

비등간격 블레이드를 이용한 저소음 쿨링팬 개발

Development of Low-Noise Cooling Fan Using Uneven Fan Blade Spacing

이정한† · 남경욱*
Jeonghan Lee, Kyungook Nam

Key Words : Fan, Noise, Aeroacoustics, Uneven, Blade spacing, Cooling, BPF

ABSTRACT

When unifying the functions of widely used two-fan, engine cooling system into a single unit, the noise and power issues must be addressed. The noise problem due to the increased fan radius is a serious matter especially as the cabin noise becomes quieter for sedans. Of the fan noise components, discrete noise at BPF's (Blade Passing Frequency) seriously degrades cabin sound quality. Unevenly spaced fan is developed to reduce the tones. The fan blades are spaced such that the center of mass is placed exactly on the fan axis to minimize fan vibration. The resulting fan noise is 3~11 dBA quieter in discrete noise level than the even bladed fan.

1. 서론

개인용 컴퓨터의 냉각팬으로 부터 대형 제트 엔진의 압축팬에 이르기까지 축류팬은 그 적용 범위가 매우 넓은 기계 장치이다. 팬은 그 크기에 상관없이 유동을 생성하는 대가로 주변 공기를 교란시켜 공력 소음을 유발하며, 발생하는 소음은 크게 분절음 성분과 광대역 성분으로 나눌 수 있다. 분절음 성분은 회전의 주기성에 의한 것으로 절대적인 크기는 작더라도 특정 주파수에 집중되어 있으므로 불쾌감이 높은 성분이다. 광대역 성분은 넓은 주파수 영역에 걸쳐 골고루 발생하는 소음으로서 바람소리로 인식된다.

차량의 엔진 냉각팬은 회전하는 팬 블레이드가 범퍼, 열교환기 등을 거쳐 불균일해진 유입류와 상호작용함으로써 블레이드 통과 주파수(Blade Passing Frequency; 팬의 회전주파수 X 블레이드 개수) 및 그 하모닉 주파수들에서 분절음이 증폭되어 발생한다. 팬 BPF 성분은 회전체의 주기적 특성이 반영되어 매우 뾰족한 피크들로 스펙트럼상에 나타나며, 차체 및 각종 흡차음재를 투과하여 실내에서 '앵' 하는 이음(異音)으로 감지된다. 특히 차량 및 파워트레인 NVH의 개선과 더불어 실내 소음이 획기적으로 저감됨에 따라 이러한 고주파 이음성 소음은 크기가 작더라도 실내음질을 심각히 저하시킨다

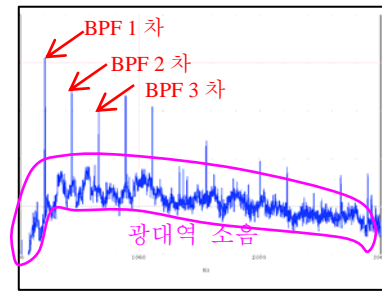


Fig. 1 팬 소음 스펙트럼

최근 개발된 HMC/KMC 차량의 대부분은 효율이 향상된 싱글팬을 적용하고 있다. 싱글팬은 듀얼팬 대비 직경이 약 25% 정도 증대되어 팬 익단 속도 또한 동일하게 증대되었다. 팬 소음은 대체로 블레이드 익단 속도(TIP SPEED; 회전속도 X 반경)의 5승에 비례하므로 이러한 팬 직경의 증대는 팬소음 측면에서는 매우 불리하다. 여러 개의 블레이드를 비등간격으로 배치함으로써 분절음의 원인이 되는 주기성을 감소시키는 비등간격 팬을 개발하였다. 팬 날개를 비등간격으로 배치할 때 가장 큰 문제는 무게중심의 편심에 의한 회전 진동이다. 본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위해 팬 무게중심이 팬의 회전축 상에 존재하는 비등간격 팬을 개발하는 방법을 기술 하였다. 개발된 컴퓨터 프로그램을 이용해 최적의 팬을 설계하고, 이를 엔진룸에 장착하였을 경우 효과를 조사하였다

