

설계 파라미터 변경에 의한 고속 버스용 엔진 냉각 팬의 저소음화 연구

A Study on the Noise Reduction of the Engine Cooling Fan of a Express Bus by Modification of Design Parameters

이 유 엽† · 조 용 구* · 이 충 휘** · 오 재 응***

You-Yub Lee, Yong-Goo Joe, Choong-Hwi Lee and Jae-Eung Oh

(2002년 5월 15일 접수 : 2003년 3월 13일 심사완료)

Key Words : Discrete Frequency Noise(이산 주파수 소음), Broadband Noise(광대역 소음), Blade Passage Frequency(BPF, 날개 통과 주파수), Sound Intensity(음향 인텐시티), Taguchi Method(다구찌 기법), SN Ratio(SN비)

ABSTRACT

This paper suggests the noise reduction method of the engine cooling fan. The fan noise contribution to the OASPL of engine room was estimated and the noise source was identified for the rotating fan by sound intensity method. And the program for predicting the noise spectrum of axial flow fan was also developed. The radiated acoustic pressure is expressed in terms of discrete frequency noise peaks at BPF and its harmonics and the line spectrum at the broad band by the proposed noise generation mechanisms. In this paper, it is shown that the comparison of the measured and calculated noise spectra of fan validates the noise predicting program. And this paper presents the characteristics of the fan noise in order to modify the design parameters. Accordingly, the design parameters were determined for the noise reduction of the fan.

1. 서 론

소음이 주요 환경 문제로 대두되면서 송풍기, 압축기 등과 같은 공력 기계류의 소음을 저감하기 위한 노력이 절실히 요구되고 있다. 특히 국내외의 자동차 소음 규제가 점차로 강화됨에 따라 기존에는 2차 소음 원으로 간주되었던 엔진 냉각 팬이 주요 소음원으로 인식되고 있다. 이 중 대형 차량의 소음 저감 연구는 타 승용차에 비하여 그 결과가 미비하여 이에 대한 연구가 시급한 실정이다.

팬 소음 저감 연구를 위해서는 팬 소음 특성을

파악하고 다양한 설계 변수와 팬 소음간의 관계를 규명하는 것이 선행되어야 한다. 팬 소음에 대한 초기 연구는 팬 소음 특성을 파악하기 위한 것이 주를 이루었으며 팬 소음을 예측하기 위한 연구는 1970년대부터 활발히 이루어져 왔다. 특히 Wright⁽¹⁾, Fukano⁽²⁾의 팬 소음 예측 이론은 팬 소음 저감 연구의 기반이 되었다. 또한 1990년대 Wu⁽³⁾는 차량용 팬의 저소음화를 목적으로 소음 스펙트럼을 예측하는 논문을 발표하였다. 최근에는 팬 소음 특성을 파악하기 위하여 CAA(Computational Aero-Acoustics)가 활발히 연구되고 있다. 이러한 방법은 음향학적 해석 및 예측에 있어서의 신뢰성은 인정되나, 시간 및 비용 면에서 제약을 가지고 있어, 다수의 설계 변경에 의해 팬 소음 특성의 변화를 알아보기에는 실용적이지 못하다. 그러므로 본 연구의 목적은 팬 설계 변수 변경에 따른 팬 소음 예측이 용이한 프로그램을 개발하고 신뢰성 있는 저소음 설계 기법을 적용하여

† 책임저자, 정회원, 한양대학교 자동차공학과
E-mail : yylee@chonnam.ac.kr

Tel : (02)2290-0452, Fax : (02)2299-3153

* 정회원, 한양대학교 대학원 자동차공학과

** 한양대학교 대학원 자동차공학과

*** 정회원, 한양대학교 자동차공학과

팬의 저소음화 기법을 제안하는 데에 그 주안점을 둔다.

본 연구에서는 고속 버스 엔진부에서의 팬 소음의 기여정도를 음향 인텐시티 기법을 이용하여 평가하고, 모형 팬 실험을 통해 팬 형상 면에서 주요 소음원을 규명하였다. 또한 팬 소음 중 주성분으로 분류되는 날개 통과 주파수(BPF)와 그의 조화 주파수에 의한 소음과 광대역 소음 중 중·저주파 역에서 크게 나타나는 난류 경계층층 소음(turbulent boundary layer noise)을 중심으로 팬 구동시의 소음 스펙트럼 예측 프로그램을 개발하고 다구찌 기법(Taguchi method)을 적용하여 팬 단품의 저소음 설계 사양을 제시하였다.

