

# 순음성 소음의 분산을 위한 부등간격 블레이드 설계 연구

전세종\* · 김완기\*\* · 윤종학\*\* · 한성수\*\* · 성형진\*\*\*  
(1999년 8월 4일 접수)

## Design of Unequally-Spaced Blade Arrangement for Tonal Noise Reduction

Sejong Chun, Wan Gi Kim, Jong Hack Yoon, Sung Soo Han and Hyung Jin Sung

**Key Words :** Fan Noise(팬소음), Unequally-Spaced Blade(부등간격 팬), Pressure Wave Model(압력파 모델)

### Abstract

A numerical simulation was made to delineate the re-distribution of tonal noise generated from the equally-spaced blade passing frequency (BPF). A pressure-wave model was employed to analyze the tonal noise. An optimal solution for diversifying the tonal peak noise was obtained by rearranging the unequally-spaced blade angles. This was based on the fact that the noise energy is transferred from BPF to the neighboring frequency band. A limit condition for the minimum blade angle spacing was imposed. The unbalancing problem was also considered to avoid the weight bias.

### 기호설명

$B$  : 팬 블레이드 개수  
 $C$  : 블레이드 각도 변화량의 계수  
 $d_k$  : 주파수 성분  $k\theta$  의 에너지 크기  
 $E$  : 목표소음레벨과 예측소음레벨의 차이  
 $e_k$  :  $k$  번째 조화수의 예측소음레벨  
 $e$  : 예측소음레벨  
 $e'$  : 수정된 예측소음레벨  
 $e_m$  : 목표소음레벨  
 $e_m'$  : 수정된 목표소음레벨  
 $f$  : 주파수  
 $N$  : 최소사승법의 최대 계산 영역  
 $n$  : 조화수(harmonic number)  
 $P$  : 블레이드 끝단(tip) 압력  
 $\bar{R}$  : 팬의 원점에서 질량중심까지의 거리  
 $S$  : 최소사승법을 이용한 평가함수  
 $SPL$  : 스펙트럼 레벨  
 $\Delta$  : 수정량

$\epsilon_k$  :  $k$  번째 조화수의 목표소음레벨과  
 예측소음레벨의 차이  
 $\Theta$  : 블레이드 각도 벡터  
 $\Theta'$  : 수정된 블레이드 각도 벡터  
 $\theta_j$  : 블레이드 각도  
 $v$  : 목표소음레벨 변화량의 계수  
 $\lambda_k$  : 평가함수  $S$  의 계수  
 $\Omega$  : 회전수(rpm)

### 1. 서론

전철 및 지하철 전동차 소음 문제 중 최근 대두되는 문제는 견인전동기 냉각팬에서 발생하는 소음이다. 전동차의 고속 운행시 냉각팬에서 발생하는 주 소음은 순음성 소음(monotone noise)으로서 이의 해결 방안이 제기되어 왔다. 발생하는 순음성 소음을 줄이기 위하여는 고속 팬에서 발생하는 소음 에너지를 감소시키거나 혹은 소음 에너지를 여러 주파수 대역으로 분산시켜 블레이드 통과 주파수(BPF: blade passing frequency)대역의 순음성 소음을 줄여야 한다.

견인전동기 냉각팬의 소음도(annoyance)는 배경 소음보다 블레이드 통과 주파수(BPF)와 그의 정수 배(harmonics)로 이루어진 회전 소음(rotational noise)이 훨씬 크기 때문에 문제시된다. 이 문제를 해결하기 위해 냉각팬의 블레이드를 부등간격으로

\* 한국과학기술원 기계공학과

\*\* 대우중공업

\*\*\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : hisung@cais.kaist.ac.kr

