h_1, h_2)	
Silencer length (L)	

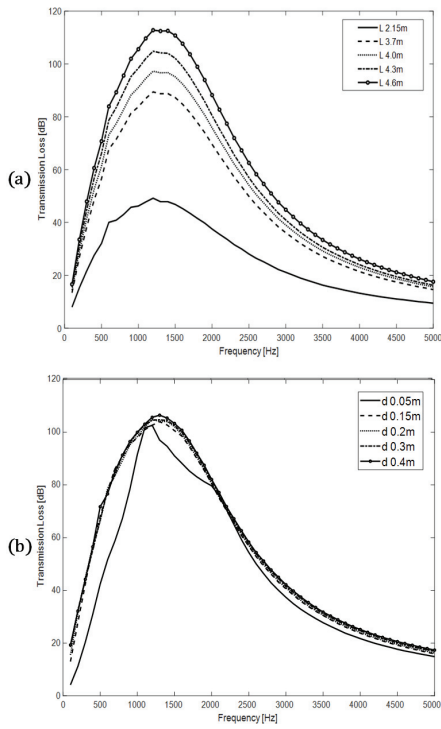


Fig. 12 Influence of corresponding design variable change on TL of the silencer as (a) silencer length L and (b) sound absorbing layer thickness d

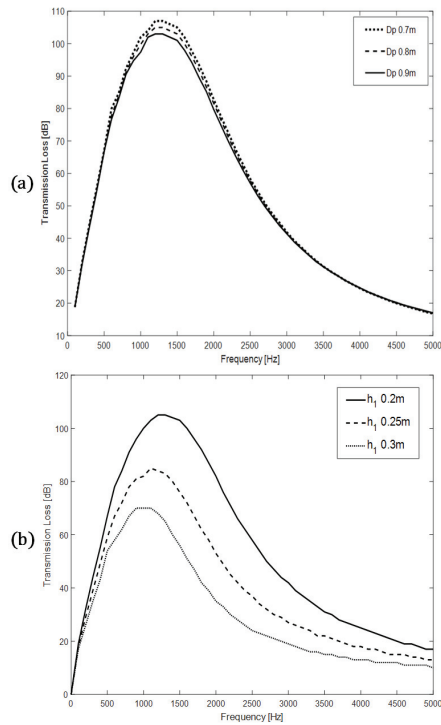


Fig. 13 Influence of corresponding design variable change on TL of the silencer as (a) pod diameter D_p and (b) air gap thickness h_1

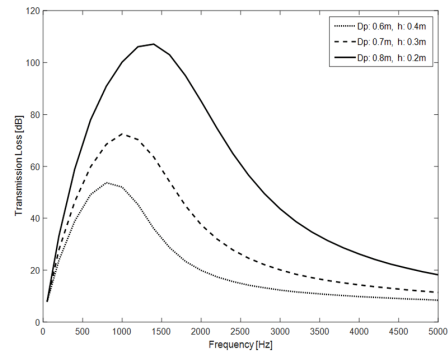


Fig. 14 Influence of corresponding design variable change on TL of the silencer as pod diameter D_p when the inner air gap thickness h_1 as pod diameter D_p changes

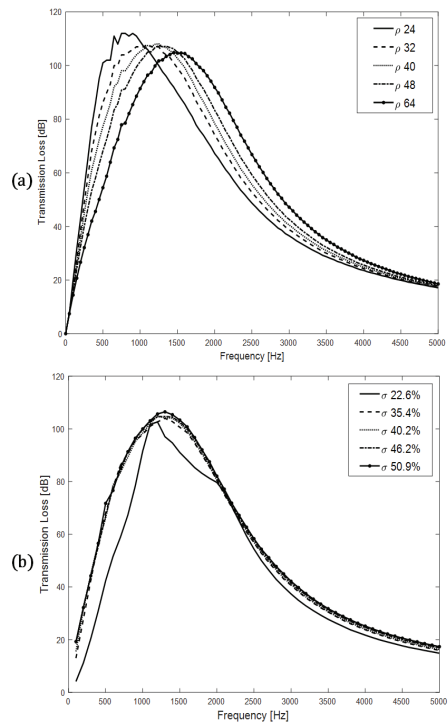


Fig. 15 Influence of corresponding design variable change on TL of the silencer as (a) density ρ of the sound absorbing material in unit of kg/m^3 and (b) porosity σ of the perforated tube

된다. 이에 따라 소음기의 길이는 설계제한조건을 만족시키는 범위 안에서 최대로 하는 것이 큰 소음 저감을 이루는 것을 확인할 수 있다.

