

## 회전체 진동으로 인한 판넬 방사소음의 실험적 기여도 분석

### An Experimental Analysis of the Contributions to the Radiated Noise due to Panel Vibration of a Rotational Machine

국형석<sup>†</sup> · 허승진\* · 고강호\*

Hyungseok Kook, Seung-Jin Heo and Kang-Ho Ko

(2002년 11월 29일 접수 : 2003년 1월 25일 심사완료)

**Key Words** : Spectral Decomposition Method(스펙트럼 분리법), Panel Contribution Analysis(판넬 기여도 분석)

#### ABSTRACT

This study is concerned with the reduction of noise radiation by an industrial fan unit. First, spectral decomposition method is used to decompose the spectrogram obtained in experiments into source function and noise transfer function, and then major noise generation sources are investigated. Among the noise sources involved in the fan unit, this article is focused on the noise source due to vibration of panels of the unit housing. It is shown here that noise radiation associated with the panel vibration can be as significant in some frequency ranges as that associated with other noise sources such as aeroacoustic fan noise.

#### 1. 서론

축류팬이나 원심팬을 이용한 송풍기는 정압과 유속을 발생시키는 장치이며 공기기와 가전기에 광범위하게 응용된다. 송풍기의 설계와 제작에 있어서 효율은 물론 소음 레벨의 만족이 중요한데 특히 작업현장에 대응량의 송풍기를 써야 하거나 특별히 정숙한 실내소음 레벨을 유지하여야 하는 경우 소음 저감 설계는 중요한 고려사항이다.

송풍기소음의 원인은 공력소음과 진동소음으로 분류할 수 있다. 공력소음은 팬의 회전과 공기유입에 따라 발생하는 난류와 와류가 원인이 되며 날개통과 소음과 같은 톤 소음과 난류에 의한 광대역 소음이 있다. 진동소음은 회전체의 질량 불평형에 의한 가진력이 모터 지지점을 통해 유닛 하우징에 전달되어 구조물이 진동되면서 소음이 발생하며 흔히 구조기인소

음(structure-borne noise)이라고도 한다.

송풍기의 공력소음을 저감하기 위해서는 저소음형 팬 날개의 설계<sup>(1)</sup> 및 유로 개선을 취하는 방법이 있다. 또한 덕트를 통해 공기를 송출하는 방식인 경우에는 덕트 중간에 플레넘 챔버(plenum chamber)나 소음기를 삽입하여 방사소음을 줄일 수도 있다.<sup>(2)</sup> 그러나 공력소음보다 구조진동에 기인한 소음방사의 기여도가 현저한 경우에는 위와 같은 소음개선을 위한 처방만으로는 충분한 소음 저감 효과를 얻기가 힘들며 따라서 구체적인 소음대책을 세우기 전에 전체 방사소음 중에서 구조기인소음과 그 외 소음의 기여도를 확인할 필요가 있다.

본 논문에서 소음저감을 위한 설계개선대책을 세우기 전에 전체 방사소음에서 구조소음이 차지하는 비중을 실험적으로 가늠하는 방법과 적용 예를 소개하였다.

#### 2. 실험 및 결과

##### 2.1 기초 실험

실험에 사용된 팬의 필터 유닛은 직사각형 형상으

<sup>†</sup> 책임저자, 정회원, 국민대학교 자동차전문대학원

E-mail : kook@kookmin.ac.kr

Tel : (02) 910-4832, Fax : (02) 910-4718

\* 정회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

로 규격화되어 반도체 생산라인과 같은 일정수준 이상의 공기 청정도를 요하는 클린 룸 천정면에 다수로 밀착 설치되며 클린 룸에 수직층류를 공급하는 장치이다. 단위 유닛의 개략도를 Fig. 1에 나타내었는데 유닛 상부의 원형 벨 마우스(bell mouth)를 통해 공기가 유입되어 축대칭방향의 토출구를 지나 밑면의 직사각형 필터를 통해 유입된 공기가 배출되는 구조이다. 실험에 사용된 알루미늄재질의 원심팬은 직경이 460 mm이고, 날개가 뒷굽은 에어포일(airfoil) 타입이며 날개가 7개이다. 원심팬은 BLDC 모터로 구동되어 속도 조절이 자유롭도록 되어있다. 유닛 하우징의 재질은 두께 1mm의 알루미늄 판넬이며, 판넬과 판넬은 리벳이음으로 체결되어있다.