2. 차량용 쿨링 팬 소음

냉각 모듈은 엔진냉각용 라디에이터 및 콘덴서에 팬 슈라우드가 장착되어 구성되는데, 냉각모듈 단독 상태에서의 팬 소음은 실차 장착상태에서의 팬 소음과 특성이 매우 다르다. 실차 장착시 팬 모듈 전방에는 범퍼, 혼, 라디에이터 그릴 등의 구조물들이 위치

† 이정한; 현대/기아 자동차 기술연구소
E-mail : trojans@hyundai-motor.com
Tel : (031) 368-6463, Fax : (031) 368-5699
* 현대/기아 자동차 기술연구소

하므로 이러한 구조물을 통과한 유동은 팬 날개에 압력변동을 유발시켜 풍절음을 악화시킨다. 차량 장착시 팬 소음을 악화시키는 주요 인자 및 그들의 영향도는 다음과 같다.

2.1 열교환기 전방 구조물

열교환기 전방에는 혼, 범퍼, 라디에이터 그릴 등이 배치되어, 팬으로 흡입되는 유동이 불균하게 된다. 이러한 유동의 불균일성이 팬 블레이드 표면에 주기적인 압력 변화를 일으키게 되며, 팬 소음의 원인이 된다. 열교환기 전방에 수직으로 설치된 직사각형 단면의 빔과 팬간의 거리에 따라 팬 소음이 얼마나 악화되는지를 알아보기 위해 아래 그림과 같이 원리시험을 진행하였다. 빔과 팬간의 거리가 멀수록 유동이 균일성을 회복하여 팬 소음이 작아지는 경향이 있다. 모든 소음 측정은 팬 회전축을 따라 팬 전방 1m 지점에서 실시하였다. 폭이 약 50mm 인 빔의 경우, 팬과의 거리가 30mm 늘어날수록 최대 BPF 성분인 1 차 성분이 4dBA 작아짐을 알 수 있다.

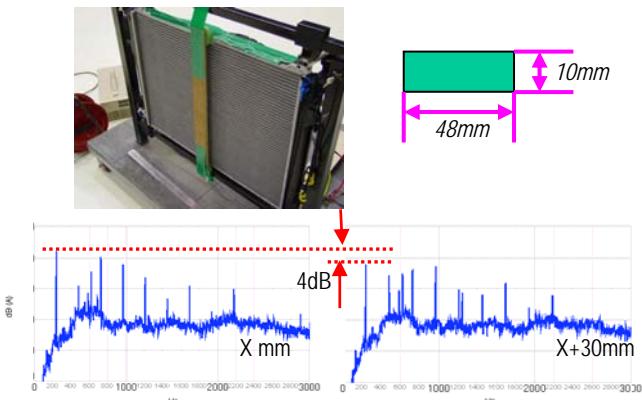


Fig. 2 팬 전방 구조물의 팬과의 거리에 따른 팬 소음 (y-축 간격 : 10dB)

2.2 쉬라우드 형상

팬을 둘러싸고 있는 팬 쉬라우드는 블레이드의 형상을 제외하면, 팬 소음과 가장 밀접한 관계에 있다. 팬 쉬라우드의 형상을 개선하면 매우 큰 소음개선 효과를 얻을 수 있다. 여기서는 차량의 엔진룸 레이아웃의 제약으로 인해 팬이 쉬라우드 내에서 편심되는 경우에 대해 팬 소음의 영향도를 파악하여 보았다. Fig. 3 은 동일한 팬을 서로 다른 쉬라우드에 장착하였을 경우의 팬 소음 차이를 보여주고 있다. 쉬라우드 형상에 따라 최대 BPF 성분이 달라짐을 볼 수 있다. 팬의 위치가 편심된 경우 BPF 1 차 성분이 지배적인 반면, 팬이 중심에 위치한 경우 BPF 2 차 성분이 지배적이다. 전자의 경우, 팬 좌우로 유입되는 유동의 속도차가 큰 것이 1 차 성분의 원인이 된