2. 팬 소음 특성 및 예측 방법

2.1 축류형 팬 소음 특성

축류형 팬의 소음은 발생 기구에 따라 크게 회전 에 의해 발생하는 이산 주파수 소음(불연속 주파수 소음, discrete frequency noise)과 비회전 소음인 광대역 소음(broadband noise)으로 분류된다. 이산 주파수 소음은 비정상 유체의 유입, 난류 및 날개 근처의 구조물들에 의해 발생한 와류가 날개에 상호 작용하여 발생한다. 이 소음의 스펙트럼 특성은 날개 통과 주파수(BPF, blade passage frequency)와 그 조화 주파수대(harmonic components)에서 뚜렷한 피크를 나타내며 저주파수대에서 지배적이다.⁽⁴⁾ 이산 주파수 소음이 발생하는 기본 주파수 BPF는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$BPF = (V_r \times N) / 60 \quad (1)$$

여기서, V_r 은 회전수(rpm), N 은 날개 수이다.

광대역 소음은 주로 날개 후단(trailing edge)에서의 와홀림(vortex shedding)과 선행 날개의 선단(tip)에서 발생한 와류가 뒤따라오는 날개에 부딪히면서 발생하는 경우와 유동 상단에 설치된 구조물에서 발생된 2차 와류 등에 기인한 것이다. 이 소음의 특징은 스펙트럼상에서 정점을 가지고 완만하고 넓게 형성되어 있으며, 중·고주파수대에서 지배적이다. 이와 같은 소음들이 복합되어 소음 스펙트럼 상에 반영되며, 날개의 형태, 작동 조건 등에 따라 각 소음 성분의 기여도가 달라지므로 결과적으로 소음

스펙트럼도 다양한 형태를 나타내게 된다.

2.2 축류형 팬 소음의 예측

(1) 이산 주파수 소음의 예측

팬의 방사 음압은 회전하는 날개에 의해 유체에 작용하는 힘에 비례하므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$sp = -\frac{1}{4\pi} \nabla_x \cdot \left[\frac{\vec{F}}{R} \right]_r \quad (2)$$

여기서, sp 는 방사된 음압이며, ∇_x 는 x 축의 gradient, R 은 관측자와 소음원 사이의 거리, $[\]_r$ 는 시간 지연 $\tau (= t - R/c)$ 에서의 값을 의미한다. \vec{F} 는 회전 날개에 의해 유체에 가해지는 힘이다.

방사 음압을 날개의 각 부분에서 방출되는 압력 펄스의 중첩된 값이라고 가정하면 방출 시간과 위상에 따라 방사 음압이 대수적으로 감소하는 양상을

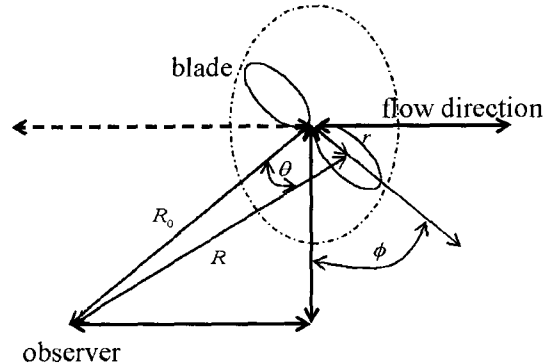


Fig. 1 Schematic of an axial flow fan in a free field

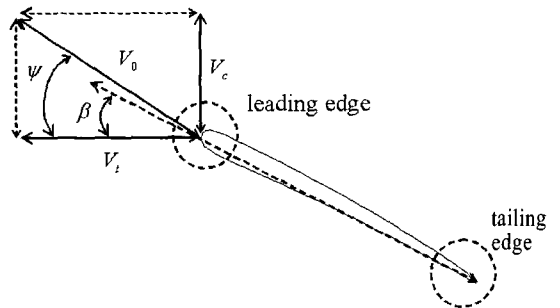


Fig. 2 Schematic of the incident flow on an airfoil

된다고 볼 수 있다. 또한 \vec{F} 는 현의 단위 길이당 양력 F_L 에 비례하므로 방사 음압은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$sp = \iint \frac{R_0 \xi \alpha F_L (\sin \psi \cos \theta \sin \phi + \cos \psi \sin \theta)}{4\pi R (1 - e^{-2\pi \alpha r / B})} \times \sum_{k=0}^{\infty} b_k \cos(kB\phi) \times \text{Re} \left[\sum_{n=0}^{\infty} a_j \left(i \frac{2\pi j B f_0}{c} - \frac{1}{R} \right) e^{-i2\pi j B f_0 (t - R/c)} \right] \vec{n} \cdot d\vec{A} \quad (3)$$