운전시 단위 유닛의 소음측정을 위해 유닛을 스탠드에 올려 필터면과 실내 바닥면을 1m 이상 띄웠다. 또한, 유닛 뒷면 흡입구에서 방사되는 소음을 차단하고 실제 운전조건에서처럼 적당량의 배압을 걸어주기 위해 스피커 박스제작에 흔히 사용되는 MDF 판넬을 이용해 0.8m×0.8m×1m 규격의 박스를 제작하여 유닛의 상단에 설치하고 박스뒷면에 흡입파이프를 두어 실외로부터 공기가 유입되도록 하였다. 개략적인 실험 장치를 Fig. 2에 나타내었다.

소음측정을 위해 필터의 중앙하단 30cm에 PCB A130B10 ICP마이크로폰을 두었으며 데이터 처리를 위해 HP35650B 주파수 분석기를 사용하였다. 소음측정은 일반 실험실에서 이루어 졌으며 암소음과 측정소음과의 차이는 관심주파수 영역(50~2000 Hz)에서 20 dB이상이었다. 기초 데이터 수집을 위하여 사용시의 운전 구간인 840 rpm에서 1280 rpm 까지 10 rpm 간격으로 운전하여 방사소음을 측정된 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에 나타난 것과 같이 피크

성 소음은 모터회전 수와 비례하여 증가하는 성분과 모터의 회전 수와는 상관없이 항상 일정한 주파수 대역에 존재하는 성분으로 두 가지로 나눌 수 있다. 모터의 회전수에 비례하는 성분에서는 회전수의 7배 주파수에서 발생하는 날개통과소음(BPF)과 BPF의 1차 조화성분 그리고 회전수의 48배수에서 발생하는 피크가 두드러지며 500 Hz 정도까지 저주파 대역에서 회전수의 조화성분들의 피크가 비교적 두드러지는 것을 알 수 있다. 48배수 소음이 두드러지는 것은 BLDC모터의 스위칭(switching) 주파수(회전수의 48배)와 관련이 있는 것으로 보인다.

회전수와 연동되지 않고 일정 주파수에 존재하는 피크는 유닛의 음향·구조 모드는 물론이고 실험실의 음향 모드에서 비롯될 수 있다. Fig. 3에서 관찰할 수 있는 것과 같이 이러한 음향·구조 모드와 가진 주파수가 (회전수에 비례해 주파수가 증가하는 사선으로 표시된 피크성분) 교차하는 곳에서 소음 레벨이 현저히 증가하는 것을 알 수 있다. 예를 들어 회전 주파수의 48배 주파수에서 발생하는 모터의 자기장변화에 의한 소음은 주파수가 700~780 Hz와 850 Hz이 되는 회전수에서 소음이 특히 두드러졌다. 조사결과 이러한 주파수 대역에서 알루미늄 팬의 구조모드의 음향방사 효율이 높은 것으로 드러났는데 알루미늄 재질의 팬 대신에 철 재질의 팬으로 교체하여 실험한 결과 48배수에 해당하는 주파수에서 소음레벨이 현저하게 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 3과 같이 BPF와 BPF의 조화 성분 외에 회전수의 조화성분이 강한 피크를 가질 때에는 진동에 의한 소음방사의 기여도가 높다고 볼 수 있다. 실험에