흡음재 두께에 대한 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 12(b)와 같으며 흡음재 두께가 변화할 때 공기층 두께와 Pod 직경은 고정되어 있는 경우에 대한 결과이다. 흡음재 두께가 증가할수록 투과손실의 크기가 증가하지만 $d=0.2$ m 정도 두께 이상이 되면 거의 유사한 투과손실 결과를 보인다.

Pod 직경 변화에 대한 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 13(a)와 같으며 Pod 직경이 변화할 때 공기층 두께와 흡음재 두께는 고정되어 있다. Pod 직경이 증가할수록 투과손실의 크기가 약간 증가하게 되지만 영향이 크지 않은 것을 확인할 수 있다.

공기층 두께 변화에 대한 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 13(b)와 같으며 공기층 두께가 변화할 때 Pod 직경과 흡음재 두께는 고정되어 있다. 즉 소음기 내부 공기층의 두께가 줄어들수록 투과손실의 크기가 매우 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 공기층 두께를 너무 작게 설계할 경우 소음기의 유량 단면적이 감소하여 유동 속도가 증가하게 되고 그로 인한 유동 소음이 생길 수 있는 점을 고려하여 공기층 두께를 선정하는 것이 중요하다.

Pod 직경이 변함에 따라 공기층의 두께도 변화하였을 때의 영향 분석 결과는 Fig. 14와 같다. Pod 직경이 0.1 m씩 증가할 때마다 공기층의 두께는 0.1 m씩 감소한다. 결과에서 볼 수 있듯이 Pod 직경이 증가하고 공기층 두께가 감소할수록 투과손실의 크기가 더 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이에 따라 공기층 두께의 변화가 소음기 투과손실 값에 큰 영향을 미치는 것으로 판단할 수 있다.

흡음재의 종류는 불연성 소재인 글라스울로 선정하였으며, 흡음재 밀도에 따른 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 15(a)와 같다. 흡음재의 밀도가 증가할수록 최대 투과손실이 발생하는 주파수가 증가하였으며 밀도 증가에 따른 최대 투과손실 크기 차이의 영향은 크지 않은 것으로 확인하였다.

다공튜브의 타공율 변화에 따른 투과손실 영향 분석 결과는 Fig. 15(b)와 같다. 다공튜브의 다공 직경, 구멍 직경 사이의 간격으로 타공율을 결정하여 영향 분석을 하였다. 타공율 증가로 고주파수 대역의 투과손실이 증가하지만 일정 타공율 이상인 경우 투과손실이 매우 유사한 것을 확인하였다.

4.1.3 소음기 설계변수 민감도 분석

본 연구에서의 소음기 설계변수에 따른 영향 분석을 통하여 공기층 두께가 소음기 투과손실 값에 큰 영향을 미치는 것으로 판단하였다. 공기층 두께 변수를 포함하여 Pod 직경, 흡음재 두께 변수들 사이에서 서로 연관되어 나타나는 투과손실 효과에 대한 영향을 확인하기 위하여 각각의 변수의 값을 $\pm 5\%$ 변화시켰을 경우의 설계 민감도 분석을 수행하였다. 분석 결과는 Fig. 16과 같으며 설계 민감도 분석 결과에서도 마찬가지로 공기층 두께가 가장 민감도가 큰 변수이며, Pod 직경, 흡음재 두께의 설계변수는 공기층 두께에 비하여 민감도가 작은 것으로 나타났다. 공기층 두께인 h_1 과 h_2 는 각각 안쪽과 바깥쪽 환형 공기층 두께를 나타내며

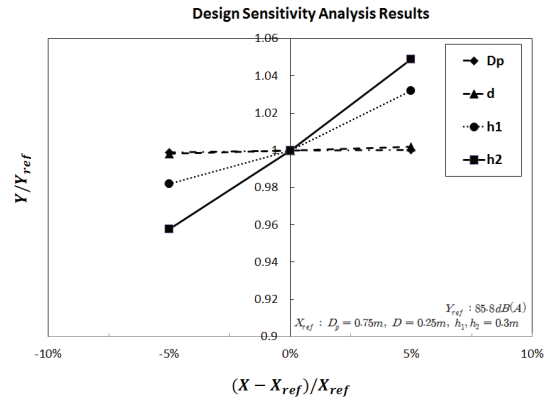


Fig. 16 Sensitivity analysis results of optimal variables

(Fig. 4), h_2 에 의한 흡음 면적이 h_1 에 의한 경우보다 크기 때문에 h_2 인 공기층 두께가 투과손실 값에 더 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

