

PIE 시설의 HVAC 시스템의 진동특성

황용화, 이형권, 서항석, 장정남, 김도식, 류우석

한국원자력연구원, 대전광역시 유성구 대덕대로 1045(덕진동 150-1)

hvh@kaeri.re.kr

1. 서론

PIE 시설 내 공기순환을 위해 설치되어 있는 Air Ventilation 시스템은 진동과 소음의 발생원이 되고 있다. 이 같은 진동현상은 핫셀(Hot Cell) 내에 설치되어 있는 측정 장치에 전달되어 정확한 실험결과를 얻는데 지장을 초래하며, 소음은 핫셀 내의 작업환경을 저해시키는 요인이 되고 있다. 그러므로 핫셀 주위의 진동현상을 측정, 분석하여 정밀기기의 설치조건을 보완하고 작업환경을 저해하는 소음원을 규명하기 위한 기초자료로 사용하고자 하였다.

2. 측정방법

2.1 진동측정방법

현재 시설 내의 진동은 주로 HVAC 시스템의 회전기기류에서 발생되며 이로 인한 건물 및 구조물의 진동은 비교적 진폭이 작으나 wide band의 주파수 성분을 갖는 랜덤(random)파의 특성을 갖는다. 이러한 랜덤진동은 시간 또는 주파수에 대한 평균을 취한다고 해도 이는 특정한 주파수로서 그 특성을 정의할 수 없기 때문에 측정주파수 범위내의 모든 주파수에서 진폭을 자승한 평균 값(Total Spectrum Root Mean Square Level, TSRMSL)로서 그 크기가 정의된다.

$$\text{TSRMSL} = \sqrt{\sum_{i=0}^N (\text{Amplitude at frequency } i)^2}$$

n= frequency span(100Hz)

본 측정에서는 가속도변환기(accelerometer)로부터 측정되는 진동을 레코더(recorder)에 기록하여 다시 스펙트럼분석기(spectrum analyzer)로서 분석하였다.

2.2 소음측정방법

진동원에 의하여 발생된 소음은 매개체(gas,

solid)를 통해 전달되어 건물 내의 작업환경을 저해시키는 요인이 되고 있다. 소리의 크기 단위는 파스칼(pascal), 측정단위는 데시벨(dB)이 사용되고 있다. 20μpa과 100 Pa사이의 척도(scale)를 사용이 편리하도록 상대적인 값에 상용 log를 취하여 데시벨로 표시하였다. 측정위치는 공간의 중앙 부위에서 측정하였으며, 측정조건은 전 부하 운전, 반 부하 운전, 완전중지 상태 등 3개의 운전 조건에서 측정하도록 하였다.

3. 측정결과

3.1 진동측정

스펙트럼분석기에 의해 분석된 결과는 각 주파수 별로 상대적인 진폭단위인 데시벨 값을 전압단위(mV)로 환산하였다. 평균값은 증폭기(conditioning amplifier) 및 레코더의 증폭비로 가속도 단위로 환산하였다. 3개의 운전조건에서 측정된 가속도 평균값은 대부분의 경우 전 부하운전(full operation) 조건 시 진폭이 약간 크게 나타났다. 급기팬 베어링의 스펙트럼 중 25 또는 25.625Hz를 제외한 위치에서 27.125Hz, 41.625Hz에서 비교적 큰 피크(peak)가 있었으며, 측정된 3개의 지점을 제외하고는 스펙트럼 상에 특이한 점은 나타나지 않았다.

3.1.1 급기팬 주위의 진동.

급기팬 베어링에서 측정 분석된 스펙트럼은 팬의 회전수에 해당하는 29.75Hz와 이의 배음(harmonics)에 해당하는 59.5Hz에서 피크가 측정되었다. 이 주파수를 제외하고도 비교적 작은 피크들이 있었으나 전반적으로 이들 주파수들을 제외하고는 랜덤 노이즈(noise)의 특성을 갖고 있었다. 급기팬의 베드(bed)는 강철 빔으로 지지되고 콘크리트 바닥에는 진동흡수기(air mount)가 설치되어 있어, 콘크리트바닥에서의 진폭은 베어링에서보다 약 10배 정도로 작아 진동흡수기가 큰 효과가 있음을 알 수 있었다.