다면 후자의 경우는 사각형 쉬라우드의 대각선을 중심으로 유동 유입 속도차가 발생하여 대각선의 개수인 2 차 모드에서 소음 발생이 크다

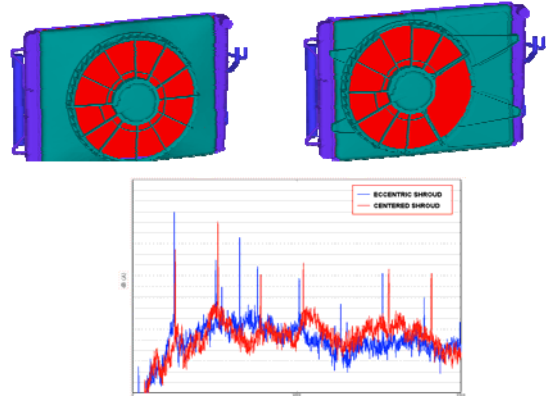


Fig. 3 팬 쉬라우드 형상별 소음 스펙트럼 (y-축 간격 : 3dB)

2.3 팬 및 엔진간 거리

팬 및 엔진간 거리는 팬에 걸리는 공기역학적 부하와 반비례하므로, 간접적인 소음원이 된다. 동일한 팬을 장착한 차량에서 엔진과 냉각팬간 거리가 상이할 때 측정된 소음스펙트럼은 아래 그림에서 보듯이 많은 차이가 발생한다.

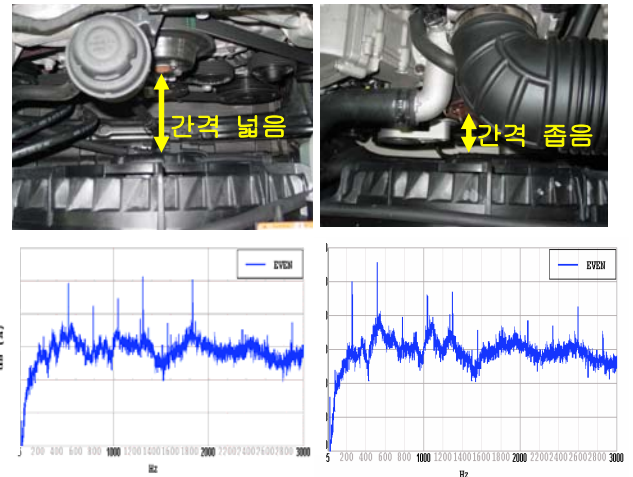


Fig. 4 엔진-팬 간격별 팬 소음

위에서 살펴보았듯이 차량용 쿨링팬 소음은 단품 상태 대비 차량에 장착될 경우 여러가지 제약조건에 의해 악화되는 경향이 있으며, 특히 피크성 BPF 소음이 영향을 받는다. 언급된 내용들은 대부분 차량 엔진룸의 레이아웃과 관련되어 있으며, 이는 차량의 디자인 및 각종 성능들과 직접적인 연관성을 가지므로 설계 변경의 여지가 매우 작다. 이러한 제약하에서 차량의 NVH 성능을 개선하기 위해서는 비등간격 팬의 개발이 필수적이라 하겠다.

3. 비등간격 팬 개발

비등간격 팬 설계를 위해서는 우선적으로 주어진 팬 블레이드 간격에 대해 발생하는 피크치를 예측할 수 있어야 한다. 이를 위해 각 블레이드별 발생 피크를 델타함수로 모델링하여 주파수 영역에서 예측하는 기법을 사용한다. [1]

3.1 팬 소음(BPF) 예측

팬 블레이드의 회전에 의한 소음 신호는 다음과 같이 델타 함수로 정의할 수 있다.

$$p(\theta) = \sum_{i=1}^B \delta(\theta - \theta_i) \quad (1)$$

변수 B 는 날개 개수이며, θ_i 는 각 블레이드의 배치각을 나타낸다. 위 식을 푸리에 변환하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$p(\theta) = \frac{B}{2\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \left[\left(\sum_{i=1}^B \cos(k\theta_i) \right) \cos(k\theta) + \left(\sum_{i=1}^B \sin(k\theta_i) \right) \sin(k\theta) \right] \quad (2)$$

위 식을 통해 각 주파수별 소음 크기를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$A_N = \frac{1}{B} \sqrt{\left(\sum_{i=1}^B \cos(k\theta_i) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^B \sin(k\theta_i) \right)^2} \quad (3)$$

여기서 k 는 정수로서, 각 소음 주파수는 회전주파수에 k 를 곱한 수이다. 데시벨 레벨로 변환하기 위해 아래와 같이 로그를 취한다.

$$dB_N = 20 \log_{10} A_n + C \quad (4)$$

상수값 C 는 레벨을 보정하기 위한 보정치로써 여기서는 40dB 을 사용한다. 위 식을 이용하여 비등간격 팬의 소음을 예측하는 프로그램을 제작하였다. 프로그램의 검증을 위해 실제 제작된 비등간격 팬의 소음과 예측된 소음을 비교하였다.