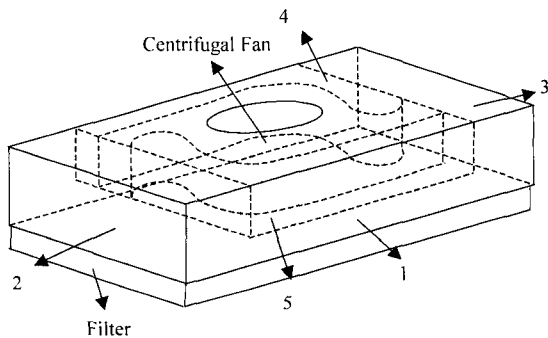


Fig. 1 Sketch of a centrifugal fan unit

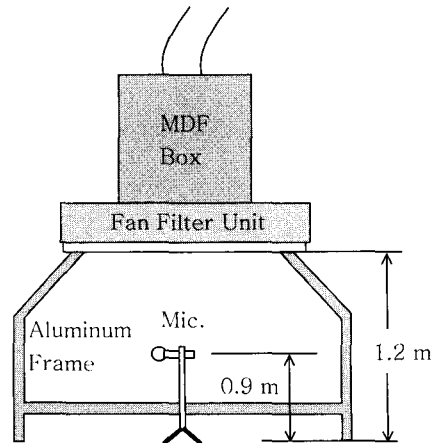


Fig. 2 Experimental apparatus

사용된 BLDC 모터의 조립공차를 개선하여 회전시의 질량 불평형 정도를 줄이고 실험을 반복한 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 관찰할 수 있는 바와 같이 모터의 개선을 통한 진동 저감으로 소음방사 레벨을 상당히 줄일 수 있음을 알 수 있다. 특히 모터 자기장 변화에 의한 48배수 소음은 알루미늄 팬을 사용하였음에도 불구하고 현저히 줄어든 것을 관찰할 수 있다.

실험 예와 같은 회전체의 소음·진동의 스펙트로그램을 스펙트럼 분리법을 이용해 분석할 수 있다.<sup>(3)</sup> 스펙트럼 분리법은 다음과 같이 시스템의 응답이 가진함수와 음향·구조 전달함수의 곱으로 이루어짐을 가정한다.

$$Y(f, St) = F(St)G(f) \quad (1)$$

여기서  $f$ 는 주파수,  $St$ 는 스트루얼 수(strouhal number)이며  $F$ ,  $G$ ,  $Y$ 는 각각 가진함수, 전달함수, 응답함수이다. 전달함수는 주파수만의 함수로 시스템의 공진특성을 나타내는 반면 가진함수는 가진력의 스펙트럼을 스트루얼 수의 함수로 표시한다. 여기서 스트루얼 수는 편의상 다음과 같이 정의하였다.

$$St = 2\pi f / \omega \quad (2)$$

즉, 주파수  $f$ 를 모터 각속도  $\omega$  (rad/s)로 무차원화하고 날개 수는 고려하지 않았다. 모터 회전수를 기준으로 하였기 때문에, 예를 들어 스트루얼 수가 10 이라면 회전수의 10배에 해당하는 주파수에 해당한다. Figs. 3, 4에 표시한 모터 개선 전후의 방사소음 스펙트로그램을 가진함수와 전달함수로 분리한 결과를 Figs. 5, 6에 각각 나타내었다. Figs. 5, 6의 상단에 나타낸 가진함수의 에너지 분포는 작은 스트루얼 수에 집중되고 큰 스트루얼 수로 갈수록 가진 에너지가 감소하는 전형적인 모습을 알 수 있다. Fig. 5에서 모터개선 전의 경우 톤 가진성분은 BPF에 해당하는 7스트루얼 수와 첫번째 조화성분인 14 스트루얼 수 그리고 48스트루얼 수에 가진 에너지가 집중되어 있고 모터회전에 의한 가진과 그 조화성분도 두드러진 것을 관찰할 수 있다. Fig. 6의 상단에 표시된 모터 개선후의 가진력 분포를 보면 광대역 성분은 모터 개선전과 유사하나 톤 성분이 현저히 줄어든 것을 관

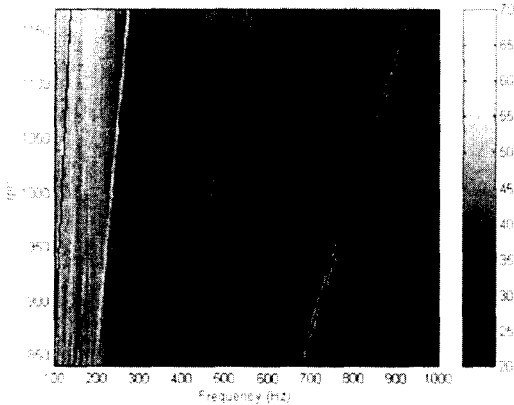


Fig. 3 Spectrogram of the noise radiated by a fan unit (7<sup>th</sup> and 48<sup>th</sup> order components are denoted by black lines)

