

공기청정기의 구조기인소음 저감

Reduction of Structure-born Noise in an Air Purifier

이 부 영* · 류 석 원* · 정 진 태†

Booyeong Lee*, Seokwon Ryu* and Jintai Chung†

(Received December 13, 2019 ; Revised January 10, 2020 ; Accepted January 17, 2020)

Key Words : Air Purifier(공기청정기), Structure-born Noise(구조기인소음), Blade Passing Frequency(날개 통과 주파수), Modal Testing(모드 실험)

ABSTRACT

In this study, we identified structure-born noise in a household air purifier and presented a method for reducing such noise. After noise signals from the air purifier were measured using a microphone, a frequency analysis was conducted to find the source of the noise. To identify the location where the structure-born noise originated, the vibration signals of the scroll were measured, and the frequency components of the measured signals were compared with the noise frequency components. The experimental results confirmed that a forced vibration occurs in the scroll of an air purifier owing to a pressure change caused by the impeller rotation, and this vibration induces the structure-born noise. In addition, modal testing showed that the structure-born noise is amplified when the natural frequency of the scroll radiating the noise coincides with the blade passing frequency. Finally, to reduce the structure-born noise, a damping material was attached to the scroll, and it was then experimentally confirmed that the overall sound pressure level was reduced by 1.2 dBA.

기 호 설 명

- f_F : 날개 통과 주파수(Hz)
- n : 임의 양의 정수
- N : 임펠러 날개 개수
- X : 임펠러의 회전속도(Hz)

1. 서 론

최근 동아시아에서 대기중 인체에 유해한 미세먼지의 농도가 점점 짙어지면서 가정용 공기청정기에 대한 수요가 증가하고 있다. 가정용 공기청정기는 주거공간의 공기에 포함되어 있는 오염 물질을 정화하

여 깨끗한 공기로 바꾸는 장치이다. 소비자는 주거공간에서 하루 24시간 작동되는 공기청정기의 소음에 항상 노출되어 있으므로 소음의 크기는 구매에 있어서 매우 중요한 요소이다. 특히, 주변소음이 작은 밤에 공기청정기의 소음의 중요성은 더욱 부각된다. 따라서 제작업체들은 공기청정기의 소음을 저감하기 위해 많은 노력을 기울이고 있다.

공기청정기 대한 이전 연구는 많지 않으나 공기청정기의 부품 중 하나인 원심팬에 대한 연구는 다수가 있다. 이들 연구 중에서 원심팬의 소음 저감에 중점을 둔 연구들은 다음과 같다. Lee et al.⁽¹⁾와 Kim et al.⁽²⁾은 유동 시뮬레이션을 통해 차량용 발전기 모터의 임펠러 소음에 영향을 미치는 주요 인자를 분석하고, 이 결과를

† Corresponding Author ; Member, Hanyang University, Professor
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
* Hanyang University, Student

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

바탕으로 저소음 쉐 설계례를 제시하였다. Velarde-Suárez et al.은 원심팬의 소음을 저감하기 위해 스크롤 구조를 변경하고 실험을 통해 저감 효과를 검증하였다⁽³⁾. Cai et al.⁽⁴⁾과 Darvish et al.⁽⁵⁾은 유동 시뮬레이션을 이용하여 원심팬에서 발생하는 톤소음을 저감할 수 있는 설계 방안을 제시하였다. 그들은 공기역학적 성능이 저하되지 않으면서 톤소음 및 광대역소음을 감소시키는 메탈 폼 설계례를 제안하였다. Shin et al.은 해석적인 방법을 통해서 냉장고의 원심팬에서 소음을 증가시키는 와류의 존재를 확인하고, 이 와류를 억제할 수 있는 설계안을 제시하였다⁽⁶⁾. Kim et al.은 공기청정기의 주요 소음원을 규명하고 최적설계이론을 통해 소음을 최소화하는 시로코펜 형상을 제시하였다⁽⁷⁾.

