

FCEV 블로워의 소음특성과 개선방향에 관한 연구

A Study on the Noise Property and Its Reduction of the FCEV Blower

오 기 석* · 이 상 권† · 서 상 훈**

Ki-Seok Oh, Sang-Kwon Lee and Sang-Hoon Seo

(2007년 12월 7일 접수 ; 2008년 4월 23일 심사완료)

Key Words : Fuel Cell Electric Vehicle(FCEV, 연료전지자동차), Centrifugal Turbo Blower(원심형 터보 블로워), Blade Passing Frequency(날개통과주파수), Broadband Noise(광대역소음), Splitter Impeller(스플리터형 임펠러)

ABSTRACT

Centrifugal turbo blower is requested highly efficiency and low noise in FCEV, but the noise generated by this machine causes of the most serious problems in the NVH performance. In general, centrifugal turbo blower is dominated by mechanical noise and aerodynamic noise. Mechanical noise is generated by rotation of the bearing, misalignment and unbalance. And aerodynamic noise is generated by the strong intersection between the flow discharged from the impeller and the cut-off in the casing. The first object of this study is to comprehend a noise property of the blower through the noise test. And, second object is to bring up the method that can reduce blower noise.

1. 서 론

FCEV는 수소와 산소가 화학반응을 할 때 나오는 전기가 곧바로 모터를 돌려 움직이기 때문에 기존 차량의 가솔린이나 디젤 엔진에 의해 발생하는 진동이나 소음이 발생하지 않는다. 대신 스택(stack)에 공기를 공급하는 블로워나 전동기, 기타 모터에 의한 소음이 크게 작용한다. 특히 블로워는 고속으로 회전하기 때문에, 여기에서 발생하는 진동과 소음이 차량의 NVH성능에 큰 영향을 미친다. 일반적으로 블로워의 성능과 소음은 임펠러 기의 끝단(tip) 속도에 비례한다고 알려져 있다.

블로워 소음은 소음의 발생원에 따라 크게 공기역학적 소음(aerodynamic noise)과 기계적 소음(mechanical noise)으로 구분할 수 있다. 공기역학적 소음은 임펠러(impeller)와 케이싱(casing) 사이의 공기의 압력변동(pressure fluctuation)에 의해 발생하는 회전소음, 임펠러가 케이싱 내부에서 형상이 급격하게 변하는 부위(cut-off point)를 통과할 때 발생하는 급격한 압력변화에 의한 간섭음, 그리고 임펠러 주변이나 토출구 등에서 발생하는 난류에 의한 소용돌이음이 있다. 그리고 기계적 소음에는 베어링, 축 정렬 불량(misalignment), 기계적 헐거워짐, 불균형(unbalance) 등이 원인이 되어 발생하는 소음이 있다⁽¹⁾.

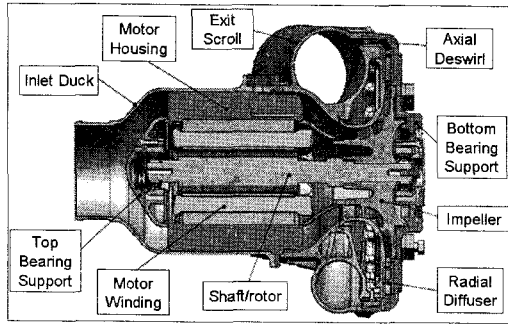
현재 개발 중인 FCEV에 장착되어 있는 블로워는 원심형 터보 블로워(centrifugal turbo blower)로, 원주상으로 배열된 여러 개의 날개로 이루어진 임펠러를 회전시켜 외부로부터 공기를 흡입한다. 원심형

† 교신저자 : 정희원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

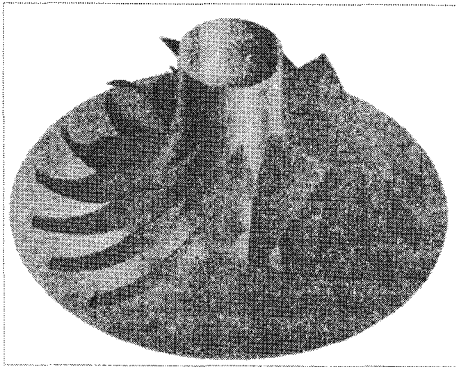
Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-1716

* 정희원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 현대자동차



(a)



(b)