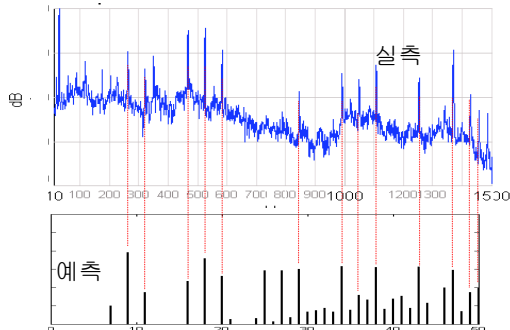


Fig. 5 예측 프로그램 검증 결과

예측된 대부분의 피크값들이 레벨의 차이는 있을 지언정 측정치들에서 나타나고 있다.

3.2 비등간격 팬 설계 프로그램

앞에서도 언급하였듯이 본 연구에서는 팬 진동 문제 방지를 위해 팬의 무게 중심이 정확히 팬 중심에 위치하도록 설계하는 것을 목표로 하였다. 이를 위해서 팬 블레이드 2 개를 발란싱 블레이드로 배치하는 방법을 택하였다. 예를들어 7 블레이드 팬의 경우 5 개 블레이드의 위치를 확정된뒤, 2 개 블레이드를 발란싱 블레이드로서 무게중심을 잡는데 쓰는 것이다. 팬 블레이드의 위치는 2 차원 평면상에서 자유도가 2 이므로 2 개의 발란싱 블레이드를 쓸 경우 대수적으로 해가 존재한다.

블레이드 배치의 제약조건으로는 사출 금형의 조건상 팬을 정면 투영하였을 경우 블레이드간 간섭이 없어야 한다는 것이다. 따라서 블레이드의 폭, 전체 블레이드 개수 등에 의해 블레이드간 최소각도가 결정된다. 해당 프로그램을 실행하면 해당 팬에 대해서 BPF 의 감소량이 큰 순서대로 배열을 해 주므로, 가장 BPF 감소량이 큰 팬을 선택하면 된다.

3.3 비등간격 팬 설계 결과

개발된 프로그램을 이용하여 7-블레이드 팬에 대해 설계를 실시하였다. 7-블레이드 팬의 설계 결과는 다음과 같다. 예측된 최대 BPF 감소량은 (a)형이 5.5dB, (b)형이 4.5dB 이다. 그림의 바 그래프에서 회전수의 7 배수에 해당하는, 동일한 크기의 피크들이 7 블레이드 등간격팬의 BPF 소음 레벨이며, 회전 주파수의 배수로 발생하는 피크들이 설계된 비등간격팬의 예상 피크 레벨이다.

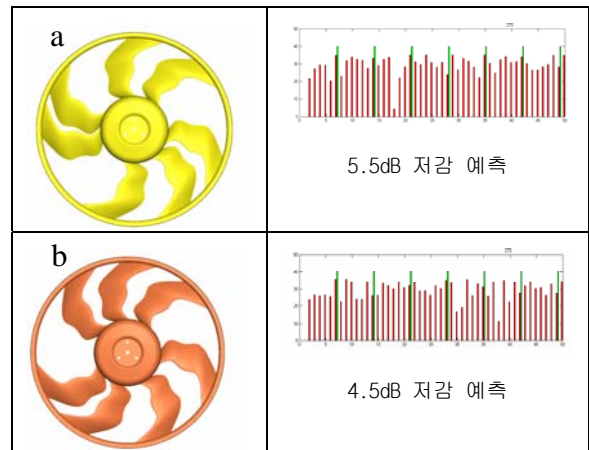


Fig. 6 비등각팬 설계 결과 (7-블레이드)

BPF 최대 성분의 저감량이 가장 큰 팬이 첫 번째 팬이며, 약 5.5dB 의 1 차 성분 저감이 예측되었다. 팬의 양산성과 블레이드간 유동 간섭을 개선하기 위해 최소 블레이드간 간격을 증대시킨 팬이 두 번째 팬이다. 두 번째 팬의 경우 약 4.5dB 의 1 차 성분 저감이 예측되었다.