원심팬에서 발생하는 소음을 예측하기 위한 연구 또한 꾸준히 이어져왔다. Khelladi et al.는 Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) 방정식을 기반으로 한 음향모델을 이용하여 고속 원심팬의 모노폴과 다이폴 톤소음을 예측하고 그 특성을 조사하였다⁽⁸⁾. Jian et al.⁽⁹⁾과 Liu et al.⁽¹⁰⁾은 FW-H 및 Lowson방정식 또는 보텍스 이론을 이용하여 임펠러 및 스크롤(scroll)의 표면에 있는 다이폴 소스가 주요 음향 소음 발생원인임을 밝히고 다이폴 소음예측 모델을 개발하였다. 한편, 몇몇 연구자들은 원심팬 소음의 특성 및 발생 메커니즘을 규명하기 위한 노력해왔다. Wolfman과 Carolus은 팬에서 발생하는 톤소음과 그 배수성분의 발생 메커니즘을 밝히기 위한 실험 및 수치적 연구를 수행하였다⁽¹¹⁾. Velarde-Suárez et al.은 원심팬과 스크롤 내부의 유동장 특성을 실험적으로 분석하고, 이를 통해 유동기인소음 발생 메커니즘을 규명하였다⁽¹²⁾.

저자가 기존 문헌을 면밀히 조사한 바로는, 공기청정기의 소음 저감에 관한 연구는 Kim et al.⁽⁷⁾의 논문만 찾을 수 있었고, 이 연구는 유동기인소음 저감에 초점을 맞추고 있다. 소비자가 공기청정기를 구매하는데 있어서 유량성능은 소음크기 만큼이나 중요한 사항이다. 따라서, 공기청정기를 설계하는 관점에서 유량을 유지하면서도 소음을 저감하는 것은 필수적이다. 그러나 일반적으로 유동기인소음은 유체역학 관점에서 유량성능과 상충관계를 가지고 있기 때문에, 유량유지와 소음저감 두가지 모두 만족하는 것은 매우 어려운 일이다.

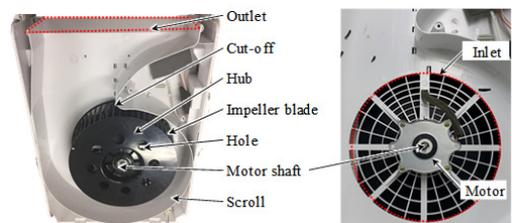
이에 따라, 이 연구의 목적은 공기청정기에서 유량 성능에 영향을 미치지 않는 구조기인소음을 규명하고

이를 저감하는 것이다. 이를 위해 다음과 같은 연구를 수행하였다. 공기청정기의 소음을 측정하고 주파수 분석을 수행하여 주요 소음원을 파악하였다. 구조기인소음 발생 위치를 규명하기 위해 스크롤의 진동을 측정하고, 이를 통해 획득한 진동 주파수 성분을 소음의 주파수 성분과 비교 분석하였다. 또한, 모드실험을 통해 규명된 구조기인소음 발생 위치의 구조물에 모드형상과 고유진동수를 획득하였다. 마지막으로 구조기인소음을 방사하는 위치에 제진재를 부착하고 소음을 측정하여 소음저감 효과를 확인하였다.

2. 소음 측정 및 분석

이 논문의 공기청정기는 Fig. 1에 나타난 것과 같이 유입구, 모터, 임펠러, 스크롤, 배출구로 구성되어 있다. 이 그림에는 도시되어 있지는 않지만 필터는 스크롤 외부에 장착되어 입구로 들어오는 공기를 정화시킨다. 입구로 들어온 공기는 임펠러와 스크롤을 차례로 거쳐 상단에 위치한 배출구로 토출된다. 사용된 임펠러는 55개의 전향형 블레이드와 허브로 구성되어 있으며, 이 허브에는 회전관성을 줄이기 위한 목적으로 8개의 구멍이 뚫려 있다(Fig. 1(a)). 임펠러 허브의 중심이 모터 샤프트에 볼트로 직접적으로 연결되어 임펠러의 회전속도는 모터와 동일하다. 사용된 모터의 타입은 BLDC로 Fig. 1(b)에서 보듯이 공기 유입부에 위치한 방사형 구조의 중심에 고정되어 시계 방향으로 회전한다. 임펠러의 회전속도는 모터에 인가되는 전압을 변경하여 제어하며, 이 연구의 임펠러의 작동 회전속도는 600 r/min이다.