여기서, ξ 는 코드 길이에 의한 변수, B 는 날개 수이다. J 는 날개 특정 부분에서의 유입각, α 는 압력 펄스의 감소율, r 은 반경, ϕ 는 위상각이다.

ϕ 가 $k=0$ 에서만 0이 아닌 값을 갖고 날개 반경 r 에 대하여 $R \gg r$ 이며, $\theta \rightarrow 90^\circ$ 인 경우, 식 (3)으로부터 다음의 식 (4), 식 (5)와 같은 음압 예측 값이 도출된다.

$$sp = \sum_{j=0}^{\infty} \text{Re}(SP_j e^{-i2\pi j B f_0 t}) \quad (4)$$

식 (4)의 SP_j 는 방사 음압의 스펙트럼을 의미하며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$SP_j = \int_{r_0}^{r_1} \frac{\xi B^2 F_L \alpha r \cos \psi \sin \theta}{8\pi^2 R_0} (1 - e^{-2\pi \alpha r / B}) \left(i \frac{2\pi j B f_0}{c} - \frac{1}{R_0} \right) \times \frac{(2 - \delta_{0j}) e^{i2\pi j B f_0 \sqrt{R_0^2 + r^2} / c}}{(\alpha r)^2 + (jB)^2} dr \quad (5)$$

여기서, δ_{jk} 는 크로네커 델타(kronecker delta)를 의미한다.

(2) 광대역 소음의 예측

Wright에 의해 제시된 난류 경계층 소음의 피크 주파수는 무차원 변수 스트로홀 수(strouhal number, S_t)를 이용하여 표현된다.

$$f_{pi} = S_t (V_i / a) = S_t \{ N / (\rho_a)_{actual} \} \quad (6)$$

여기서, V_i 는 날개 선단의 속도, a 는 날개의 코드 길이(chord length), $(\rho_a)_{actual} (= a / 2\pi r_i)$ 는 actual chord solidity, r_i 는 날개의 반경이다. S_t 의 값은

0.8~1.0 범위의 값이며, 날개의 폭에 대한 두께의 비율에 따라 약간씩 변화한다. 날개의 폭에 대한 두께의 비율이 5% 정도인 일반 현에서는 $S_t \cong 1.0$ 이다.

Wright는 축류형 회전익에 대한 여러 번에 실험 측정 결과로부터 난류 경계층 소음의 피크 레벨에 대한 수식을 다음과 같이 도출하였다.

$$SPL = 10 \log \frac{\Delta f V_i^2 (e^{0.46\alpha} / \alpha^2) T_r^2 \sin^2 \sigma}{R^2 a B} - 30 \text{ dB(N, m)} \quad (7)$$

여기서, Δf 는 피크로부터 20 dB 낮은 레벨을 갖는 주파수 밴드의 폭, α 는 날개의 입사각(incidence angle), T_r 는 날개에 가해진 총추력, σ 는 관측점의 elevation angle, R 은 관측거리, B 는 날개 개수이다.

날개에 가해지는 총 추력을 알기 어려운 경우는 양력계수(lift coefficient)로부터 대략적으로 계산할 수 있다.

$$T_r = 0.5 \rho A V_i^2 C_l \quad (8)$$

$$A = 0.33 B \cdot a \cdot r_i \quad (9)$$

$$C_l = 2\pi\alpha \quad (10)$$

즉, 총추력은 양력계수 C_l , 유체의 밀도 ρ , 날개의 면적 A 로부터 계산된다.