7-블레이드 대비 풍량을 증대시켜 팬 회전수를

감소시킬 수 있는 8-블레이드 비등각팬을 설계하였으며, 그 결과는 다음 그림과 같다. 각 팬에 대해 순서대로 6.5dB 그리고 5.0dB 의 소음 저감이 예측되었다.

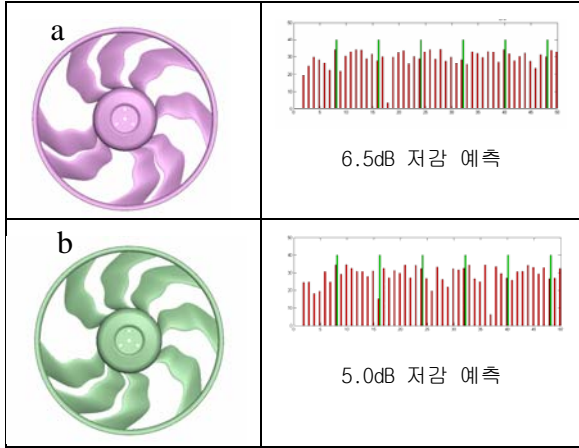


Fig. 7 비등각팬 설계 결과 (8-블레이드)

4. 비등각팬 평가 결과

앞장에서 설계된 비등간격 팬의 소음 저감효과를 시험을 통해 검증하여 보았다. 소음 시험을 크게 단품 및 실차 장착 상태의 두 가지 조건에 대해 이루어졌으며, 실차 적용 시 발생하는 효과를 설명하기 위한 파라미터 시험을 모듈 상태에서 진행하였다. 즉, 앞서 언급된 쉬라우드 형상등의 인자에 대해 비등간격팬이 어떤 특성을 갖는지 알아보기 위해 수행되었다.

4.1 7-블레이드 비등각팬 실험 결과

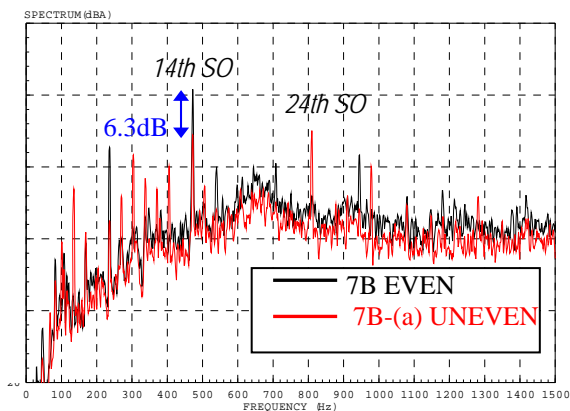


Fig. 8 소음 스펙트럼 비교 (모듈 상태)

개발된 비등간격 팬을 제작하여 소음실험을 수행하였다. 팬 및 쉬라우드에 라디에이터와 콘덴서를 장착한 모듈상태에서의 소음을 측정하였다. 그림 8은 쉬라우드에 7-블레이드 등각팬과 7-(a) 비등각팬을 장착하여 측정한 소음의 스펙트럼이다.

등각팬의 경우보다 최대 BPF 레벨이 6.3dB 개선됨을 알 수 있다. 이러한 레벨 개선과 함께 비등간격팬의 하모닉 성분들이 200Hz 주위의 중/저주파 영역으로 집중되는 현상은 엔진의 아이들 주파수 대역을 이용해 소음을 마스킹할 수 있다는 점에서 추가적인 이점으로 부각된다. 상기 비등간격 블레이드의 경우 회전수의 14 차 및 24 차 성분이 가장 큰 것을 확인할 수 있다.