공기청정기의 소음을 평가하기 위해 반무향실에서 소음을 측정하였다. 공기청정기의 밀면을 제외한 전, 후, 상, 좌, 우측 다섯 면의 중앙으로부터 1 m 떨어진 위치에 마이크로폰(PCB 378B02)을 위치시켜 음압을



(a) An impeller, scroll (b) A motor

Fig. 1 The inside of air purifier

측정하였다. 공기청정기 상단에서 배출되는 바람에 의한 과도한 압력을 줄이기 위해 마이크로폰에 윈드스크린을 장착하였다. 측정된 음압에 대한 주파수분석을 스펙트럼분석기(B&K3050-B-060)를 이용하여 수행하였다. 시간영역 데이터는 1 Hz간격으로 6400 Hz까지 주파수 영역 데이터로 변환되었다. 주파수변환 데이터는 음압의 로컬 특성을 최소화하기 위해 10초 동안 측정된 음압으로부터 1초간격으로 선형 평균되었다. 또한, 사람의 청각 반응과 가장 유사한 A가중치가 주파수 변환데이터에 적용되었다.

임펠러가 600 r/min으로 작동할 때, 전·후·상·좌·우측에서 측정된 전대역 소음레벨과 이 측정 위치들에 대한 평균 전대역 소음레벨을 Table 1에 나타냈다. 이 테이블에서 보듯이 평균 전대역 소음레벨은 600 r/min회전속도에서 50.2 dBA이다. 소음은 배출구가 위치한 상단에서 가장 크고 좌측에서 가장 작았으며, 상단에서 측정된 소음이 좌측면에서 측정된 것보다 6.5 dBA만큼 컸다. 이러한 결과를 바탕으로 이후 수행될 소음 주파수 분석에는 상단에서 측정된 소음신호를 이용하였다.

공기청정기에서 발생하는 소음의 원인을 규명하기 위하여 600 r/min에서 측정된 상단 소음신호에 대해 주파수 분석을 수행하였다. Fig. 2에 도시된 소음 주파수 스펙트럼에서 볼 수 있듯이 550 Hz에서 피크가 관찰되었으며 이 피크의 음압 레벨은 41.7 dBA이다. 이 피크에 해당하는 550 Hz는 임펠러의 회전주파수, X 의 55배에 해당하는 소음 성분이다. 이러한 피크형태의 소음성분은 임펠러의 회전에 의해 발생할 수 있다.

임펠러 회전에 의해 유발되는 피크성분의 소음은 임펠러 날개가 공간상의 고정된 어느 한 점을 주기적으로 통과하면서 발생하는 공기의 압력변화로부터 기인한다. 이러한 압력으로 인해 날개에 힘이 작용하고 이 힘은 주기적으로 변한다. 즉, 날개가 주변 공기에 주기적인 힘을 가하기 때문에 유동기인소음이 발생된다. 또한, 이 주기적인 힘은 임펠러 주변 구조물에 진동을 유발시키고 이로 인해 구조기인소음이 발생한다. 이 때 발생하는 소음은 맥동의 주파수 성분을 갖는데, f_B 로 표기된 이 주파수 성분을 날개통과 주파수

(blade passing frequency, BPF)라고 부른다. 이 주파수의 수식은 다음과 같다.

$$f_B = nNX \tag{1}$$

여기서 X 는 임펠러의 회전주파수, N 은 블레이드 개수, n 은 임의 양의 정수이다. 이 연구에서 사용된 임펠러 블레이드 개수는 55개이고 임펠러의 회전속도 600 r/min이다. 따라서 식 (1)의 X 와 N 은 각각 10 Hz와 55로 주어진다. 식 (1)으로부터 기본 BPF는 550 Hz로 계산되는데, 이 주파수에 해당하는 피크가 Fig. 2에서 550 Hz로 관찰된다. 따라서, Fig. 2의 주파수 스펙트럼에서 550 Hz의 톤 소음(tonal noise)은 임펠러 날개의 회전에 의해 발생한다.