TEL : (042)869-3027 FAX : (042) 869-5072

배열하면, 블레이드 통과 주파수에 해당하는 에너지를 인접 주파수의 에너지 성분으로 분산시킬 수 있다. 에너지 성분이 분산될 경우 블레이드 통과 주파수대의 소음 레벨이 낮아지고 이는 회전 소음의 감소로 이어진다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서 수행하고자 하는 연구방법은 냉각팬의 블레이드를 부등간격으로 배열했을 때 회전 소음이 전 주파수 대역에 고르게 분산되어 순음성 소음을 줄이는 것이다. 냉각팬의 회전 소음은 블레이드 끝부분에서 발생하는 압력 변동에 주로 의존하는 것으로 알려져 있다.<sup>(2)</sup> 그러므로, 압력과 모델(pressure wave model)을 이용하여 블레이드 통과 주파수와 그의 정수배에 해당하는 회전 소음 레벨을 예측하고자 한다.<sup>(2)</sup> 회전 소음은 냉각팬의 블레이드 부등간격 각도 배열에 의해 분포 양상이 달라지므로, 압력과 모델에 의한 예측 소음 레벨과 목표 소음 레벨의 차이를 최소화방법에 의해 최소화함으로써 최적의 회전 소음 분포를 얻고자 한다. 또한, 냉각팬이 적절한 풍량을 유지하도록 부등간격 각도 설계 시 최소간격 각도 조건(limiting condition)을 부과하여 최적의 부등간격 각도 배열을 설계하고자 한다. 끝으로, 부등간격 배열로 인하여 발생하는 하중 불균형 문제(weight unbalance problem)도 고려하였다.

## 2. 연구 방법

팬 블레이드 끝단(blade tip)에서는 회전 속도가 크고 팬 블레이드의 상하면에 작용하는 압력의 차이가 크며 순음성인 소음이 블레이드 끝단에서 생성되는 것으로 알려져 있다.<sup>(2)</sup> Akaike 등<sup>(2)</sup>은 블레이드 통과(blade passage) 내의 압력 분포를 조사한 결과, 블레이드의 압력면(pressure side)에서는 압력이 증가하고 흡입면(suction side)에서는 압력이 급격히 감소함을 밝혔다. 팬에서 문제시되는 순음성의 성분은 팬 블레이드의 통과에 의한 주파수(BPF)에 해당하는 소음 성분으로 팬 블레이드 끝단에서 일어나는 주기적인 압력 변동과 관련이 있다.<sup>(2)</sup>

각각의 블레이드에 대하여 사용되는 압력파의 일반적인 모델은 예측되는 소음 스펙트럼에서 여러 조화 주파수들(harmonics)의 상대적인 세기를 결정한다. 0도부터 360도 사이의 블레이드의 각도에 해당되는 위치에서 크기 1인 펄스를 가함으로써 수학적으로 모델링하는 방법이 알려져 왔으며, 계산 및 실험에 의해 블레이드 통과 주파수(BPF)의 경향을 잘 나타내는 것으로 알려져 있다.<sup>(2)</sup>

압력과 모델은 블레이드 각도  $(\theta_i, i=1,2,3,\dots,B)$ 에 해당하는 펄스 파형을 델타 함수에 의해 식 (1)과 같이 나타내며 Fig. 1에 한 예를 보여주고 있다.

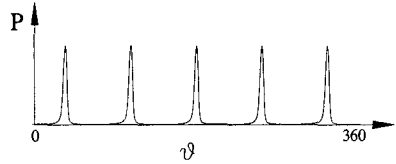


Fig. 1 Pressure wave model

$$P(\vartheta) = \sum_{j=1}^B \delta(\vartheta - \vartheta_j). \quad (1)$$

식 (1)을 분해하여 푸리에 급수로 전개하면,

$$P(\vartheta) = \frac{B}{2\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^N [(\sum_{j=1}^B \cos(k\vartheta_j)) \cos(k\vartheta_k) + (\sum_{j=1}^B \sin(k\vartheta_j)) \sin(k\vartheta_k)] \quad (2)$$

이고, 각 주파수 성분  $k\theta$ 에 대한 크기를 구하면,

$$d_k = \frac{1}{B} \sqrt{(\sum_{j=1}^B \cos(k\vartheta_j))^2 + (\sum_{j=1}^B \sin(k\vartheta_j))^2} \quad (3)$$