비등간격팬이 특정 회전성분에서 BPF 를 유발시키는 지 여부는 아래와 같은 방법으로 확인 가능하다. 14 차 성분의 경우 360 도를 14 등분하여 선으로 표시하고, 해당 비등간격팬을 겹쳐볼 경우 블레이드 방위각과 14 개의 선분이 일치하는 경우가 많다면 회전수의 14 차 성분이 높은 값을 갖는 것이다. 비등간격 팬 7-(a)의 경우 그림 9 과 같이 팬 블레이드 방위각이 14 등분선과 일치하는 경우가 많아 14 차 성분이 커지는 것이다. 7 개 블레이드 중 3 개의 블레이드가 14 등분선과 2 도 범위내에서 일치하고 있으며, 1 개의 블레이드는 3 도 범위내에서 일치하고 있어, 14 차 성분에 기여하는 블레이드의 총수는 4 개가 된다



Fig. 9 14 차 회전성분 유발 블레이드

그러나 블레이드에 대한 설명만으로는 14 차 성분과 24 차 성분이 다른 성분보다 월등히 큰 이유를 설명할 수 없는데 이는 사각형 쉬라우드의 형상을 통해 설명이 가능하다. 등각팬이나 비등각팬 모두 회전수 7 차 성분보다는 14 차 성분에서 매우 큰 값을 갖는 것은 사각형 쉬라우드의 영향에 의한 것이다. 즉 사각형 쉬라우드는 두개의 대각선을 중심으로 팬 통과 유동 속도를 변화시키므로 팬 회전시마다 2 차 성분 및 그 배수에 해당되는 짝수 성분들을 증폭시킨다. 실험에 사용된 쉬라우드의 중형비는 1:1.317 로서 대각선을 회전하는 4 블레이드 팬이라고 가정하고, 이를 14 등분 선에 겹쳐 놓으면 3 도 이내에서 이 등분선과 일치하여 14 차 성분이 증폭되는 것을 알 수 있다.

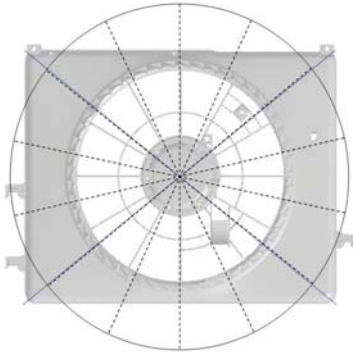


Fig. 10 쉬라우드와 14 등분선

즉, 7-(a) 블레이드의 경우 14 차 성분과 쉬라우드의 형상이 결합되어 증폭되고 따라서 등간격팬의 14 차 성분보다는 유리하나 비등간격팬의 장점을 100% 살리지 못했다고 볼 수 있다.

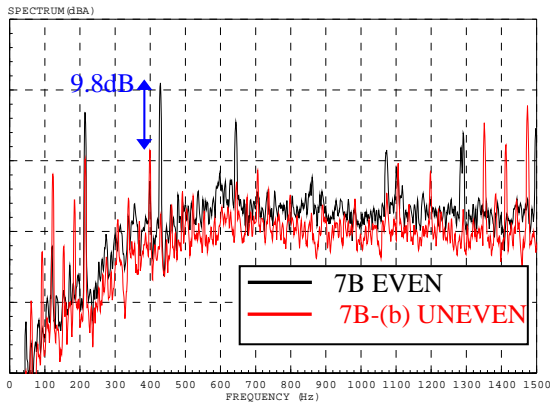


Fig. 11 소음 스펙트럼 비교 (모듈상태)

위 그림은 등각팬과 7-(b) 비등각팬을 장착하여 측정된 소음의 스펙트럼이다. (b)형 비등간격팬의 경우 BPF 2 차에 해당하는 14 차 성분이 크지 않아 전체적으로 (a)형 대비 소음 레벨이 우세한 것을 볼 수 있다. 설계 프로그램의 예측과는 상이하게 이렇듯 사각 쉬라우드에 장착된 팬의 경우 비등간격 7-(b)형이 7-(a)형 대비 우세하다. 팬 모듈 상태에서의 팬 소음은 쉬라우드의 영향이 지배적임을 알 수 있다.

팬을 실차 장착하여 그 특성을 알아보았다. 차량에 7-(b) 비등간격 팬과 등간격팬을 장착하여 비교하였다. 두 팬의 소음을 비교한 결과 비 등간격팬의 BPF 레벨이 11dB 개선됨을 볼 수 있다. 스펙트럼을 살펴보면 비등간격팬의 피크 레벨은 단품 상태의 피크 레벨값을 유지한데 비해 등간격팬의 경우 BPF 레벨이 오히려 단품상태 대비 증가한 것을 볼 수 있다.