4.2 소음기 초기설계

축류 팬의 제원 및 소음기 설치 공간 범위를 고려하여 설계변수 영향 분석을 통하여 1차적으로 적용한 초기설계모델 값은 외경(D_o) 2.6 m, 내경(D_i) 2.1 m, Pod 직경(D_p) 0.9 m, 흡음재 두께(d) 0.25 m, 공기층 두께(h_1, h_2) 각각 0.25 m, 0.2 m, 소음기 길이(L) 4.3 m로 선정하였다. 다공튜브의 타공율은 설계변수 영향 분석을 통하여 46.2%를 고려하였고, 흡음재는 불연성 소재인 글라스울 밀도 48 kg/m^3 를 선정하였다.

4.3 소음기 최적설계

4.3.1 최적설계변수 및 설계제한조건

본 연구에서의 소음기를 통해 지하 환기용 축류 팬에서 발생하는 소음을 최대한 줄이기 위하여 소음기의 설계변수들 중 공기층 두께(h_1, h_2), Pod 직경(D_p), 흡음재 두께(d), 흡음재 밀도(ρ)를 최적설계 변수로 선정하였으며 나머지 설계변수들은 설계변수 영향 분석을 통하여 고정값을 적용하였다.

최적설계를 수행하기 전에 축류 팬의 제원 및 지하 설치 공간을 고려하여 설계제한조건을 선정하였다. 소음기 외부 직경은 지하 설치공간을 고려한 3.3 m 이하, 소음기 내부 직경은 축류 팬의 압력 손실을 고려하여 팁(tip) 직경 이상인 1.8 m 이상, 소음기 길이는 지하 설치공간의 최대 길이인 4.3 m로 선정하였다. 이에 따라 최적설계 변수의 범위는 Table 3과 같이 선정하였다. 다공튜브의 타공율은 설계변수 영향 분석을 통하여 어느 정도 타공율 이상에서는 투과손실 영향이 유사하기 때문에 시중에서 쉽게 구매할 수 있는

Table 3 Range of Design Variables

Optimal design variables	Range
Pod diameter D_p	$0.5 \text{ m} \leq D_p \leq 1.0 \text{ m}$
thickness of sound absorbing material (d)	$0.2\text{m} \leq d \leq 0.3 \text{ m}$
two air gaps (h_1, h_2)	$0.2 \text{ m} \leq h_1, h_2 \leq 0.4 \text{ m}$
sound absorbing material density (ρ)	32, 48, 64 kg/m^3

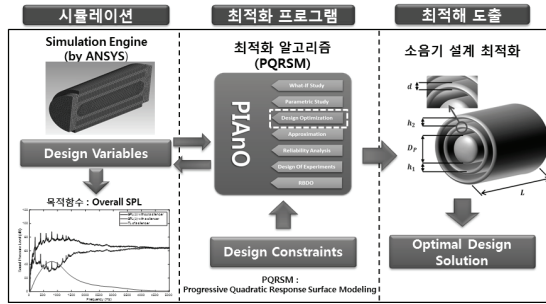


Fig. 17 Optimal design method of silencer

46.2% 타공율을 가지는 다공튜브를 선정하였다.

4.3.2 최적설계 방법

Fig. 17은 최적설계에 대한 체계도를 보여준다. 소음기 투과손실 값을 예측하기 위한 시뮬레이션은 유한요소해석 프로그램인 ANSYS Acoustics⁽¹⁴⁾를 활용하였으며, 최적화 알고리즘을 적용하기 위한 최적설계 프로그램으로는 PIANO⁽¹⁸⁾를 사용하였다. 최적화 과정으로서는 설계제한조건과 설정된 설계범위 안에서 목적함수 값이 최소화 되는 소음기 설계 변수 값을 최적 해로 선정하였다.