이다. 이를 다시 데시벨 단위로 환산하면,

$$e_k = 20 \log_{10} d_k + C \quad (4)$$

이 되며, C는 실험 결과에 계산된 소음 레벨을 비교하기 위해 도입된 상수이다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서 팬 소음 중 회전 소음 성분을 감소시키기 위한 방법으로서 팬 블레이드를 부등간격으로 배열하는 방법을 제시하고자 한다.<sup>(1,2)</sup> 부등간격으로 팬 블레이드를 배열하기 위한 방법으로서 부등간격 블레이드를 배열하는 일련의 기준을 정하고 블레이드의 부등 간격을 재배열하는 방법<sup>(3)</sup> 과 최소화방법을 적용하여 부등간격 각도를 계산하는 방법<sup>(1)</sup>이 있다. 본 연구에서는 수리적인 접근이 가능한 부등간격 각도 계산법을 적용하기로 한다. 최소화방법을 적용하여 최적화하고자 하는 목적은 팬 블레이드 통과에 의한 예측 소음 레벨을 전 주파수대에 걸쳐 고르게 만드는 것이다. 예측 소음 레벨은 압력과 모델로부터 도출된 식 (4)로 표현되는 스펙트럼 레벨이다. 반면, 목표 소음 레벨은 설계하고자 하는 팬의 최종 목표로 하는 스펙트럼 레벨이다. 본 연구에서는 예측 소음 레벨을 감소시키기 위해 목표 소음 레벨과 예측 소음 레벨을 구하여 그 차이를 최소화시킴으로써 부등간격 각도를 얻는 방법을 택하였다.<sup>(2)</sup> 부등간격 각도 계산법을 통해 얻은 예측 소음 레벨이 목표 소음 레벨과 같을 때까지 반복 계산하는 것이 필요하다.

B개의 블레이드를 가진 팬에 대해서 블레이드 각도를  $\theta_j, j=2,3,\dots,B$ 라고 하자. 이때, 첫 번째 블레이드 위치를 0도로 기준하여 블레이드 각도를 정한다면 항상  $\theta_1 = 0$ 이다. 부등간격 블레이드 각도를 계산하기 위해 등간격 블레이드 각도

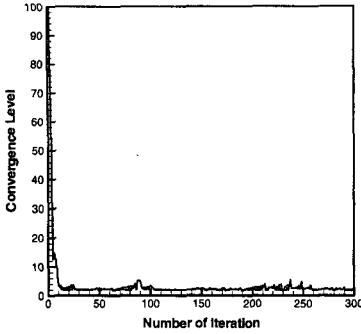


Fig. 2 Convergence level (B=5)

에서부터 시작하면,

$$\theta_j = 2\pi(j-1)/B \quad (5)$$

이 되고, 블레이드 각도  $\theta_j$ 는 식 (1)~(4)에 의해 정의되는 압력과 모델을 가지고 예측 소음 레벨  $e_k, k=1,2,\dots,N$ 을 계산할 수 있게 된다. 여기서, N은 각도 계산법에서 계산되는 조화수의 개수 (number of harmonics)이며 최소자승법의 최대 계산 영역이다. 벡터식으로 나타내면,

$$e = \{e_1, e_2, \dots, e_N\}^T \quad (6)$$

이고, 벡터  $e$ 를 다음 식에 의해 수정된 예측 소음 레벨  $e'$ 를 정의하자.

$$e' = e + C\Delta\theta. \quad (7)$$

이 때,  $e'$ 는

$$e' = \{e'_1, e'_2, \dots, e'_N\}^T \quad (8)$$

이고, 계수 C는

$$C = [c_{kj}], \quad c_{kj} = \frac{\partial e_k}{\partial \theta_j} \quad (9)$$

이다. 예측 소음 레벨과 수정된 예측 소음 레벨의 관계식 (7)에서 계수 C와  $\Delta\theta$ 가 쓰이는 이유는 식 (1)~(4)에서 예측 소음 레벨이 블레이드 각도  $\theta_j$ 에 의해 계산되어지기 때문이다.  $\Delta\theta$ 는 식 (7)에서 구하여야 할 미지수이고 블레이드 각도 벡터  $\theta$ 의 수정되어야 할 양이다. 만약, 각도 계산법에 의해  $\Delta\theta$ 가 구해진다면,

$$\Theta' = \theta + \Delta\theta \quad (10)$$

에 의해 수정된 블레이드 각도  $\Theta'$ 을 구할 수 있다. 단,

$$\theta = \{\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_B\}^T \quad (11)$$

$$\Delta\theta = \{\Delta\theta_2, \Delta\theta_3, \dots, \Delta\theta_B\}^T \quad (12)$$