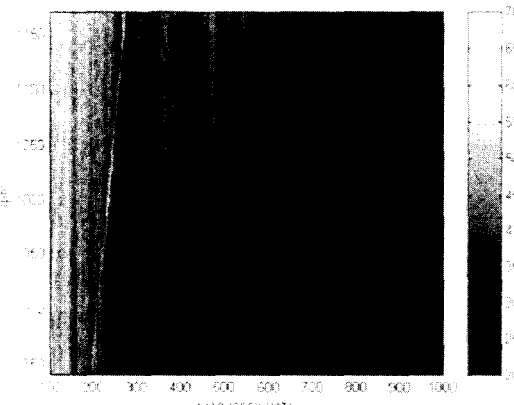


Fig. 4 Spectrogram of the noise radiated by a fan unit after the motor has been reassembled with a tighter tolerance

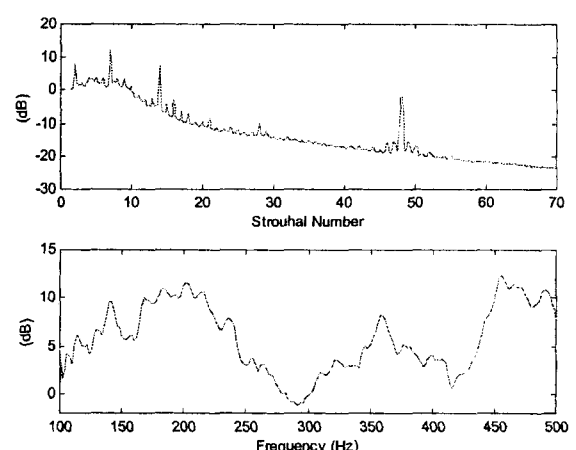


Fig. 5 Results of spectral decomposition from spectrogram represented in Fig. 3

찰할 수 있다. 모터 개선 후 시스템의 음향·구조 모드는 크게 영향을 받지 않을 것으로 기대되는데 따라서 시스템 전달함수  $G$ 는 변경 전후 크게 달라지지 않아야 한다. 이는 Figs. 5, 6의 하단에 나타낸 전달함수를 비교하여 확인할 수 있다. 스펙트럼 분리법의 장점은 스펙트로그램에서 가진함수와 전달함수를 분리해서 가진력의 분포와 공진피크의 크기를 주파수별로 상대적으로 비교해 볼 수 있다는 점이다. 전달함수의 특성을 보면 약 140 Hz와 160~220 Hz에 이르는 대역 그리고 360 Hz와 470 Hz에서 전달함수의 피크가 두드러짐을 알 수 있다.

### 2.2 판넬별 소음방사 기여도분석

스펙트로그램과 시스템 전달함수에서 헨 유닛의 주파수별 공진특성을 확인 할 수 있으나 구체적인 소음 저감 대책을 세우기 위해서는 주파수별 피크 응답의 원인을 파악하여야 한다. 전체소음방사에서 판넬 진동이 기여하는 정도를 가늠하기 위하여 판넬 기여도 분석을 위한 실험을 수행하였다.

기여도 분석 실험에서 소음방사에 기여할 수 있는 판넬을 Fig. 1에 표시한 것처럼 전면 판넬(1), 좌측 판넬(2), 우측 판넬(3), 후면 판넬(4), 그리고 헨 하우징의 하부 판넬(5)로 가정하였다. 유닛 윗면 판넬은 강성보강이 잘 되어 있는 편이고 가속도계를 이용한 예비 실험결과 다른 판넬에 비하여 진동 레벨이 현저하게 낮아 고려대상에서 제외하였다. 또한 각 판넬의 소음기여도는 다른 판넬과 서로 독립적인 것으로 가정

하였는데(즉, 교차항을 무시함) 판넬간의 연결부에서 감쇄가 커서 판넬 진동간의 코히어런스(coherence)가 작고 한 판넬을 가진할 경우 인접한 다른 판넬의 진동레벨이 20 dB 이상 작게 측정되었기 때문이다.