목적함수는 축류 팬에 소음기를 부착한 후의 전체 소음도를 나타내는 Overall SPL로 선정하였다. 최적화 알고리즘으로는 점진적 2차 반응 표면 모델링 기법으로, 연속 변수에 대하여 신뢰 영역 내에서 실험계획법을 토대로 생성된 메타 모델을 이용하여 근사 최적설계를 수행하는 PQRSM (Progressive Quadratic Response Surface Modeling)^(18,19)을 선정하였다. 최적화 과정으로서는 한 개의 주어진 연속변수에 관하여 연속변수들을 활용한 최적설계를 수행하며, 이산변수인 흡음재 밀도 3가지 종류에 대하여 각각 총 3번의 최적설계를 수행하였다.

5. 소음기 설계 결과

본 연구에서의 2개의 환형 공기층을 가지는 Pod형 원통형 소음기 초기설계 모델과 최적설계 모델의 투과손실 결과는 Fig. 18과 같다. 초기설계 모델의 경우에 비해 최적설계 모델의 투과손실 값이 더 크게 나오는 것을 확인할 수 있다. 초기모델과 비교하여 최적모델이 투과손실 값에 민감한 영

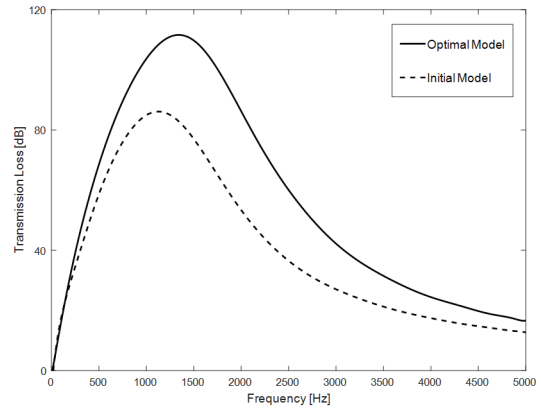


Fig. 18 Transmission Loss Results of initial design model & optimal design model

Table 4 Comparison of initial model & optimal model

Design variables	Initial Model	Optimal Model
external diameter (D_o)	2.6 m	2.4 m
internal diameter (D_i)	2.1 m	2.0 m
pod diameter (D_p)	0.9 m	0.8 m
thickness of sound absorbing material (d)	0.25 m	0.2 m
air gap (h_1)	0.25 m	0.2 m
air gap (h_2)	0.2 m	0.2 m
Silencer length (L)	4.3 m	4.3 m
sound absorbing material density (ρ)	48 kg/m^3	48 kg/m^3

향을 미치는 공기층 두께가 줄어들어 투과손실의 크기가 증가한 것으로 판단된다. 초기설계 모델과 최적설계 모델의 변수 값은 Table 4에서 확인할 수 있다.

측정한 축류 팬 주파수 스펙트럼 결과를 바탕으로 최적설계 소음기 모델의 투과손실을 이용한 소음 감음량 결과는 Fig. 19와 같으며 12kHz까지의 주파수대역 기준 23dB(A)의 소음 저감 효과를 예측하였다. 초기설계 모델의 감음량 19dB(A)보다 약 4dB(A) 증가한 결과를 얻었다. 최적설계 과정에서 흡음재 밀도 각각에 대한 최적설계 결과 흡음재 밀도가 증가할수록 1dB(A)정도 큰 소음저감 효과를 보였지만, 소음기 제작 시 무게와 비용적인 측면을 고려하여 흡음재 밀도 48kg/m^3 을 선정하였다.

6. 소음기 제작 및 성능 시험

6.1 소음기 제작 모델

소음기 최적설계 결과를 통하여 얻은 설계변수 값을 토대로 2개의 환형 공기층을 가지는 Pod형 원통형 소음기를 제작하였다. 제작된 소음기 제원은 Table 4에 표시된 최적화

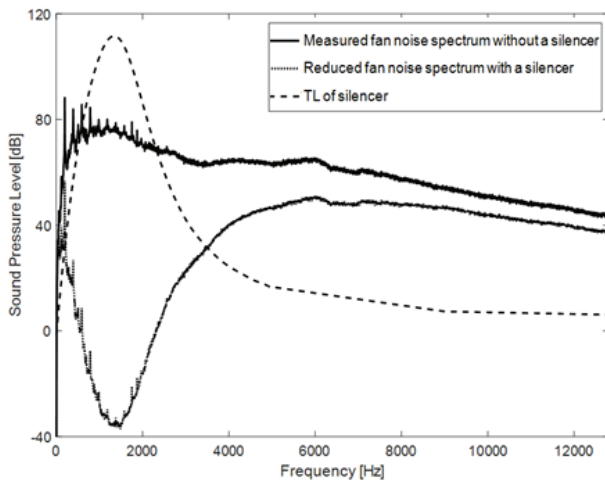


Fig. 19 Predicted reduced noise spectrum of the axial flow fan with the silencer model