이다. 목표 소음 레벨을

$$e_m = \{e_{m1}, e_{m2}, \dots, e_{mN}\}^T \quad (13)$$

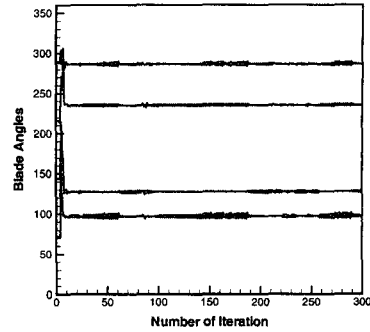


Fig. 3 Convergence of unequally-spaced blades

Table 1 Comparison of the present result with that of Segawa et al<sup>(1)</sup>

	B=5				
Segawa et al.	98.4°	29.0°	108.3°	51.8°	72.5°
Present Study	97.80°	28.06°	109.26°	51.23°	73.64°
Error	0.61°	3.24°	0.89°	1.10°	1.57°

이라 두면, 예측 소음 레벨과 목표 소음 레벨의 차이인  $e_m - e$ 가 나타난다. 목표 소음 레벨도 각도 계산법 내에서 스스로 조정될 수 있도록 하기 위해

$$e' - e'_m = C\Delta\theta - \nu\Delta e_m - (e_m - e) \quad (14)$$

라 두자.  $\Delta e_m$ 은 목표 소음 레벨을 수정하기 위한 양이고,  $\nu$ 는 이의 계수로서

$$\nu = \{\nu_1, \nu_2, \dots, \nu_N\}^T \quad (15)$$

로 정의된다.

본 연구에서는 예측 소음 레벨을 목표 소음 레벨에 접근시키는 것이 목표이다. 따라서, 예측 소음 레벨과 목표 소음 레벨 간의 오차  $E$ 를 다음과 같이 생각하자.

$$E = e' - e'_m = \{e_1, e_2, \dots, e_N\}^T \quad (16)$$

정의된 오차  $E$ 의 최소 자승식을 정의하면,

$$S = \sum_{k=1}^N \lambda_k |e_k|^2 \quad (17)$$

$$\lambda_k = \frac{|e_{mk} - e_k|}{\epsilon_0} \quad (18)$$

$$\epsilon_0 = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (e_{mk} - e_k)^2} \quad (19)$$

이다. 식 (17)에서 정의되는 S를 최소값으로 만드는  $e_k$ 를 찾기 위해서는 S를  $e_k$ 에 대해 미분하여야 한다.  $e_k$ 는

$$e' - e'_m = C\Delta\theta - \nu\Delta e_m - (e_m - e) \quad (20)$$

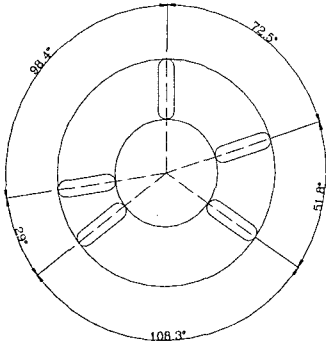


Fig. 4 Unequally-spaced blades(B=5)

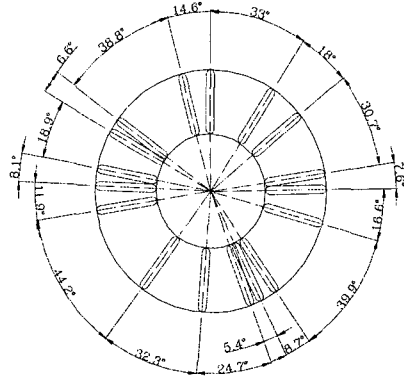


Fig. 6 Unequally-spaced blades (B=17, N=34)