Fig. 1 Centrifugal turbo blower ; (a) sectional view, (b) splitter impeller

은 다른 터보형 블로워에 비해 취급 기체량은 적지만 송압능력이 큰 특징을 갖는다. 이번 연구에 사용된 블로워에는 Fig. 1의 (b)와 같이 임펠러의 원래 깃 사이에 작은 깃을 배치시키는 스플리터형 임펠러(splitter impeller)를 적용하고 있다. 스플리터형 임펠러는 기존의 임펠러보다 출구 부위의 유동이 많이 균일화되고 이로 인해 날개통과주파수(blade passing frequency) 소음을 감소시키는 역할을 한다⁽²⁾.

이 연구에서는 먼저 스플리터형 임펠러가 적용된 기본모델(base model)의 입·출구 소음과 두 방향의 방사소음을 측정해 기본모델의 기본 소음특성에 대해 알아보았다. 그런 다음 블로워 케이싱의 수정에 따른 소음저감 효과를 알아보기 위해 Fig. 2의 방사소음 측정실험을 기본 모델과 개선 모델(modification model)에 동일하게 실시한 후 그 결과를 분석해 보았다.

2. 소음레벨 측정 실험

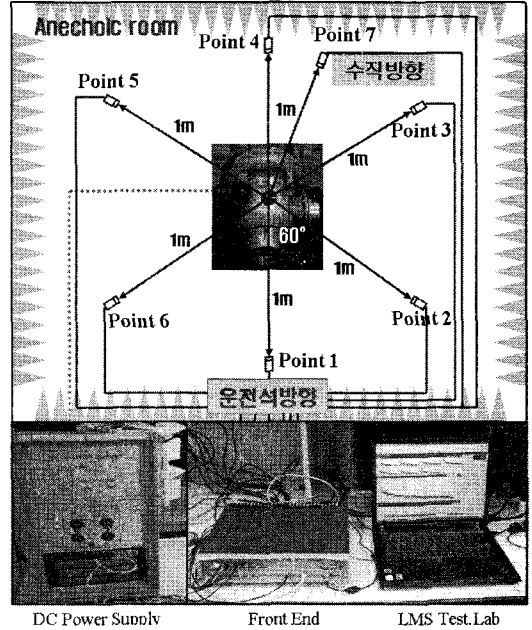


Fig. 2 Experimental set-up

블로워의 소음레벨 측정 실험은 기본적으로 Fig. 2와 같은 조건으로 수행되었다. DC power supply를 통해 블로워의 전원을 공급해 주었고, LMS Test.Lab을 이용해 신호를 측정·분석하였다.

실험은 무향실에서 이루어졌고, '0'rpm에서 최대 회전수(rpm#6)까지 완가속 측정과 각 rpm (rpm#1, rpm#2, ... , rpm#6)별 측정을 실시하였다. 주파수 측정 범위는 0.3~20 kHz로 하였다.

블로워 축의 불균형에 의한 기계적 소음은 식 (1)과 같이 회전주파수의 배수되는 성분으로 나타나게 된다. 특히 고속으로 회전할수록 그 영향은 커지게 된다.

$$f_m = \frac{n \times rpm}{60} \text{ (Hz)} \quad (1)$$

where n = integer

공기역학적 소음의 경우 그 발생 메커니즘이 매우 복잡해 해석적으로 예측하기가 어렵다. 다만 고속으로 회전하고, 케이싱의 존재에 의한 차단(cut-off tongue)이 있는 경우 광대역소음(broadband noise)보다 날개 통과 주파수와 그 조화주파수(harmonic frequency)에 의한 영향이 비교적 큰 것으로 알려져 있다⁽³⁾.

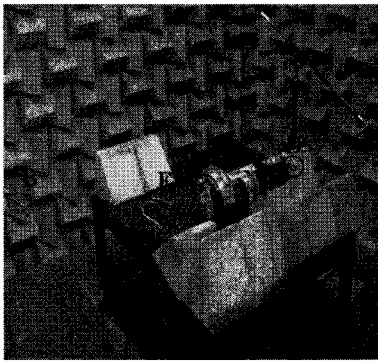
$$BPF = \frac{N \times rpm}{60} \text{ (Hz)} \quad (2)$$