회전속도에 따른 소음원의 기여도를 파악하기 위해 200 r/min ~ 640 r/min범위 안에서 20 r/min간격으로 수집된 주파수 스펙트라(spectra)의 워터폴 플롯(waterfall plot)을 이용하여 주파수 분석을 수행하였다. 주파수 스펙트라의 워터폴 플롯을 Fig. 3에 도시하였는데, 이 그림에서 볼 수 있듯이 빨간선으로 표

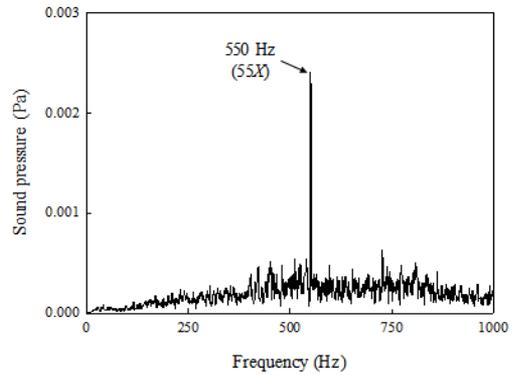


Fig. 2 Frequency spectrum of the noise measured at 600 r/min

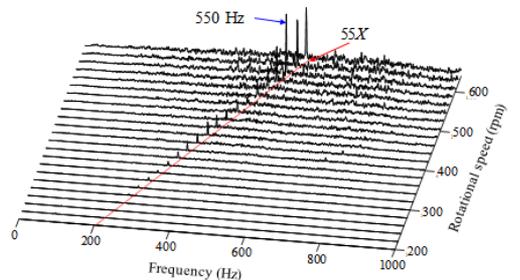


Fig. 3 Waterfall plot for the frequency spectra of the noise

Table 1 Overall sound pressure levels (OASPL) at each measurement surface at 600 r/min

OASPL at measurement surface (dBA)					Average (dBA)
Top	Front	Rear	Left	Right	
53.4	50.0	48.5	46.9	49.5	50.2

시된 임펠러의 기본 BPF 소음성분이 모든 속도에서 지배적으로 나타난다. 또한, 이 연구의 공기청정기의 최대 속도인 600 r/min에서 550 Hz의 BPF 소음성분이 증폭되는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 임펠러 회전에 의한 가진 주파수 성분이 구조물의 고유진동수와 일치할 경우 발생할 수 있다.

3. 구조기인소음 발생 위치 규명

임펠러 회전속도가 600 r/min일 때 발생하는 구조기인소음의 발생위치를 실험적으로 규명하기 위해 공기청정기의 진동 신호를 측정하였다. 공기청정기의 여러 구조물 중에서 스크롤의 진동을 측정하였다. 스크롤의 진동을 측정한 이유는 임펠러 날개와 컷오프 사이에 큰 압력 변동이 스크롤에 진동을 유발하고, 이로 인해 스크롤에서 구조기인소음이 방사될 수 있기 때문이다⁽³⁾. 스크롤의 진동을 측정하기 위해 Fig. 4과 같이 스크롤 너비의 중간 선상을 따라서 총 3개의 가속도계(B&K4393)를 면에 수직한 방향으로 부착하였다. 이 그림에서 각 측정위치를 P1부터 P3까지의 심볼로 표시하였다.

Fig. 5는 P1, P2, P3에서 측정한 진동신호에 대한 워터폴 플롯을 나타낸다. 진동과 소음의 상관관계를 분석하기 위해 진동 워터폴 플롯의 회전속도 및 주파수 범위는 소음 워터폴 플롯(Fig. 3)과 동일하게 하였다. 또한, Fig. 5에서 진동 BPF성분은 빨간선 상에 나타났으며, 구조물의 공진에 의한 주파수 성분은 파란 선상에 나타냈다. P1, P2, P3에서의 주파수 분석 결과

는 다음과 같다. P1에서는 550 Hz와 605 Hz의 공진 주파수 성분이 관찰되며, 550 Hz의 진동 피크 성분은 BPF의 가진주파수 성분과 만나는 지점에서 증폭되었다(Fig. 5(a)). 이러한 550 Hz의 BPF성분이 증폭되는 현상은 소음 워터폴 플롯(Fig. 3)에서도 동일하게 나타난다. 한편, P2에서는 300 Hz와 885 Hz의 공진주파수 성분이 관찰되며(Fig. 5(b)), P3에서는 130 Hz의 공진 주파수 성분이 관찰된다(Fig. 5(c)). 그러나, 이 두 측정위치는 P1과는 다르게 BPF성분과 공진성분이 만나 진동이 증폭되는 현상이 관찰되지 않는다. 이러한 진동주파수 분석결과로부터, P1 근방의 스크롤에서 구조기인소음이 방사되며, 이 위치에서의 구조공진에 의해 소음이 증폭될 수 있음을 알 수 있다.