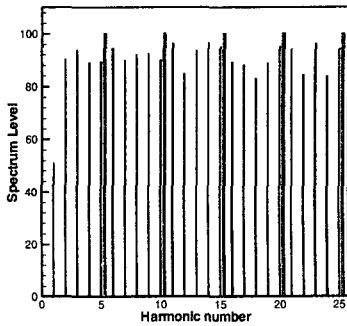


Fig. 5 Comparison of spectrum levels(B=5)

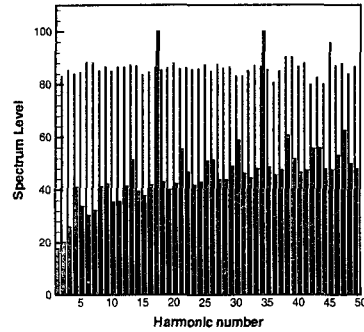


Fig. 7 Comparison of spectrum levels (B=17)

의 한 원소이고, 미지수  $\Delta\theta$ ,  $\Delta e_m$ 의 함수이므로  $S$ 를  $\Delta\theta$ 와  $\Delta e_m$  각각에 대하여 편미분하여야 한다.

$$\frac{\partial S}{\partial \Delta\theta_j} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial \Delta e_m} = 0 \quad (j = 2, 3, \dots, B) \quad (21)$$

식 (21)을 정리하면 행렬식이 얻어지며 행렬식의 미지수  $\Delta\theta$ ,  $\Delta e_m$ 를 계산하여 부등간격 각도를 얻기 위한 수정량을 구한다.

### 3. 연구결과

본 연구에서 채택한 부등간격 각도 계산법을 검증하기 위하여 블레이드 수가 5인 등간격 팬으로부터 최적의 부등간격 팬 블레이드의 각도를 계산하여 기존 문헌 자료<sup>(1)</sup>의 결과와 비교하였다. 각도 계산법에 의한 결과값과 기존 문헌의 결과가 오차 3.25% 이내로서 잘 일치한다. 각도 계산법으로부터 계산된 부등간격 각도는 Fig. 3과 Table 1에 잘 나타나 있다. Fig. 2에서 반복 계산 회수 20 이상부터는 일정값으로 수렴하는 것을 알 수 있다. Fig. 4에 부등간격 블레이드 형상을 나타내고 있다. Fig. 5에 설계된 부등간격으로부터 압력과 모델을 적용한 결과를 나타내었다. Fig. 5에서 가로축

은 조화수(harmonic number)로서 회전수(rpm)에 비례하는 주파수로 항상 변환 가능하다.

$$f = \frac{nB\Omega}{60} \quad (22)$$

여기서,  $f$ 는 주파수이고,  $n$ 은 조화수,  $B$ 는 팬 블레이드의 개수 그리고  $\Omega$ 는 회전수(rpm)이다. 세로축은 스펙트럼 레벨로서 압력과 모델로부터 계산된다. 그림에 나타나는 조화수는 팬의 단품 상태의 소음 스펙트럼에서 보여지는 피크치(peak value)들로서 블레이드 통과 주파수(BPF) 및 그의 조화 주파수(harmonic frequency)를 나타낸다.

그림과 같이 등간격 팬의 경우 매 5 조화수마다 주기적인 피크치가 나타나지만, 부등간격 팬에서는 등간격 팬일 경우 블레이드 통과 주파수에 해당하는 조화수에 인접한 조화수로 소음 에너지가 분산되어 이동된다. 예를 들어, 등간격 팬일 때 블레이드 통과 주파수에 해당되는 조화수에서 100dB인 소음 에너지가 존재한다면 부등간격 팬 설계에 의해 인접한 조화수로 에너지가 분산되어 블레이드 통과 주파수에서 85dB 정도인 소음으로 감소된다. 스펙트럼 레벨의 최대값을 살펴보면 등간격 팬의 100dB에서 부등간격 팬의 96dB로 4dB 정도 감소되는 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 위의 결과를 바탕으로 B=17일