where N = number of impeller

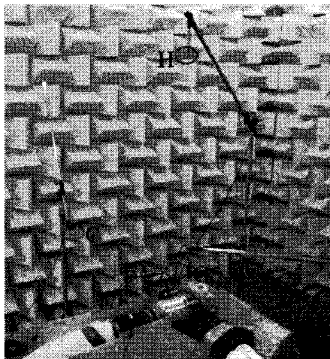
2.1 기본모델 (base model)의 소음특성 규명 실험

블로워 기본모델의 소음특성을 알아보기 위해 우선 입·출구를 개방한 후 각 방향의 소음레벨을 측정하였다. 입구(point A, D)는 직선 방향에, 출구(point B, E)쪽의 측정은 배출되는 압축공기의 영향을 최소화하기 위해 출구에서 45°방향에 마이크로폰을 설치하였다. 방사소음은 입·출구의 압축공기를 무향실 밖으로 유도한 후, Fig. 3(b)과 같이 블로워 수직방향(point G, H)과 출구 반대방향(point F, C) 총 4개의 point에서 측정하였다.

2.2 방사소음 측정실험



(a)

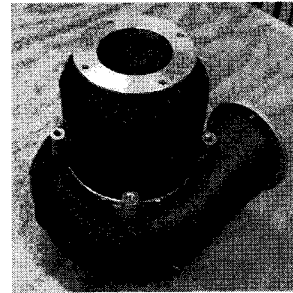


(b)

Fig. 3 Noise measurement test of the base model ; (a) inlet and outlet test, (b) radiated noise test

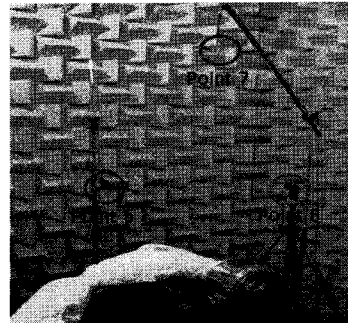


(a)

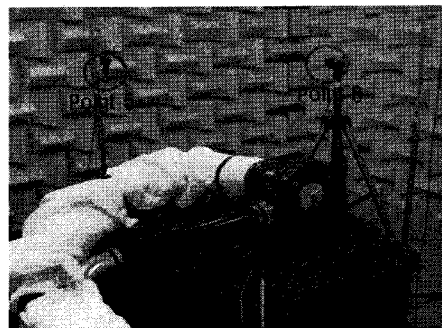


(b)

Fig. 4 Blower casing ; (a) base model, (b) modification model



(a)



(b)

Fig. 5 Radiated noise measurement test ; (a) base model, (b) modification model

블로워 기본모델에 대한 소음특성을 파악한 후 방사소음 저감의 한 방법으로서, 케이싱을 합성고무를 이용해 수정한 개선모델을 적용해 보았다. Fig. 4에서 두 모델의 외형을 보여주고 있다. 두 모델에 대해 각각 Fig. 2와 같은 조건에서 동일한 실험을 수행하였다. 그리고 입·출구 모두 배관을 연결해 입·출구에서 발생하는 공기 흐름으로부터의 영향을 제거하였다. 블로워 중심에서 원주 방향으로 총 6개의 마이크로폰을 60° 간격으로 무향실 바닥으로부터 1m, 소음원인 블로워로부터 1m 거리에 위치시켰고, 블로워 수직방향에도 1m 거리에 하나의 마이크로폰(point7)을 위치시켰다. 실험 후 각 point의 소음레벨 값을 여러 방법을 이용하여 비교·분석해 보았다.

3. 실험 결과

3.1 기본모델의 소음특성 실험 결과

Fig. 6은 기본모델의 입·출구 소음레벨을 나타내고 있다. 지금까지 발표된 많은 논문에서 알려졌듯이 광대역 소음(broadband noise)보다는 BPF와

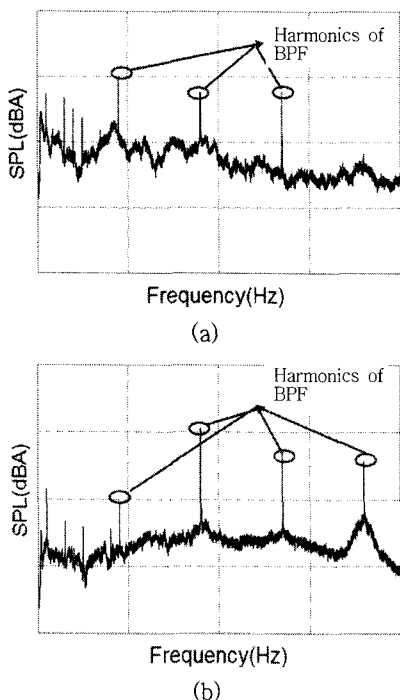


Fig. 6 Spectral analysis of the inlet and outlet noise level at rpm#6 ; (a) point A (inlet), (b) point D(outlet)