3.1.2 핫셀 바닥의 진동

핫셀 제어실 바닥에서 측정된 진동 스펙트럼은 급기팬의 회전수에 해당하는 주파수와 함께 다른 회전 기기들의 회전수에 해당하는 주파수에서도 피크가 나타났다. 반 부하운전(half operation) 및 완전중지(all stop) 상태에서는 인접한 주파수들과 비슷한 진폭으로 식별이 곤란하였다. 이 주파수는 배기팬의 회전수에 해당하는 것과 거의 비슷하지만, 진동원이 배기팬이라고 생각되지는 않았다. 또한, 모든 조건에서 거의 일정한 크기를 갖고 나타나는 27.125Hz의 진동원을 판명할 수 없었다. 29.625Hz 주파수에서도 전 부하 및 반 부하운전 시 진폭이 크게 차이 나지 않는 것으로 보아 급기팬의 운전 회전수에 해당하는 주파수의 진동에 큰 영향을 주지 않는 것으로 추측되었다. 위에서 언급한 회전 기기들의 회전수에 해당하는 주파수들을 제외하고도 제어실 바닥이 건물 또는 제어실의 고유한 특성으로 보이는 38, 56Hz 주위의 주파수 그룹으로 진동하는 것으로 측정되었다. 이 주파수특성은 회전 기기들로 부터 나온 랜덤 진동하중을 구조물이 받아 그 자체의 고유한 특성으로 진동하는 것으로 볼 수 있었으며, 이 주파수 스펙트럼이 뚜렷한 피크를 나타내지 않는 것은 감쇄가 비교적 크고, 상대적으로 입력되는 랜덤 노이즈의 진동이 커서 복잡한 스펙트럼을 나타내는 것으로 생각되었다.

3.1.3 현미경 스테이지(stage) 레일 및 구조물의 진동

현미경이 스테이지 구조물은 레일을 따라 전후로 이송된다. 그러므로 현미경 스테이지 구조물을 가진시키는 진동하중은 레일로부터 롤러를 통하여 전달된다. 진동측정은 레일 및 현미경의 베드 위에서 측정하였다. 현미경 스테이지 구조물을 가진시키는 입력하중으로 볼 수 있는 레일 위의 스펙트럼은 배기팬의 회전수에 해당하는 29.75Hz에서 피크를 나타냈으며, 핫셀 바닥에서와 같이 진동원이 불분명한 27.125와 41.625Hz에서 피크가 나타났다. 회전기기의 회전 주파수를 제외하고는 전체적인 주파수 성분이 급기팬 베어링에서와 유사하며 특정한 진동특성은 없었다. 레일에서의 랜덤 진동하중은 롤러를 통하여 현미경 스테이지 구조물로 전달되어 구조물의 입력하중이 되며, 측정위치에서의 각 운전조건에 따른 진동 스펙트럼은 진동원을 알 수 없는 27.125Hz와

41.625Hz에서 회전기기의 진동특성으로 보이는 피크들이 나타나고 있었다. 이러한 진동은 현미경 화면을 흔들리게 하는 직접적인 원인으로 현미경 구조물에서 가진되는 자체진동을 포함한 주파수들 주위에서 구조물이 고유진동수를 갖고 있는 것으로 생각되었다. 전 부하 및 완전중지 상태의 조건에서 평균값을 보면 레일보다 다른 지점에서의 평균값이 크며 위로 올라 갈수록 값이 상승하여 레일 위에서의 진동이 구조물의 고유진동수와 공진하여 증폭되는 것으로 추측되었다. 다만 반 부하운전 상태에서는 이와 다른 경향을 띠고 있었는데 이것은 위의 경우와 다르게 현미경 베드에 방진페드를 끼워 경계조건이 바뀌어 진동이 흡수되었기 때문으로 추측된다.

3.2 소음측정결과

시설 내부의 소음허용 기준치는 명확치 않으나 운전 시 급기측은 3m 거리에서 80dB 이하, 일반 지역은 55~65dB 이하로 되어 있다. 이것과 측정된 결과와 비교하여 볼 때 시설 내의 소음은 일반사무실과 비교해 약간 큰 것임을 알 수 있다.

3. 결론

- 1) 급기팬의 베어링 및 베드에서 비교적 큰 진동이 측정되어 회전축의 회전평형, 베드 구조물의 적절한 보강작업 및 방진재의 추가구성으로 진동원을 줄일 수 있었다.
- 2) 시설 내 소음은 비교적 크게 나타나 사무실 공간에는 공기덕트에 소음흡수장치를 추가 구성하였다.
- 3) 랜덤 진동하중을 받은 구조물은 자체의 고유진동수 주위에서 공진되어 큰 진폭으로 진동하는 것으로 현미경 스테이지 베드 또는 롤러 하단에 진동흡수장치를 삽입하는 것이 좀 더 효과적일 것으로 생각되었다.