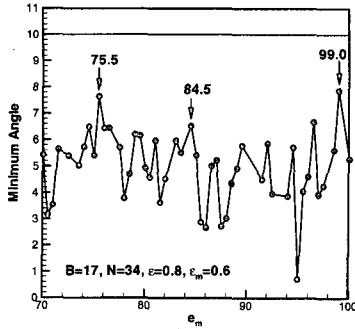


Fig. 8 Minimum angle requirement

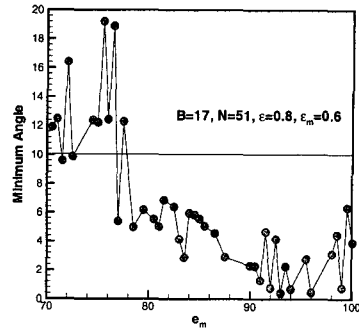


Fig. 9 Minimum angle requirement

Table 2 Total spectrum level

	Equal blades	B=17
Total SPL (dB)	103.01	103.81

때 부등간격 각도를 계산하였다. 부등간격 각도 계산시 최소자승법의 계산 적용 범위는 블레이드 수(B)의 두 배인 N=34로 정하였다. Fig. 6은 B=17인 경우에 계산된 부등간격 각도 계산에 의한 웬 설계 형상을 나타낸다. Fig. 7은 부등간격 각도 배열로부터 압력과 모델을 이용하여 등간격 웬과 부등간격 웬의 조화수(harmonic number)에 따른 스펙트럼 레벨을 나타낸다. Fig. 7에서 두껍게 나타낸 부분은 등간격 웬의 경우이고, 가늘게 나타낸 부분은 부등간격 웬의 경우이다. 그림으로부터 부등간격 웬의 경우 17번째와 34번째 조화수에 집중되던 스펙트럼 레벨이 인접한 다른 주파수에 해당되는 조화수로 분산되었다. 이는 웬 블레이드의 부등간격 각도 배열이 블레이드 통과 주파수에 집중되는 소음 에너지를 다른 주파수 영역으로 분산시키는 효과가 있기 때문이다.<sup>(1)</sup> 본 연구에서 확인된 피크값의 감소는 약 4~5dB 정도이다.

웬에서부터 발생하는 하중 소음에 의한 소음 에너지는 스펙트럼 레벨(spectrum level)을 적분한 값으로부터 구할 수 있다. 각 조화수에서 스펙트럼 레벨을  $SPL_i$ 으로 정의하면,

$$SPL_{total} = 10 \log_{10} \left( \sum_{i=1}^N 10^{\frac{SPL_i}{10}} \right) \quad (23)$$

이고, 이 결과를 계산하여 정리하면, Table 2와 같이 주어진다. 등간격 웬을 부등간격 웬으로 설계하여도 전체 스펙트럼 레벨에는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 부등간격 웬의 설계는 블레이드 통과 주파수 대의 소음 에너지를 인접한 다른 주파수대로 분산시켜 줌으로써 최대 소음 스펙트럼 레벨을 낮출 수 있다. 그러나, 전체 소음 에너지의 양을 감소시키지는 않음을 알 수 있다.

부등간격 각도 설계를 통해 순음성 소음이 효

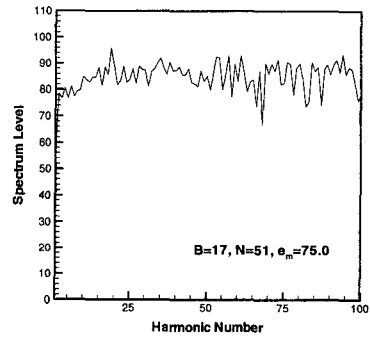


Fig. 10 Best case with the minimum angle requirement

과적으로 잘 분산됨을 알 수 있다. 그러나, 이 방법은 웬 블레이드의 두께를 무시한 매우 이상적인 가정하에서 각도를 설계하기 때문에 블레이드 두께 이내에 해당되는 각도가 제시될 경우 블레이드 통로(blade passage)가 너무 좁을 가능성이 있다. 웬의 풍량 성능을 고려해 보면, 블레이드와 블레이드 사이의 각도 간격이 너무 작으면 유체가 블레이드 통로를 통과하기 어려워지고 기본적으로 요구되는 송풍량을 내지 못하게 된다. 블레이드 통로를 확보하여 유체가 원활히 지나갈 수 있도록 하기 위해서는 부등간격 각도에 최소 각도의 제한 조건을 부여할 필요성이 있다. 본 연구에서는 블레이드 사이의 최소각도간격을 정의하여 각도를 설계하는 방법을 제안하고자 한다.