BPF의 조화주파수(harmonic frequency)에서 발생하는 소음이 지배적으로 존재하는 것을 알 수 있다^(4,5). 두 그래프를 비교해보면 저주파에서의 광대역소음은 입구방향에서 우세하게 나타나지만, BPF와 그 조화주파수에서의 소음레벨은 입구보다 출구 방향에서 더 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 출구소음에서 18차 성분의 경우 광대역소음과 30 dB가까이 차이가 나기도 한다. 하지만 Fig. 7의 방사소음 측정결과를 보면 BPF와 그 조화주파수에서의 소음 보다는 상대적으로 저주파에 존재하고 있는 1~8차 성분의

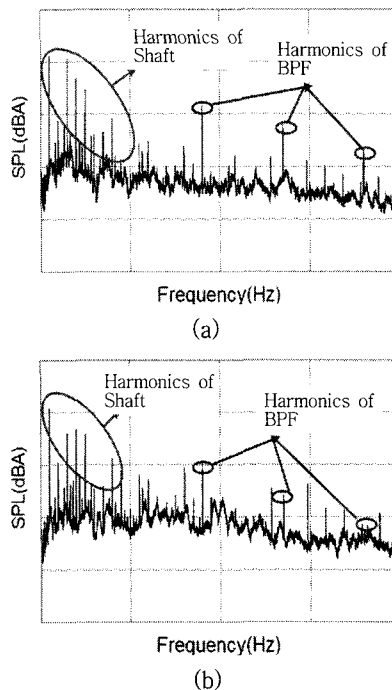


Fig. 7 Spectral analysis of the radiated noise level at rpm#6 ; (a) point C, (b) point H

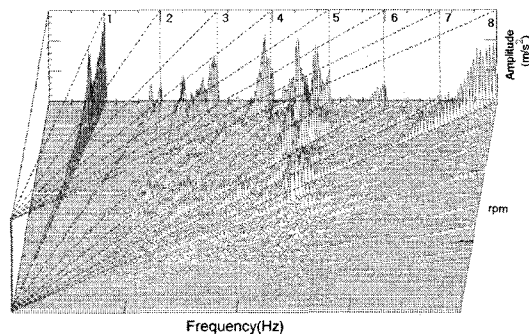


Fig. 8 Vibration analysis at the blower casing

기계적 소음이 더 큰 값을 보이고 있는데, 이는 Fig. 8의 블로워 케이싱에서의 진동 결과를 보면 확인할 수 있다. 그 중에서도 1,3,4,5차의 값들이 대부분 70 dBA 이상의 큰 값을 갖는다. 특히 축의 불균형 (unbalance)에 의해 발생하는 1차 성분의 값이 두 point 모두에서 가장 큰 값을 보인다.

3.2 실험결과

Fig. 9는 기본모델에서 point 1의 rpm#1에서 최대 rpm(rpm#6)까지 6구간의 각 rpm별 소음 스펙트럼을 보여주고 있다. 이 그래프를 통해 블로워의 주된 소음원이 3.1장에서의 결과와 같이, 전 주파수에 고르게 나타나는 광대역소음 보다는 peak성분으로 나타나는 기계적 소음과 날개통과주파수 소음이라는 것을 알 수 있다. rpm이 올라갈수록 그 영향은 더 뚜렷해진다. 이런 결과는 Fig. 10의 waterfall analysis를 통해서도 확인할 수 있다. 블로워가 rpm#6으로 회전할 때, 기계적 소음은 식 (1)에 의해서 계산된 1~8차 성분으로 나타나는데 그 값이 1차는 75 dBA, 2차 성분은 74 dBA, 3차 성분은 77 dBA로 매우 큰 수치로 나타난다. 날개통과주파수 소음은 임펠러가 총 18개의 날개로 이루어진 스플리터형이기 때문에 식 (2)에 의해서 계산된 9,18,27.. 차의 peak 성분으로 나타난다. 일반적으로 18차 성분이 제일 큰 값을 갖는다. rpm#6에서 18차 성분은 67 dBA로 기계적 소음보다는 낮게 나타나는 데, 이런 결과는 모든 point에서 전체적인 레벨의 차이는 조금씩 나타나지만 동일한 경향을 보인다. 결론적으로 전 rpm에 걸쳐서 BPF와 그 조화주파수에 의한 소음보다는 저주파에 분포하고 있는 1~8차의 기계적 소음이 블로워 소음에 더 큰 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다. 결국 이러한 기계적 소음을 줄이는 것이 블로워 방사소음을 가장 효과적으로 저감시킬 수 있는 방법이 될 것이다.