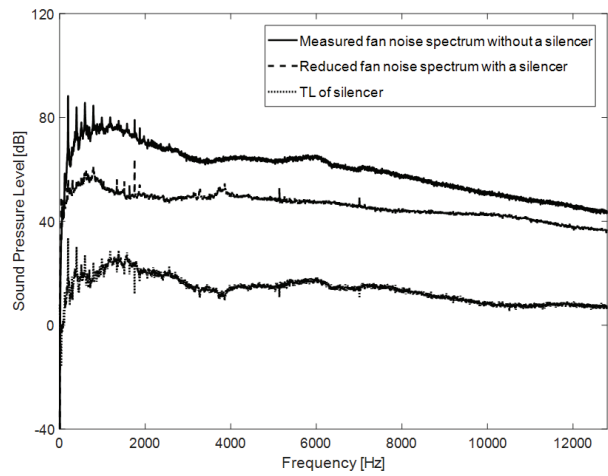


Fig. 21 Measured result of the reduced noise spectrum of the axial flow fan with the manufactured silencer

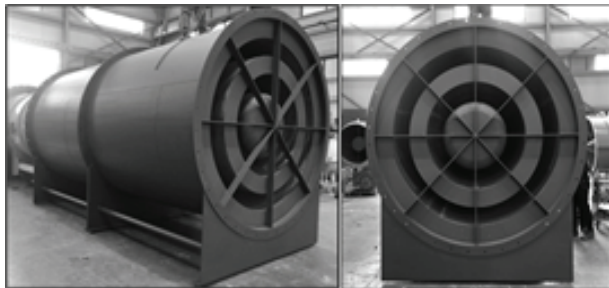


Fig. 20 Circular-type pod silencer with annular Two-layered air passages

모델 제원 값과 같다. 축류 팬 기준으로 흡입 부분에 길이 4.3 m 소음기를 설치하기 위하여 제작 및 구조적 문제를 고려하여 길이 2.15 m 소음기 2개를 연결하여 장착하였으며 (Fig. 20), 토출부에는 길이 2.15 m 소음기를 설치하였다.

6.2 소음기 성능 시험

소음기의 소음 스펙트럼을 파악하기 위하여 축류 팬의 성능 요구 조건을 만족시키는 운전 조건을 맞추어 소음 측정 시험을 진행하였다. 소음기 소음기의 성능 분석 방법으로는 축류 팬에 소음기를 장착하기 전과 소음기를 장착한 후의 주파수 스펙트럼을 비교하였으며, 소음기 장착 전후의 전체 소음도 차이인 삽입손실로 소음기의 소음 저감 성능평가를 진행하였다. 소음 측정 지점으로서의 소음기 장착 전과 후, 축류 팬과 소음기 중심 선상 전방 1.5 m 지점에 각각 마이크로폰을 설치하여 소음을 측정하였다.

실제 제작된 소음기를 축류 팬에 부착하여 성능평가를 진행한 결과 Fig. 21과 같은 소음 저감 주파수 스펙트럼을 확인하였다. 위 결과의 투과손실 특성에서 볼 수 있듯이 대부분의 BPF 소음성분을 크게 저감시켰으며 전 주파수대역뿐

만 아니라 1000~2000Hz 부분에서 큰 소음 저감 효과를 이루었다. 가장 큰 소음 저감 효과를 보여준 주파수에서는 최대 26 dB(A)의 소음 저감 효과를 얻었다. 그 결과 12.8 kHz 까지의 주파수 대역에서 소음기 부착 전 축류 팬의 전체 소음도 Overall SPL 107 dB(A)에서 소음기 부착 후 Overall SPL 88 dB(A)로 전체 19 dB(A)의 소음 저감 효과를 확인하였다. 이 경우 측정 소음도의 분해능은 1 dB 이며 불확실도는 ± 1 dB에 해당한다.

실제 측정된 소음 저감 값이 최적설계로 예측된 소음 저감 효과인 23 dB(A)와 차이가 있는 이유는 실제 측정이 반 확산 음장인 실제 공장 현장에서 이루어져 벽으로부터 발생하는 소음 반사에 기인한 것으로 사료된다.