각 판넬의 기여도 분석을 위해 먼저 모드 해석실험을 각 판넬별로 실시하여 50~500 Hz 범위에서 판넬의 진동 레벨을 잘 측정할 수 있는 가속도계의 위치를 선정하고, 각 판넬에 대하여 다음과 같은 전달 함수  $T_i$ 를 측정하였다.

$$T_i = p / A_i \quad (3)$$

여기서,  $A_i$ 는  $i$ 번째 판넬에서 선정된 위치에 부착된 가속도계 바로 옆을 가진용 해머로 타격할 때의 가속도계 신호이고, 그때 필터 중앙 하단부에 설치된 마이크에서 측정된 타격음이  $p$ 이다. 운전중 판넬별 소음방사 기여도를 측정하기 전 먼저 유닛의 모터와 헨을 제거하고 그 위치에 스피커를 설치하여 백색소음으로 가진하고 각 판넬의 정해진 위치에서의 가속도 레벨과 필터 중앙 하단에서의 소음신호를 측정하였다. 판넬에 의한 소음방사 레벨을 다음과 같이 추정할 수 있다.

$$|p_{panel}| = (\sum T_i A_i / p_{total}) |p_{total}| \quad (4)$$

여기서  $A_i / p_{total}$ 는 필터 중앙 하단부의 음향신호를 기준으로 한 가속도계 신호의 전달함수이며  $|p_{total}|$ 는 음향신호의 크기이다. Fig. 7에 전체 음향신호와 그 중 판넬 진동이 기여하는 부분으로 추정되는 성분을 표시하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 360 Hz 근방에서 판넬 진동이 전체 소음방사에 상당량 기여하고 있음을 관찰 할 수 있다. 그 외 주파수 영역에서는 피크 성분은 존재하나 전체 소음 방사 레벨과는 약 10~20 dB 정도의 차이가 존재한다. 판넬별 기여도를 확인하여 360 Hz 주파수 근방에서의 소음방사가 주로 어느 판넬에 기인하는지를 알아볼 수 있다. Fig. 8과 Fig. 9에 각각 전·후 판넬과 하부판넬의 소음방사 기여도를 나타내었다. 전·후 판넬은 275 Hz, 400 Hz, 470 Hz에서 구조기인 소음에 기여하는 정도가 크지만 전체 소음레벨에는 큰 기여를 하지 않는 편임을 알 수 있다. 반면 하부 판넬은 위 주파수 대역을 제외한 대부분의 주파수 대역에서 구조소음의 주원인임을 알

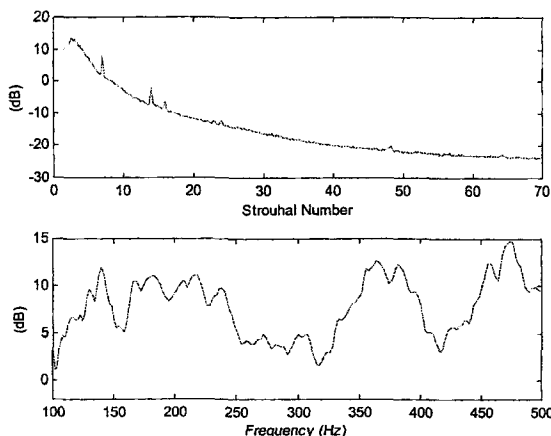


Fig. 6 Results of spectral decomposition from spectrogram represented in Fig. 4

수 있다. 좌우 판넬은 그림으로 나타내지 않았으나 구조소음에 거의 기여하지 않는 것으로 확인하였다.

스피커를 가진원으로 이용하는 경우와 운전시험 한 경우 판넬 기여도의 차이를 비교해 보기 위하여 비교적 저 회전수인 900 rpm과 상대적으로 고 회전수인 1140 rpm에서 판넬의 소음방사 기여도 분석 실험을 수행하였다. Fig. 10은 900 rpm으로 동작중일 때의 방사소음 스펙트럼과 구조기인으로 짐작되는 성분의 스펙트럼을 비교한 것이다. 스피커실험의 경우처럼 360 Hz에서 구조소음의 기여도가 큰 것을 알 수 있는데 특이한 것은 스피커 실험에서는 두드러지지 않았던

160 Hz에서 구조소음이 그 대역에서의 방사소음에 상당량 기여한다는 점이다. 이는 스피커와 모터의 가진 방식의 차이에서 비롯되는 것으로 추측된다. Fig. 11을 보면 160 Hz에서의 구조소음은 하부판넬의 진동이 주원인임을 알 수 있다. Fig. 12의 구조기인소음 스펙트럼을 보면 133 Hz에서 전체 방사소음보다 3 dB 정도 작은 레벨의 피크가 생기는데 이는 BPF성분이며 모터의 가진 스펙트럼이 스피커의 그것과는 달리 톤 성분을 가지기 때문에 일어나는 현상이다.