블로워 케이싱의 수정으로 얻을 수 있는 방사소음 레벨의 저감 효과는 Fig. 11과 Fig. 12를 통해 알아볼 수 있다. Fig. 11은 블로워 가속 시 각 point에서의 소음레벨 변화를 기본모델과 개선모델을 비교하여 보여주고 있다. 그리고 Fig. 12는 rpm#6에서 point 1과 point 6에서의 두 모델의 소음 스펙트럼을 비교해 보여주고 있다. 먼저 Fig. 11을 보면 전체적으로 모든 point에서 개선모델의 소음레벨이 낮게

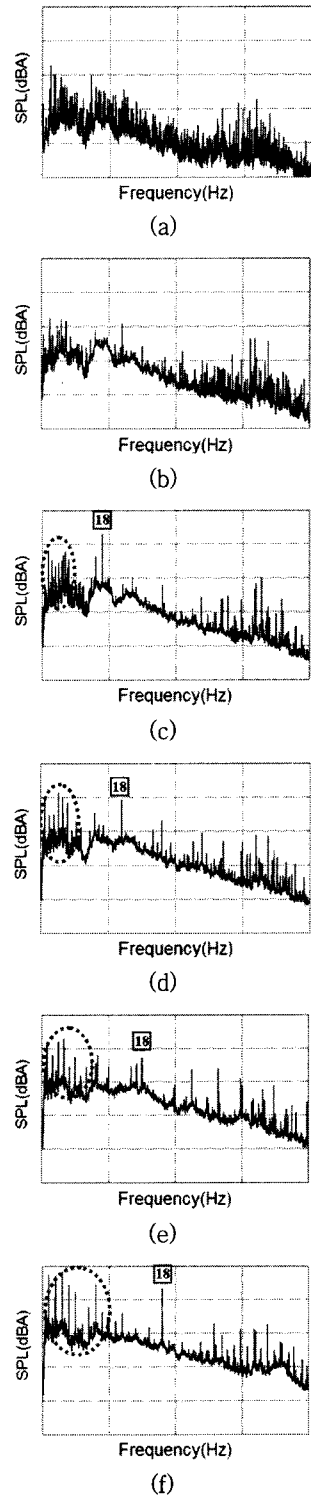


Fig. 9 Spectral analysis at each rpm of the base model ; (a) rpm#1, (b) rpm#2, (c) rpm#3, (d) rpm#4, (e) rpm#5, (f) rpm#6