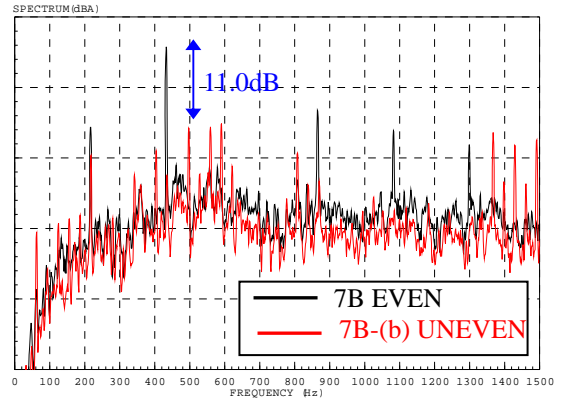


Fig. 12 소음 스펙트럼 비교 (실차장착)

이러한 현상은 실차 장착상태의 팬 유동 유입구조에 기인한다. 아래 그림은 해당 차량의 라디에이터 통과 풍속 분포를 해석을 통해 보여주고 있다. 범퍼 및 라디에이터 그릴의 존재로 인해 팬 유입 유동의 속도 분포가 불균일해짐을 알 수 있다. 이러한 불균일성은 앞에서 언급된 사각 쉬라우드의 대각선 2 차 모드를 더욱 강화하는 것으로서 실차 소음 스펙트럼의 2 차 BPF 가 단품에 비해 강화되는 원인이 된다. 등간격팬의 경우 7 개 블레이드의 성분이 모두 합쳐져 피크 소음의 에너지 레벨을 높이지만, 비등간격팬의 경우 이러한 에너지 증가량이 여러 주파수로 분산되어 피크 소음 증가량이 제한적이다.

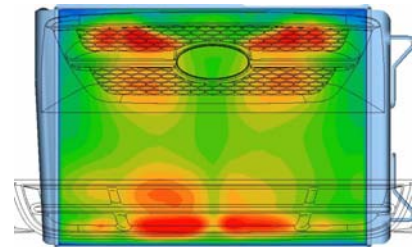


Fig. 13 라디에이터 통과 풍속 분포

4.2 8-블레이드 비등각팬 실험 결과

2.1 장에서 언급되었던 직사각형 단면의 빔 설치에 의해 비등간격 팬의 소음이 어떠한 영향을 받는지 알아보기 위해 모듈상태에서의 소음을 멤버의 유무에 따라 측정하였다. 아래 그림 14 는 8-블레이드 비등간격 팬을 모듈 상태로 장착하고 서포트 멤버의 유/무에 따른 소음 스펙트럼을 보여주고 있다. 8-블레이드 비등각팬의 경우 빔 장착시 12 차 회전 성분이 약 13dB 증가하여 가장 큰 증가량을 보이고 있다. 이 수치는 8-블레이드 등각팬의 증가량인 16.4dB (그림 2)에 비하면 작은 양이지만 매우 큰 증가량이다.

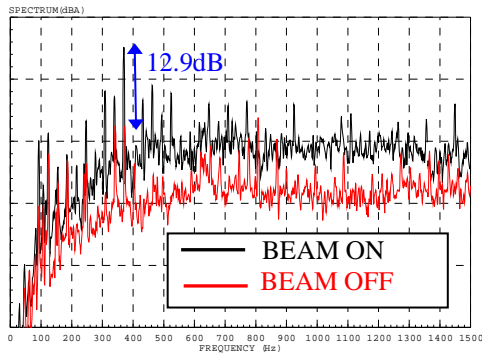


Fig. 14 소음 스펙트럼 비교 (8B-(a) 비등각팬)

특이할 만한 사항은 멤버 장착에 의한 피크 증대치가 회전 12 차를 중심으로 짝수 성분에서 매우 크다는 점이다. 팬 블레이드가 고정되어 있고 멤버가 회전하는 좌표계를 생각해 보면, 멤버는 마치 2 블레이드 팬의 모드를 갖게되며, 회전수 곱하기 2의 주파수를 중심으로 그 하모닉들인 4, 6, 8, 10, 12, ... 차에서 피크를 발생시키므로 짝수 블레이드와 상관관계가 높다. 따라서 이러한 경우 비등각 블레이드는 홀수의 블레이드를 이용하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있다.