P1 근방의 스크롤 위치에서의 소음 증폭 메커니즘을 분석하기 위해 임팩트헤머(B&K8104)를 사용하여 모드실험을 수행하였다. Fig. 6(a)에 타격 위치를 도시

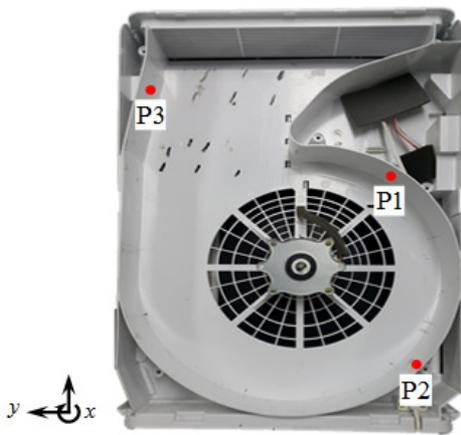


Fig. 4 Vibration measurement positions along the middle width of the scroll

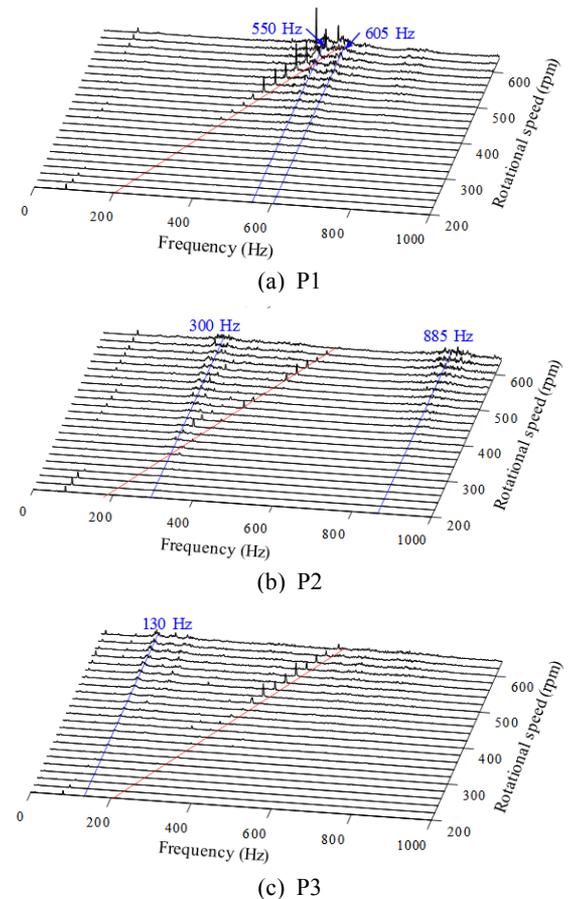
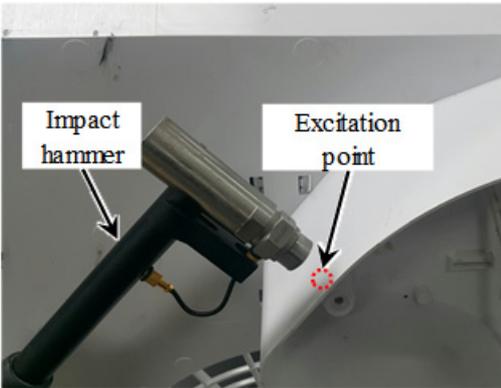


Fig. 5 Waterfall plots for the frequency spectra of the vibration measured

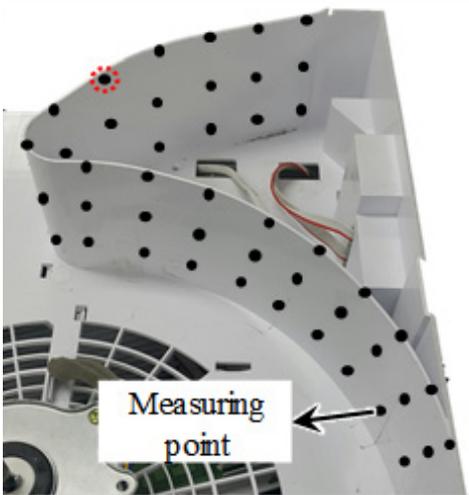
하였다. Fig. 6(b)에서 보듯이 P1 근방의 스크롤에 48개의 가속도계를 부착하고 임팩트 햄머의 충격에 의한 진동응답을 측정하였다. 고유진동수와 고유모드를 추출하기 위한 충격신호와 진동신호의 주파수응답함수는 주파수분석기를 통해 분석되었다. Fig. 7에 주파수응답함수를 통해 획득한 네 개의 고유모드와 각 모드에 해당하는 고유진동수를 도시하였다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 네 개의 고유모드에 대한 고유진동수는 137 Hz, 311 Hz, 455 Hz, 550 Hz이다. 이들 고유진동수 중에서 550 Hz에 대응하는 주파수가 Fig. 5(a)에서 관찰되며, 나머지 고유진동수는 나타나지 않는다. 따라서, 600 r/min의 회전속도에서 550 Hz의 BPF 소음이 증폭되는 이유는 임펠러 회전에 의한 가진 주파수 성분과 스크롤의 고유진동수가 일치하여 발생했음을 알 수 있다.