3. 음향 인텐시티 기법

음향인텐시티⁽⁵⁾는 단위 면적을 통과하는 에너지 유동률로서, 주어진 위치에서 방사되는 음향 에너지에 대한 크기와 방향을 나타내는 벡터량이다. 어느 특정한 r 방향의 인텐시티 I_r 은 단위시간 동안에 전파 방향에 수직인 단위면적을 통하여 흐르는 에너지로서 음압과 입자속도의 시간 평균으로 정의할 수 있다.

$$I_r = \frac{dE}{dt \cdot dA} = \overline{p \cdot \vec{u}} \quad (11)$$

Fig. 3은 인텐시티 측정을 위한 두개의 마이크론 사이의 미소 체적에서의 압력 변화를 보여준다. 입자 속도 u 는 뉴-튼 제2법칙에 의해 측정된 음압

간의 근사식으로 표현되므로 음압 p 와 입자 속도 u 는 다음과 같이 표현된다.

$$p(r,t) \cong \frac{1}{2} \{p_1(t) + p_2(t)\} \quad (12)$$

$$u(r,t) \cong -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (13)$$

음압과 입자 속도는 푸리에 변환의 정의에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt = \frac{1}{2} \{P_1(f) + P_2(f)\} \quad (14)$$

$$U(f) = \int_{-\infty}^{\infty} u(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt = -\frac{1}{j\omega\rho\Delta r} \{P_2(f) - P_1(f)\} \quad (15)$$

음향 인텐시티는 주파수 영역에서, 상호 스펙트럼 함수로 표현되므로 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_{pu} = E[P(f)^* \cdot U(f)] \quad (16)$$

여기서, *는 공액 복소수, $E[\]$ 는 집합평균을 의미한다.

식 (14)와 (15)를 식 (16)에 대입하여 정리하면 음향 인텐시티는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$I_r(f) = -\frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \int \frac{\text{Im}[G_{p_1 p_2}(f)]}{f} df \quad (17)$$

즉, 음향 인텐시티는 상호스펙트럼함수의 허수부(imaginary part)를 측정함으로써 계산된다.

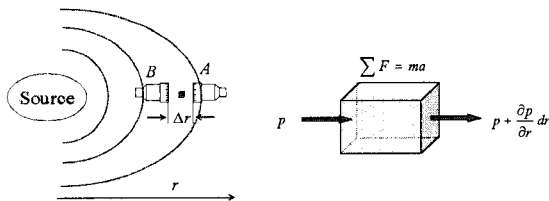


Fig. 3 Extremely small volume between two microphones

4. 다구찌 실험 계획법

실험 계획법은 원하는 정보를 얻기 위하여 실험을 어떻게 하면 좋은가를 통계적 방법으로 설명하여 주는 것이다. 다구찌 실험 계획법^(6,7)은 종래의 실험 계획법에 강건설계(robust design)의 개념을 도입하여 응용·확장한 것으로서 잡음에 대한 오차를 없애거나 줄이려는 목적보다는 잡음의 영향을 받지 않으려는데 그 목적이 있다. 즉 제어할 수 있는 영향력이 강한 인자를 찾아내어 이 인자들의 영향력을 최대로 하여 잡음의 영향력을 최소로 하는 것이 다구찌 실험 계획법이다. 강건설계에 필요한 기법이 S/N(signal/noise)비다.

$$\begin{aligned} \text{S/N비} &= \text{신호의 힘} / \text{잡음의 힘} \\ &= \text{모평균 제곱의 추정값} / \text{분산의 추정값} \end{aligned}$$

즉 다구찌 기법에서는 실험으로 얻은 특성치를 변형 특성치, S/N비로 환산하여 요인 분석을 행하며, 특성치가 작을수록 바람직한 경우 식 (18)의 식을 이용하여 변형 특성치를 계산한다.

$$\begin{aligned} \eta &= 10 \log \frac{1}{\sigma^2} = -10 \log \sigma^2 \\ \sigma^2 &= \frac{1}{n} (y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2) \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, η 는 S/N비, y_1 는 특성치를 의미한다.

실험 계획법에 의한 실험의 순서는 다음과 같다. 실험의 목적이 설정되면, 이를 평가하기 위한 특성치를 선택한다. 실험에 있어서 실험에 직접 취급되는 요인을 인자(factor)라고 부르며 실험을 하기 위한 인자의 여러 가지 조건을 인자의 수준(level)이라고 한다. 인자와 수준이 설정되면 실험 횟수를 최소화하기 위해 직교 배열표에 의해 실험을 배치하여 실시한다. 직교 배열표는 인자의 조합 수와 수준에 따라 선택한다. 분산 분석과 요인 효과 분석을 이용해 선택한 각 인자의 특성치에의 유의성과 인자들의 최적 조합을 찾아낸다.