관심 송풍기의 실험결과 구조기인 소음의 중요성은 구조기인 소음을 차단할 때 전체 소음방사 레벨이 획기적으로 줄어드는데 있다고 생각되지는 않는다. 예를

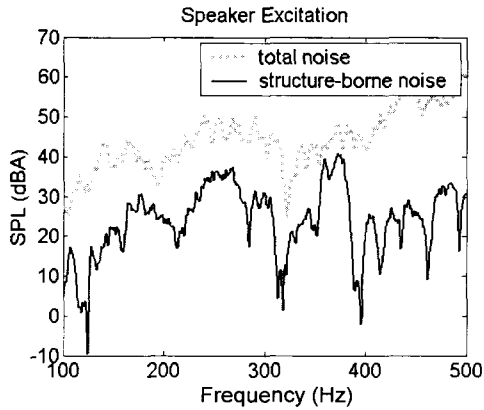


Fig. 7 Total radiation noise and the estimated contribution from structure-borne noise when a loudspeaker installed in the fan-motor position was excited by a white noise

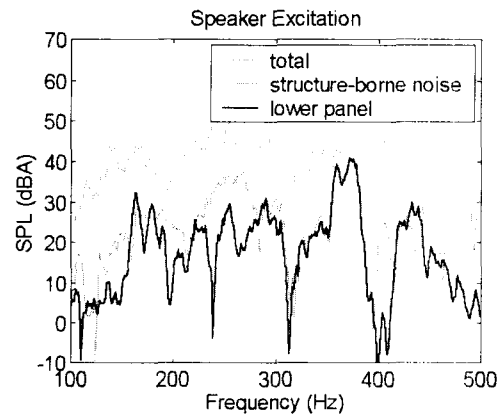


Fig. 9 Estimated contribution of the lower panel when a loudspeaker installed at the fan-motor position was excited by a white noise

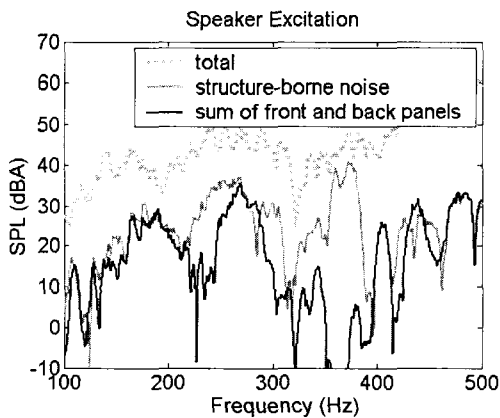


Fig. 8 Estimated contribution of front and back panels when a loudspeaker installed at the fan-motor position was excited by a white noise

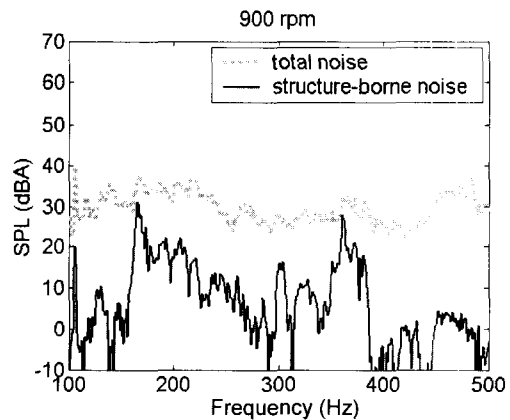


Fig. 10 Total radiation noise and the estimated contribution from structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 900 rpm

들어 1140 rpm에서 송풍기를 작동시킬 때 구조기인 소음의 기여도가 비교적 큰 편인 133 Hz에서의 소음은 구조기인 소음과 공력적인 날개통과소음이 약 반반의 비중으로 구조기인 소음을 완벽히 차단할 경우에도 소음방사 레벨은 해당 주파수에서 약 3 dB 정도 감소하는데 그칠 것이기 때문이다. 구조기인 소음을 고려해야 하는 것이 중요한 이유는 133 Hz 근방에서는 소음기 삽입 등의 방법으로 효과적인 소음 저감을 얻을 수 없다는 점이다.