4. 구조기인소음 저감

스크롤에서 방사되는 구조기인소음을 저감하기 위해 스크롤에 제진재를 부착하고 진동과 소음을 동시에 측정하였다. Fig. 8과 같이 구조기인소음을 유발하는 스크롤에 제진재를 부착하였으며, 사용된 제

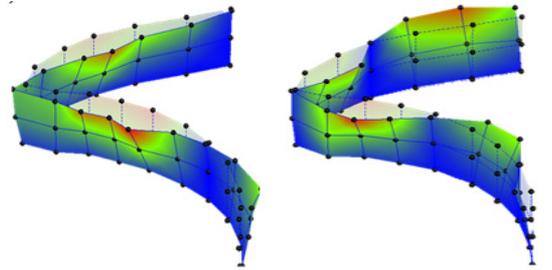


(a) Excitation position



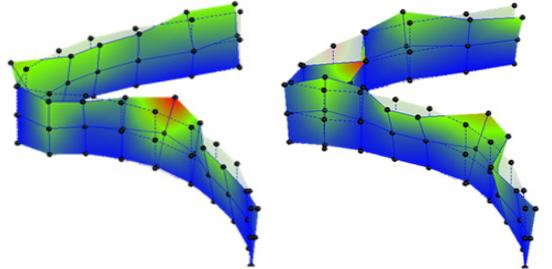
(b) Measurement points

Fig. 6 Modal testing of the air purifier



(a) First mode, 137 Hz

(b) Second mode, 311 Hz



(c) Third mode, 455 Hz

(d) Fourth mode, 550 Hz

Fig. 7 Mode shapes of the scroll

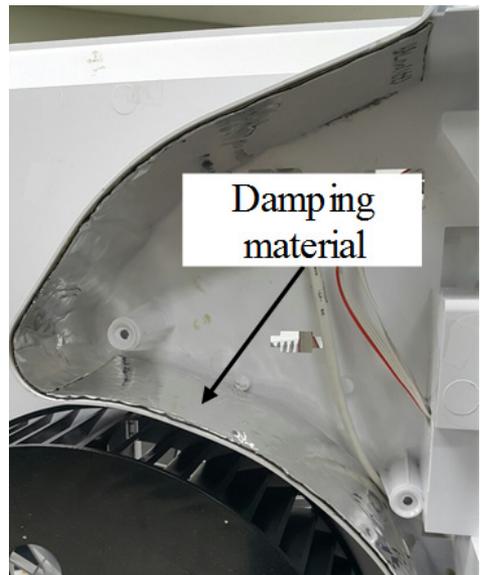
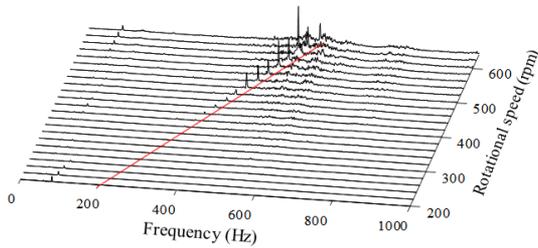


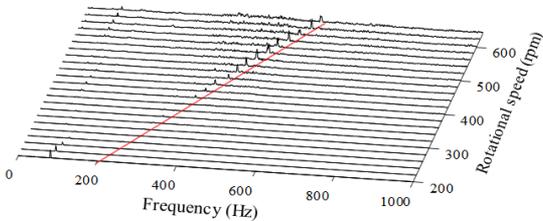
Fig. 8 The damping material attached to scroll

진재(NYCO BAL)의 손실계수와 두께는 각각 0.5와 1.5 mm였다. 소음은 공기청정기의 상단에서 측정하였으며, 진동은 P1에서 평가하였다.