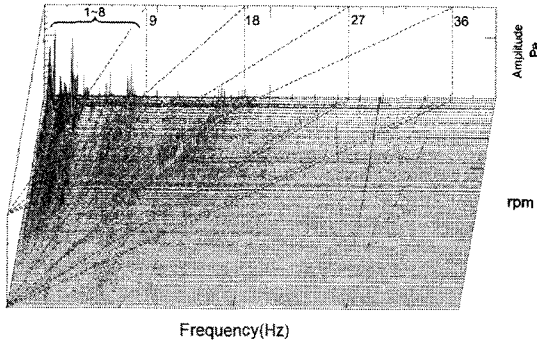


Fig. 10 Waterfall analysis at point 1 of the base model

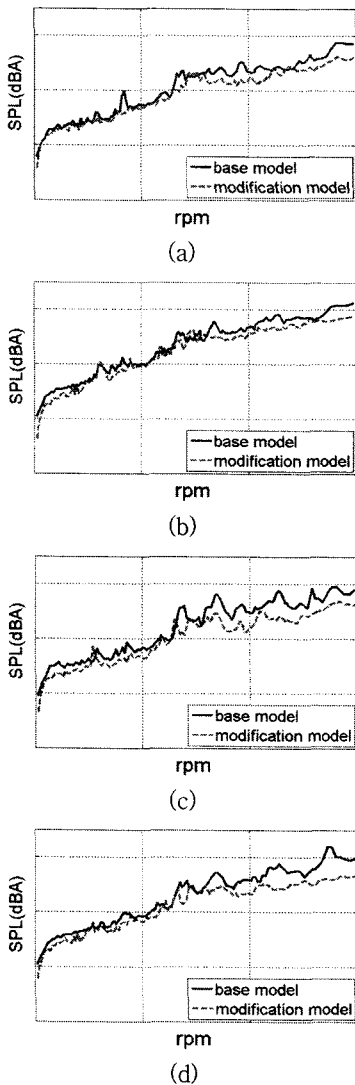


Fig. 11 SPL through the rpm ; (a) point 1, (b) point 3, (c) point 6, (d) point 7

나오는 것을 알 수 있다. 특히 중간 rpm 이상에서의 소음저감 효과가 뚜렷이 나타나고 있다. 방향 별로 살펴보면, 출구 방향인 point 3의 경우 다른 point에 비해 전체적으로 소음레벨이 높게 나오고 소음저감효과도 작게 나왔다. 이는 반대 방향에 있는 point 6과 비교하면 더 뚜렷이 나타난다. Fig. 12의 소음스펙트럼을 통해 좀 더 자세히 살펴보면, point 3의 경우 두 model 간 광대역소음의 차이는 거의 없고, peak 소음만 조금 감소했다. 1차는 8 dBA, 8차는 11 dBA가 감소했다. 반면 point 6은 고주파 부분에서 광대역소음의 저감 정도가 크고 peak 소음도 2차에서 20 dBA, 3차에서 19 dBA 그리고 18차에서 14 dBA 감소해 point 3에 비해 큰 저감 효과를 보여줬다.

Fig. 13과 Fig. 14는 각 rpm에서의 방사소음의 지향성(directivity pattern)을 각 모델 별로 보여주고 있다. 각 point의 위치를 살펴보면, point 1은 운전석 방향에 위치하고 있고, point 4는 차량 전방 그리고 point 5, 6과 point 2, 3은 각각 차량의 좌우방향에 위치하고 있다. 두 그림을 보면 블로워 방사소음레벨이 방향 별로 큰 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이런 차이는 기본모델보다 개선모델에서 더 크게 나타나는데, rpm#4, rpm#5에서 point 3과 point 6의 소음레벨이 10 dBA 이상 차이가 나는 것을 확인할 수 있다.

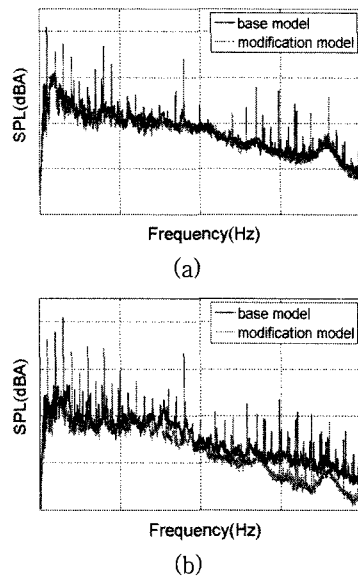


Fig. 12 Spectral analysis comparison between base model and modification model at rpm#6 ; (a) point 3, (b) point 6