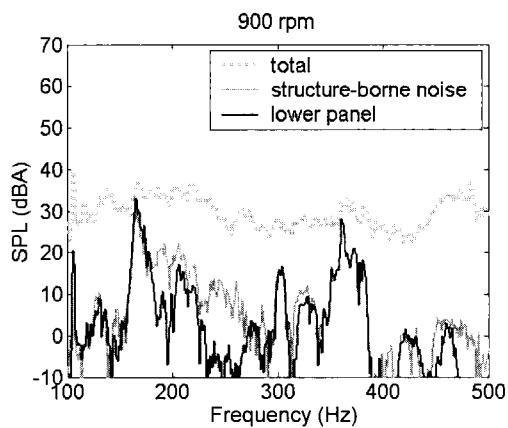


Fig. 11 Estimated contribution from the lower panel to the total structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 900 rpm

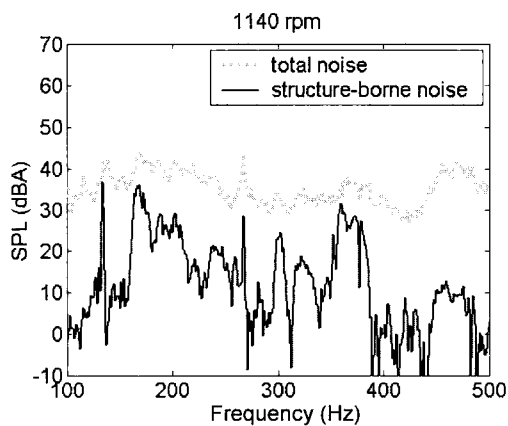


Fig. 12 Estimated contribution from the lower panel to the total structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 1140 rpm

### 3. 결 론

가진 소음원의 스펙트럼과 시스템의 전달특성을 분리하는 스펙트럼 분리법은 송풍기에 의한 방사소음을 분석하는데 유효한 방법이었으며 방사소음에 주로 기여하는 주파수대역을 확인하는데 쓰여질 수 있었다. 실험에 사용한 송풍기의 경우 모터의 조립공차를 개선하여 진동 레벨을 저감한 이후에도 판넬의 진동에 의한 소음방사의 레벨이 특정 주파수 영역에서 무시할 수 없는 수치였으며, 따라서 팬이나 유로에 대한 소음성능 개선 전에 판넬의 소음방사 기여도는 먼저 확인해야 할 사항이라고 여겨진다.

판넬 소음 기여도 실험에서 송풍기를 작동 회전수 범위에서 운전하여 진동 레벨을 측정하는 경우에는 가진력의 스펙트럼이 회전수의 조화성분에 치중해 있기 때문에 결과해석에 신중을 요한다. 팬·모터 대신 스피커를 이용하는 경우 가진 스펙트럼을 백색으로 할 수 있어 유리하나 가진 특성의 차이로 실제 운전 중 가진될 수 있는 판넬의 진동 모드가 가진이 잘 안 될 수도 있는 것을 관찰하였다.

구조소음에 주로 기여하는 것으로 밝혀진 하부판넬의 강성을 보강하는 방안을 현재 강구 중이며 강성보강 후 하부 판넬의 기여도 분석 실험을 반복하고 판넬 진동 이외의 원인에 대한 소음저감 대책에 관한 연구가 추후 과제이다.

### 참 고 문 헌

- (1) 이덕주, 전완호, 정기훈, 2001, "케이스를 고려한 팬의 유동 및 소음해석 프로그램 응용," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 1 호, pp. 5~14.
- (2) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design, John Wiley & Sons, New York.
- (3) Bezemek, J. D., 1997, Aeroacoustic Source Characterization Method with Applications to Flow-excited Cavity Pressure Fluctuations and Computer Cooling Fan Noise, MS Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University.