최소각도간격은 유체가 블레이드 통로를 통과하기 위해 설정하는 블레이드와 블레이드 사이의 최소 각도로서 정의된다. 본 연구에서는 블레이드 사이의 최소 각도를 10도로서 설정하고 문제 접근을 시도하였다. 문제 접근을 위해 본 연구에서는 프로그램의 구조를 변경하지 않으면서 목표소음레벨  $e_m$ 을 조절하였다. 즉,  $e_m$ 을 조절하면서 최소 각도 간격을 만족시키는  $e_m$ 을 찾았다. 최소각도 간격을 고려 하기 위해 B=17, N=34일 때의 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서 최대인 최소각도는

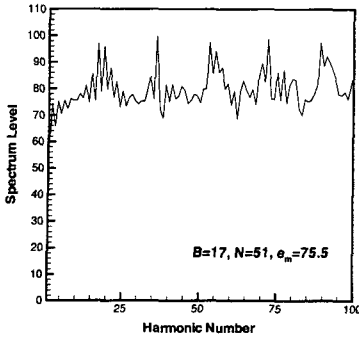


Fig. 11 Worst case with the minimum angle requirement

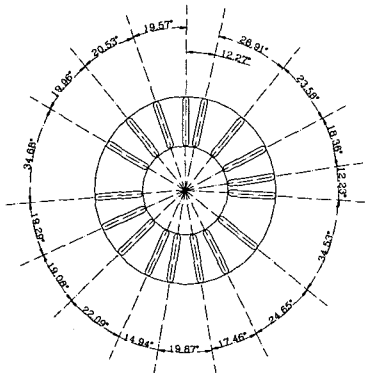


Fig. 12 Unequally-spaced blades (B=17, N=51)

$e_m=75.5, 84.5, 99.0$  dB 인 경우 7~8도 사이에 있는 것으로 나타났다. 그러나, 이 결과는 미리 설정한 최소각도 10도를 넘지 못함을 알 수 있다. 이를 해결하기 위하여 최소자승법이 적용되는 범위를 증가시켰다. 일례로서, Fig. 9에서와 같이 최소자승법이 적용되는 범위를 블레이드 수의 3배수인  $N=51$ 로 정의하여 나타내었다. 그림에서 본 바와 같이, 목표 소음 레벨  $e_m$  이 70~80dB 일 때 최소각도 간격이 대부분 10도를 초과하였다. 최소각도 간격이 10도를 넘는 경우에 대하여 자세히 조사하면, 소음 에너지가 적절히 분산될 뿐만 아니라, 뚜렷이 주기적인 스펙트럼 레벨을 가지면서 최소각도 간격을 만족시키는 경우도 관찰된다. Fig. 10에는 최소각도간격을 만족시키면서 스펙트럼이 고르게 분포된 결과를, 그리고 Fig. 11에는 스펙트럼 레벨이 주기적으로 분포된 결과를 각각 보여주고 있다. Fig. 10에서는 목표소음 레벨이  $e_m=75.0$ dB로서 최소각도 간격이  $12.23^\circ$ 이었고, Fig. 11은  $e_m=75.5$ dB로서 주기적인 피크를 보이며 대체로 등간격 스펙트럼 분포를 이루었다. 그러므로, Fig. 9에서 얻은 최소각도 간격을 고려한 결과들 중에서도 압력과 모델을 적용하여 모든 가능한 경우에 대해 소음에너지의 분산 여부를 확인하여야