Fig. 9는 제진재를 부착한 전과 후의 P1에서 측정 한 진동의 워터폴 플롯이다. 두 워터폴 플롯의 비교를 용이하게 하기 위해 동일한 스케일로 부착 전의 워터폴 플롯(Fig. 5(a))을 Fig. 9(a)에 다시 도시하였

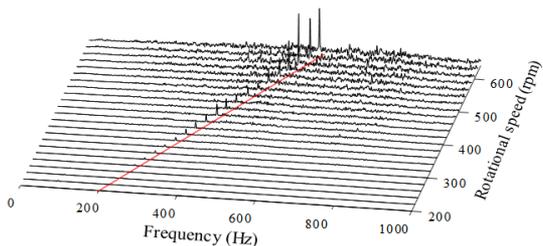


(a) before the attachment of the damping material

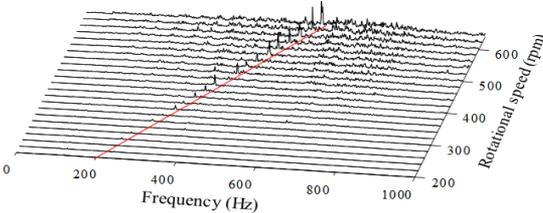


(b) after the attachment of the damping material

Fig. 9 Waterfall plots for the frequency spectra of the vibration measured



(a) before the attachment of the damping material



(b) after the attachment of the damping material

Fig. 10 Waterfall plots for the frequency spectra of the noise measured

다. 부착 후의 진동신호(Fig. 9(b))를 부착 전의 진동 신호(Fig. 9(a))와 비교해보면, 1차 BPF성분이 모든 회전속도 영역에서 현저하게 줄어들고 550 Hz에서의 구조물의 공진에 의한 피크성분이 사라짐을 알 수 있다. Fig. 9(a)에서 550 Hz 외의 Fig. 7에서 관찰된 저차 고유진동수는 나타나지 않는데 그 이유는 회전속도가 증가함에 따라 웬과 스크롤 사이의 음압이 커지므로 스크롤에 가해지는 가진력이 커지는데, 나머지 저차 고유진동수의 경우에는 이 가진력의 크기가 충분하지 않아 나타나지 않는 것으로 추정된다.

다음으로, 제진재 부착 전(Fig. 10(a))과 후의 소음의 워터폴 플롯(Fig. 10(b))을 비교하였다. 제진재를 부착하였을 때 진동신호와와는 다르게 소음신호는 600 r/min 미만에서는 BPF성분의 크기에 뚜렷한 차이가 나타나지 않았으나, 600 r/min 이상에서는 1차 BPF성분의 크기가 현저하게 줄어들었다. 특히, Fig. 10(b)에서 볼 수 있듯이 600 r/min에서 스크롤의 구조공진에 의해 증폭되었던 BPF성분의 크기가 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이러한 비교결과는 약 600 r/min 이상에서는 스크롤의 구조기인소음이 공기청정기의 소음에 영향을 미치며, 이 영역의 구조공진은 소음을 증폭시킬 수 있음을 보여준다.

이와 더불어, 연구대상의 공기청정기 작동속도 600 r/min에서 제진재 부착 후의 전대역 소음레벨을 평가하였다. 이 회전속도에서는 BPF의 피크성분은 Fig. 10(b)에서 보듯이 기존(Fig. 10(a))와 대비하여 음압의 크기가 80%가 감소하였으며, 이때 전대역 소음레벨은 1.2 dB가 감소하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 공기청정기에서 발생하는 구조기인 소음을 실험적으로 규명하고 이를 저감하는 연구를 수행하였다. 공기청정기의 소음을 측정하여 소음 수준을 파악하고, 회전속도 변화에 따른 소음 주파수 스펙트럼을 분석하였다. 또한, 공기청정기에서 발생하는 구조기인소음의 위치를 규명하기 위해 작동 중 스크롤에서의 진동을 측정하고 주파수 분석을 수행하였다. 구조기인소음 발생 위치에서의 소음 증폭 메커니즘을 파악하기 위해 모드실험을 수행하였다. 마지막으로, 규명된 구조기인소음 방사 위치의 스크롤에 제진재를 부착하고 소음과 진동을 측정하여 공기청정

기에서 발생하는 구조기인소음을 저감할 수 있음을 실험적으로 입증하였다.