아래 그림은 8B-(a) 블레이드를 실차 장착하여 8-블레이드 등간격팬과 소음을 비교한 것이다. 등간격팬 대비 최고 BPF 레벨이 약 3.2dB 개선된 것을 볼 수 있다. 이 수치는 그러나 7 블레이드 비등각 팬에 비해서는 열세한 수치이다.

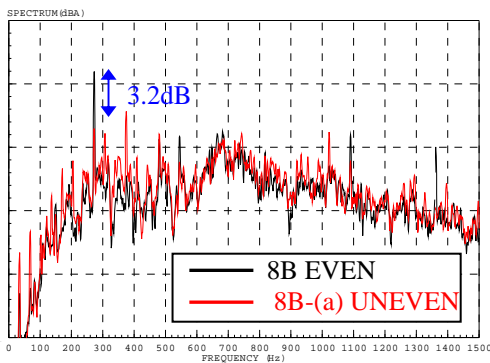


Fig. 15 소음 스펙트럼 비교 (실차상태)

다음 그림은 8B-(b) 비등각팬을 실차 장착하여 8-블레이드 등간격팬과 소음을 비교한 것이다. 등간격팬 대비 최고 BPF 레벨이 약 3.6 dB 개선된 것을 볼 수 있다. 8-블레이드 비등각팬의 경우, 팬의 짝수 성분과 쉬라우드 및 라디에이터 서포트 멤버 등의 짝수 성분과 상호작용하여 7 블레이드 비등각팬에 비해 소음 저감 효과가 비교적 적었다.

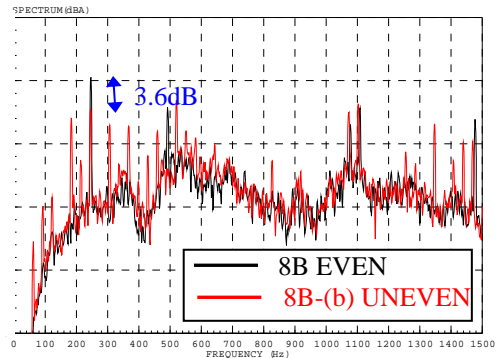


Fig. 16 소음 스펙트럼 비교 (실차상태)

5. 결론

차량 엔진 냉각 및 A/C 용 팬 소음을 개선할 수 있는 비등각 블레이드 팬을 개발하였다. 비등각 블레이드 배치에 의한 편심을 최소화할 수 있도록 무게 중심이 정확히 팬 중심에 위치하도록 설계하였다. 설계된 비등각팬을 제작하여 단품 및 실차 실험한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 쿨링팬의 비등각 블레이드 배치를 통해 실차 소음을 크게 저감하여 비등각 팬의 경우 동일 풍량의 등간격팬에 비해 최대 11dB의 소음개선효과를 얻었다.

(2) 비등각 팬은 단품 상태에서보다 실차 장착시 더 큰 효과를 얻을 수 있었으며, 이는 비등각 팬 특유의 음향 에너지 분산효과에 의한 것으로서 팬 소음을 증대시키는 전방 구조물의 영향에 덜 민감하기 때문이다.

(3) 7 및 8 개의 블레이드를 가진 비등각팬을 평가한 결과, 짝수 블레이드보다 홀수 블레이드 팬이 우수한 것으로 나타났으며, 이는 팬 쉬라우드 등의 구조물이 유입 유동에 짝수 차수의 회전 모드를 유발시키기 때문이다.

참고 문헌

(1) F. Farassat, G. P. Succi, 1983, The Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise, Vertica Vol 7, No.4, p 309-320.

(2) S. Akaike, K. Kikuyama, M. Kitada, K. Kuwayama, 1996, Study of Rotational Noise Reduction for Axial Flow Fan, JSME International, Series. B, Vol. 39, No. 3.

(3) J. Lee, K. Cho, S. Lee, 2000, Application of Acoustic Analogy to Automotive Engine-Cooling Fan Noise Prediction, AIAA Journal 38, p 1095-1098.