5. 실험 및 시뮬레이션

5.1 실차 엔진부에서의 웬 소음도 평가

(1) 실험 조건 및 장치

대상 차량인 고속 버스의 엔진 부에서 음향 인텐시티를 이용하여 Table 1과 같은 세가지 상태에서 웬 소음 정도를 평가하여 보았다.

실험 차량의 인텐시티 측정 구간은 60 cm × 160 cm이며, 구간 내의 구성은 중앙의 엔진 블록을 기준으로 좌측 상단에 흡기관(intake hose), 하단에 얼터네이터(alternator), 좌측 끝에 에어컨 컴프레서(air-conditioner compressor)가 위치하고 있으며, 라디에이터(뒤)와 냉각 웬(앞)은 엔진 우측에 있다. 실험 장치는 Fig. 4와 같이 구성하였다.

(2) 웬 소음도 평가

Fig. 5의 (a)~(f)는 실험 격자 내에서, Table 2의 각 상태 별 관심 주파수에서의 인텐시티 등고선도이다. Fig. 5의 (a), (c), (e)는 웬 주파수에서의, (b), (d), (f)는 엔진 주파수에서의 각 등고선도이다.

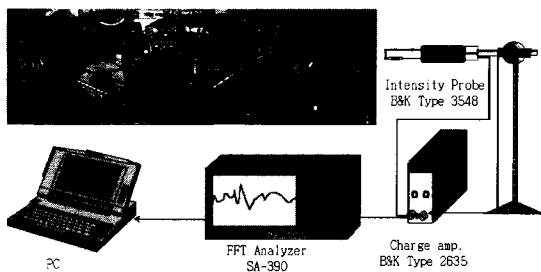


Fig. 4 Experimental set-up

Table 1 Test conditions

	Idling rpm	Normal rpm	Maximum rpm
Engine	500	1500	2160
Fan	687	2061	2967

Table 2 Peak frequencies of engine and fan

	Idling rpm	Normal rpm	Maximum rpm
Engine freq.*	24 Hz	75 Hz	103 Hz
Fan freq.(BPF)	100 Hz	308 Hz	437 Hz

* Engine frequency $\frac{\text{Engine rpm}}{60} \times \frac{a}{2}$, a=기통 수

측정 구간을 웬이 위치한 부분과 그 외의 구간으로 나누어 볼 때, 그 크기가 각 관심 주파수에 대하여 웬과 웬 외 엔진부의 구간으로 뚜렷하게 구분됨을 볼 수 있다.

또한 측정 구간을 웬 부위(우측 60 cm × 60 cm)와 웬 외 엔진부(60 cm × 100 cm)로 나누어, 측정된 인텐시티 값으로부터 중간값을 보정(interpolation)하여 각 상태별 음향 파워 레벨(L_w)을 구하여 Fig. 6에 나타내었다. 아이들 상태에서는 타 엔진부와 웬의 소음도가 비슷한 정도로 나타났으나 구동 속도가 증가함에 따라 타 엔진부에 대한 웬의 소음 정도가 점차로 커지는 양상을 확인할 수 있었다. 한편 인텐시티 최대크기의 경우도 아이들시에는 엔진주파수에서 63

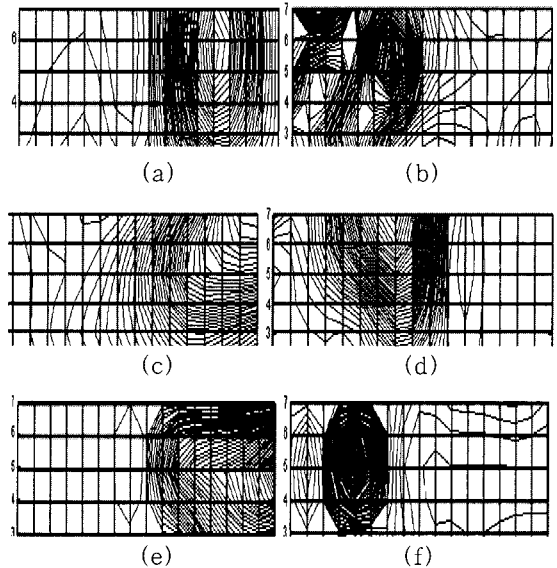


Fig. 5 Intensity contour at the engine room (a),(b) with the idling rpm, (c),(d) with the normal rpm, (e), (f) with the max. rpm