이 연구에서 얻은 연구결과는 다음과 같다.

(1) 임펠러 회전에 의한 BPF 소음성분이 모든 회전속도에서 지배적으로 발생하며, 스크롤에서 구조기인소음이 방사되는 것을 파악하였다.

(2) 임펠러 회전에 의한 가진주파수 성분이 컷오프 근처 스크롤의 고유진동수와 일치할 경우 구조기인소음이 증폭됨을 모드실험을 통해 규명하였다.

(3) 구조기인 소음을 저감하기 위해 컷오프 근처의 스크롤에 제진재를 부착하였을 때, BPF 소음의 피크 성분이 저감됨을 확인하고, 600 r/min에서 전대역 소음레벨이 1.2 dBA만큼 저감되는 것을 실험적으로 검증하였다.

References

- (1) Lee, B., Hong, J., Kim, M., Lim, J., Park, K. and Chung, J., 2018, Fan Noise Reduction of a Vehicle BSG Motor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 2, pp. 229~235.
- (2) Kim, W., Jeon, W. H., Hur, N., Hyun, J. J., Lim, C. K. and Lee, S. H., 2011, Development of a Low-noise Cooling Fan for an Alternator using Numerical and DOE methods, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 2, pp. 307~314.
- (3) Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C. and Pereiras-García, B., 2008, Reduction of the Aerodynamic Tonal Noise of a Forward-curved Centrifugal Fan by Modification of the Volute Tongue Geometry, Applied Acoustics, Vol. 69, No. 3, pp. 225~232.
- (4) Cai, J., Qi, D., Lu, F. and Wen, X., 2010, Study of Tonal Fan Noise Reduction by Modification of the Volute Cutoff, Acta Acustica United with Acustica, Vol. 96, No. 6, pp. 1115~1124.
- (5) Darvish, M., Frank, S. and Paschereit, C. O., 2015, Numerical and Experimental Study on the Tonal Noise Generation of a Radial Fan, Journal of Turbomachinery, Vol. 137, No. 10, doi:10.1115/1.4030498.
- (6) Shin, D., Ryu, S. Y., Cheong, C., Kim, T. H. and Jung, J., 2016, Development of High-performance/low-noise Centrifugal Fan Circulating Cold Air Inside a Household Refrigerator by Reduction of Vortex Flow, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 428~435.
- (7) Kim, J. S., Jeong, U. C., Kim, D. W., Han, S. Y. and Oh, J. E., 2015, Optimization of Sirocco Fan Blade to Reduce Noise of Air Purifier using a Metamodel and Evolutionary Algorithm, Applied Acoustics, Vol. 89, pp. 254~266.
- (8) Khelladi, S., Kouidri, S., Bakir, F. and Rey, R., 2008, Predicting Tonal Noise from a High Rotational Speed Centrifugal Fan, Journal of Sound and Vibration, Vol. 313, No. 1-2, pp. 113~133.
- (9) Chen, J., He, Y., Gui, L., Wang, C., Chen, L., and Li, Y., 2018, Aerodynamic Noise Prediction of a Centrifugal Fan Considering the Volute Effect using IBEM, Applied Acoustics, Vol. 132, pp. 182~190.
- (10) Liu, Q., Qi, D. and Mao, Y., 2006, Numerical Calculation of Centrifugal Fan Noise, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 220, No. 8, pp. 1167~1177.
- (11) Wolfram, D. and Carolus, T. H., 2010, Experimental and Numerical Investigation of the Unsteady Flow Field and Tone Generation in an Isolated Centrifugal Fan Impeller, Journal of Sound and Vibration, Vol. 329, No. 21, pp. 4380~4397.
- (12) Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C. and González-Pérez, J., 2000, Unsteady Flow Pattern Characteristics Downstream of a Forward-curved Blades Centrifugal Fan, Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, No. 2, pp. 265~270.



Jintai Chung received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University, Seoul, Korea in 1984 and 1986, respectively, and a Ph.D. degree in mechanical engineering from the University of Michigan, Ann Arbor, USA in 1992. He is now a professor in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research fields are structural dynamics, vibration and noise.