7. 결 론

본 논문에서는 대형 축류 팬의 소음을 보다 효과적으로 저감시키기 위하여 2개의 환형 공기층을 갖는 다공 흡음 Pod형 원통형 소음기 개발 연구를 수행하였다. 소음기 해석 방법으로는 상용 유한요소해석 코드인 Ansys를 활용하였으며, 기존 문헌에서 연구 제시되었던 다공 원통형 소음기와 흡음 Pod형 원통형 소음기 모델의 성능 실험 결과값들과 비교함으로써 유한요소 해석 검증을 진행하였다. 소음기 설계를 위한 기준 소음 데이터로서는 주어진 100마력 축류 팬의 소음을 측정하여 활용하였다. 설계 방법으로 소음기 설계 변수 각각의 투과손실 영향 분석과 민감도 분석을 통하여 소음 저감 성능에 주요 영향을 미치는 최적 설계변수를 선정하고, 최적설계를 수행하였다. 이러한 과정을 통하여 결정된 최적 설계변수 값의 소음기를 제작하여 소음기 성능평가 실험을 진행하였다. 실험결과로부터 2개의 공기층을 갖는 Pod형 원통형 소음기가 대형 고압 축류 팬의 소음을 19 dB(A) 정도까지 효과적으로 저감할 수 있음을 보였다.

후 기

본 연구는 본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20172010106010).

References

- (1) Dixon, S.L., 2014, "Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery," 7th ed., Butterworth & Heinemann.
- (2) Ver., I.L., Beranek, L.L., 2006, "Noise and vibration control engineering—principles and applications," 2nd ed., John Wiley & Sons, INC.
- (3) 최재성, 김창렬, 윤대진, 김기원, 김한준, 2010, "스프리터형 공조용 소음기의 성능 향상을 위한 연구", 한국소음진동공학회 학술대회논문집, pp. 642~643.
- (4) 백성현, 이창현, 권대훈, 이인재, 2017, "대형 splitter 소음기 상능에 대한 3차원 수치해석 연구", 한국소음진동공학회논문집, 제27권, 제2호, pp. 139-147.
- (5) Sullivan and Crocker, 1978, "Analysis of concentric-tube resonators having unpartitioned cavities", JASA, Volume 64, Issue 1, pp. 207-215.
- (6) Munjal, M.L., 1987, "Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design," John Wiley & Sons.
- (7) 방극호, 2001, "다공관 소음기의 투과손실에 관한 실험적 연구", 국민대학교 박사학위논문.
- (8) A. Craggs, 1977, "A finite element method for modelling dissipative mufflers with a locally reactive lining," Journal of Sound and Vibration 54, pp.285-296.
- (9) R. Kirby, A. Cummings, 1998, "The impedance of perforated plates subjected to grazing gas flow and backed by porous media," Journal of Sound and Vibration 54 (1977) 285-296.
- (10) Jeon, K.H., Lee, C., Kil, H.G., 2017, "Development of a Muffler Attached to a Regenerative Blower," The KSFM Journal of Fluid Machinery, 20(4), pp. 37-42.
- (11) Munjal, M.L., 2003, "Analysis and design of pod silencers," Journal of Sound and Vibration, 262 (3), pp. 497-507.
- (12) Ramarkrishnan, R., 2015, "Performance analysis of annular passive silencers," Canadian Acoustics 43(3), pp. 58-59.
- (13) 박종진, "지하철 본선 환기용 축류 팬의 Pod형상을 가지는 원통형 소음기해석, 수원대학교 석사학위 논문, 2019.
- (14) ANSYS Workbench 18.0 Harmonic Acoustics, 2018, Ansys Inc.
- (15) KSB 6361, 2017, "송풍기·압축기의 A특성 음압 레벨 측정 방법," 국가기술표준원.
- (16) Mechel, F.P., 2008, "Formulas of Acoustics," Springer, 2nd edition.
- (17) Miki, Y., 1990, "Acoustical properties of porous materials—modifications of Delany-Bazley models," Journal of Acoustical Society of Japan, 11(1), pp.19-24.
- (18) PIAAnO (Process Integration, Automation and Optimization) user's Manual Ver 2019, 2019, PIDOTECH, INC.
- (19) 강용훈, 최동훈, 2010, "가솔린 엔진의 성능, 연비, 배출가스를 동시에 고려한 시뮬레이션 기반 흡기 다기 길이," Transactions of KSAE, Vol. 18, No. 5, pp. 62-67.