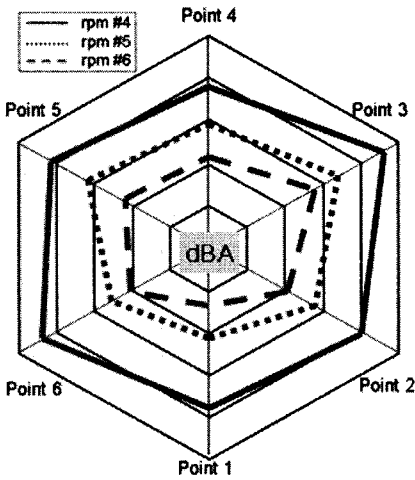


Fig. 13 Directivity pattern of the base model

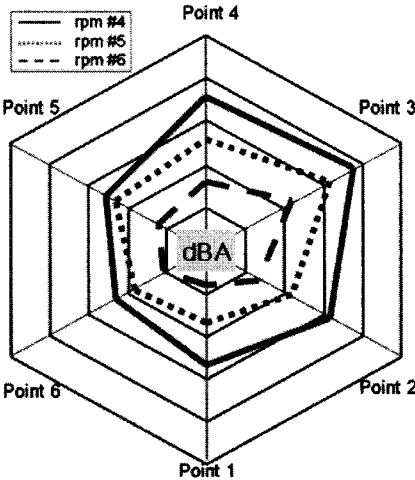


Fig. 14 Directivity pattern of the modification model

Fig. 13과 Fig. 14를 비교해보면 개선모델의 모든 point에서 전체적인 소음레벨이 기본모델에 비해 많이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 특히 point 1,5,6에서의 소음레벨저감이 출력방향의 측정점(point 2,3,4)에 비해 크게 나타났다. rpm#6에서 개선모델의 소음레벨저감 정도를 살펴보면 point 1,5,6은 각각 10~20 dBA 감소한 반면, point 2,3,4는 3~8 dBA 감소하는데 그쳤다. 이는 출력의 소음레벨 자체가 다른 방향에 비해 크기 때문에, 출력과 스택(stack) 사이에 소음기(silencer)와 같은 방음대책이 요구된다. 하지만 원심형 블로워의 경우 그 성능이 출력의 공기흐름에 민감하기 때문에 이에 대한

연구가 먼저 수행되어야 할 것이다.

4. 결 론

이 연구에서는 실험을 통해 블로워 가동 시 블로워의 소음레벨 특성을 알아보고, 수정된 블로워 케이스를 적용해 그 효과도 확인해 보았다.

(1) 블로워의 소음은 광대역 소음보다는 기계적 소음과 날개통과 주파수에 의한 peak소음이 주된 소음원이다.

(2) 기계적 소음에 의해 발생하는 저주파 소음이 기본모델의 경우, 최대rpm(rpm#6)에서 1차는 75 dBA, 2차는 74 dBA 그리고 3차는 77dBA의 값을 갖는다. 이는 공기역학적 소음인 날개통과주파수 소음이나 광대역소음보다 월등히 큰 값이다. 결국 기계적 소음을 줄이는 것이 가장 효과적인 소음저감 방법이 될 것이다.

(3) 개선모델의 실험 결과, 모든 point에서 소음저감 효과를 거둘 수 있었다. rpm별로 보면 중간rpm 이상에서 저감 효과가 두드러지고, 방향별로 보면 출력방향(point 2,3,4)보다는 반대방향(point 5,6,1)에서의 저감이 크게 나타났다. 이는 출력의 소음레벨이 다른 방향에 비해 크기 때문에, 출력 방향의 소음대책이 요구된다.

향후 연구에서는 블로워의 유한요소모델을 이용해 블로워 케이스의 구조변경을 통한 소음저감 방법에 대해 진행할 계획이다.

후 기

이 연구는 산업자원부의 “승용연료전지차량 NVH 설계기술 개발”(과제번호 : 10028994)의 지원으로 진행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Cho, J.-J. and Cho, Y.-S., 1997, “Experimental Investigations on the Noise and Vibration Sources of Electrical Motor”, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 1, pp. 37~42.
- (2) Jeon, W.-H., 2001, “A Numerical Study on

the Acoustic Characteristics of Centrifugal Impeller with Small Added Vane”, KFMA, Vol. 4, No. 1, pp 22~29.

(3) Jeon, W.-H., 2001, “Noise Source and Noise Control of the HVAC System”, KFMA, Vol. 4, No. 3, pp. 119~126.

(4) Koopmann, G. H., Fox, D. J. and Neise, W., 1998, “Active Source Cancellation of the Blade Tone Fundamental and Harmonics in Centrifugal Fans”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 126, No. 2, pp. 209~220.

(5) Jeon, W.-H. and Lee, D.-J., 1998, “An Analysis of the Acoustic Source and Radiation Acoustic Field of Centrifugal Fans”, KFMA, '98 Fluid Machinery Research and Development Conference, pp. 97~104.

(6) Seo, S. H., Kwon, H. K., Lee, C. H., Park, Y. S., 2006, “Noise Reduction of Fuel Cell Vehicle”, KSAE Annual Autumn Conference, pp. 1695~1700.

(7) KS B 6361, 2002, “Method of A-weighted Sound Pressure Level Measurement for Fans, Blowers and Compressors”.