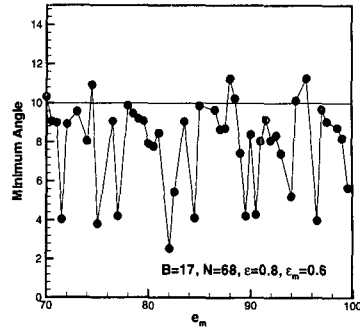


Fig. 13 Minimum angle requirement

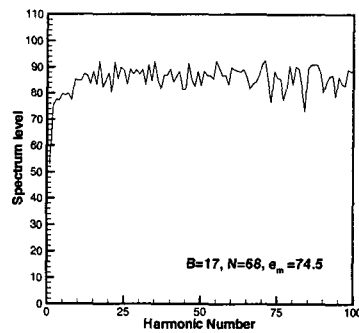


Fig. 14 Spectrum level

Fig. 10과 같이 최적의 부등간격 각도 설계를 하는 것으로 사료된다. 이에 해당되는 설계 웬의 형상은 Fig. 12에 도시되어 있다. Fig. 6의 웬의 형상과는 달리 배열된 각도들의 분포가 고르게 나타난다.

웬 블레이드 수의 4배수인 경우에 대해서도 계산하여 Fig. 13에 나타내었다.  $B=17, N=68$ 일 때의  $e_m$ 의 변화에 따른 부등간격 최소각도의 결과는  $B=17, N=51$ 인 경우에 비해 최소각도간격 10도를 넘는 결과가 많지 않다. 그렇지만, 압력과 모델로 조사한 결과 대체로 최소각도간격을 만족하면서 스펙트럼 레벨이 고른 결과를 얻었다. Fig. 14과 Fig. 15에서는  $e_m=74.5$  dB일 때의 최소각도 간격을 고려한 결과를 보여준다. 조화수 대비 스펙트럼 레벨이 비교적 평탄한 분포를 보여주고 있으며,  $B=17$  그리고  $N=51$ 일 때의 결과와 마찬가지로 부등간격 웬 블레이드의 배열이 고르게 되어 있음을 보여준다. 최소각도간격을 고려한 부등간격 각도 설계를 통해 등간격 웬과 동일한 풍량을 내면서도 순음성의 소음이 분산된 부등간격 웬을 설계할 수 있음을 보여주고 있다.

한편, 등간격 웬에서 발생하는 순음성의 소음을 감소시키기 위하여 부등간격 웬으로 설계했을 경우에 문제되시는 것은 냉각 웬의 편심 하중에 의한 불균형 문제이다. 웬에서 발생하는 하중 불균형은 냉각 웬을 전동기 내에 설치하고 5000rpm



간격 각도를 설계하였다. 팬 형상의 간단한 모델을 통하여 편심량을 계산한 결과 편심량에 있어서는 본 연구의 결과가 기존 팬보다 편심량이 상당히 적은 것으로 나타났다. 그러므로, 본 연구에서 제시되는 방법은 팬에서 발생하는 순음성의 소음을 분산시키려는 목적으로는 설계 비용과 시간 면에서 효과적인 것으로 사료된다.

### 후 기

본 연구는 (주)한국철도차량의 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

- (1) Segawa, Y., Shiohata, K. and Fujisawa, F., 1992, "Calculation Method to Control the Noise of Unequal Blade Spacing Arrangement," Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Vol. 48, ser. B, pp. 1223~1228.
- (2) Akaike, S. and Kikuyama, K., 1996, "Study of Rotational Noise Reduction for Axial Flow Fan," JSME int. J., ser. B, Vol. 39, pp. 590~596.
- (3) Mellin, R.C. and Sovran, G., 1970, "Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors," Trans. ASME, ser. D, Vol. 92, pp. 143~154.
- (4) Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. Sound Vib., Vol. 1, No. 3, pp. 302~322.
- (5) Morfey, C.L., 1973, "Rotating Blades and Aerodynamic Sound," Vol. 28, No. 3, pp. 587~617.
- (6) Duncan, P.E. and Dawson, B., 1974, "Reduction of Interaction Tones from Axial Flow Fans by Suitable Design of Rotor Configuration," J. Sound Vib., Vol. 33, No. 2, pp. 143~154.
- (7) Duncan, P.E. and Dawson, B., 1975, "Reduction of Interaction Tones from Axial Flow Fans by Non-uniform Distribution of the Stator Vanes," J. Sound Vib., Vol. 38, No. 3, pp. 357~371.