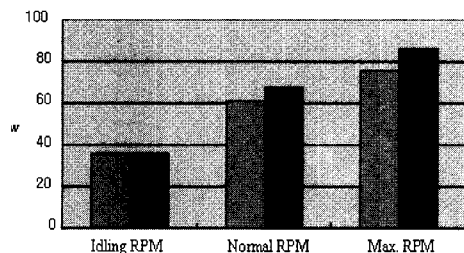


Fig. 6 Comparison of the sound power levels (hatched) : Engine part, (solid black) : Fan part

dB, 팬주파수에서 49 dB인 반면에 최대회전수에서는 각각 84 dB, 87 dB로 팬의 증가 정도가 심하다.

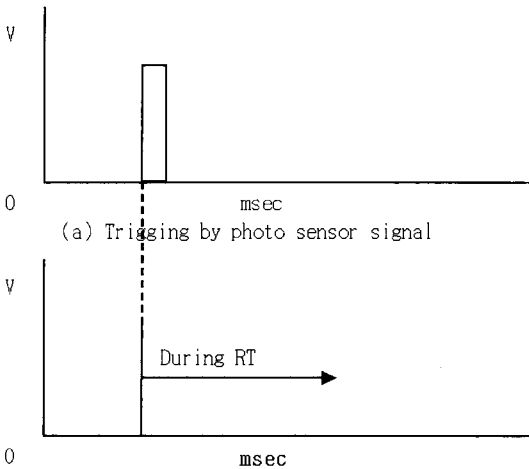
5.2 팬 형상 면에서의 소음원 규명

(1) 축류형 팬의 동기화

팬 회전 시 팬 형상 면에서의 소음원을 규명하기 위하여 광센서와 타코미터를 이용하여 시·공간적인 동기화(trigger)를 수행하였다.⁽⁸⁾

(2) 음향 인텐시티 측정을 통한 팬 소음원 규명

동기화 수행을 위해 팬 장치에 광센서를 부착하고 인텐시티 측정 실험을 실시하였다. 실험 장치는 Fig. 4의 장치와 동일하며, 실험 대상 팬은 Fig. 8과 같다. 소형 팬은 날개 3개, 직경 30 cm이며, 대형 팬은 날개 8개, 직경 70 cm이며, 타코미터로 측정한 팬의 회전 속도는 각각 1,042 rpm, 1,785 rpm이다. 대형 팬의 경우 기하학적인 대칭성을 고려하여 팬 면적의 1/2에 대하여 실험을 수행하였다. Figs. 9, 10은 대상 팬의 인텐시티 측정 결과이다.



(a) Triggering by photo sensor signal
(sound pressure time signal)

Fig. 7 The measurement of sound pressure signal by triggering(RT : recording time)

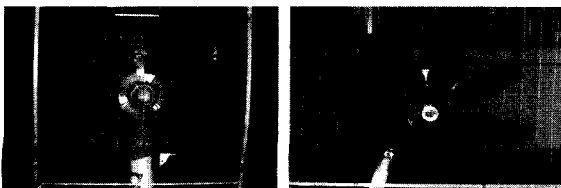


Fig. 8 Two types of fans for the experiment

소형 팬에서의 동기화를 하기 전과 동기화 후의 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 동기화를 하지 않았을 경우 팬의 날개 반경방향에서 소음이 나타나는 것을 알 수 있지만 정확한 소음원의 위치는 알 수 없다. 그러나 동기화를 하였을 경우 팬의 각 날개의 후단(trailing edge)과 다음 날개의 선단(leading edge) 사이에서 정확한 소음원이 나타남을 알 수 있다. Fig. 10의 대형 팬에서도 소음원이 팬의 날개 사이, 팁 방향에서 나타남을 알 수 있었다.

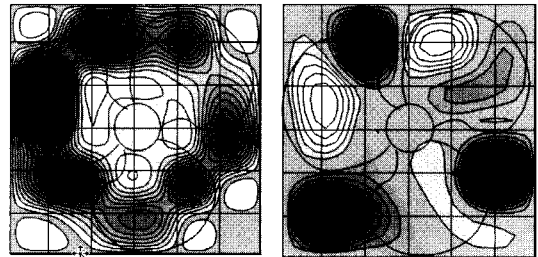
5.3 팬 소음 예측 프로그램 및 저소음 설계

(1) 팬 소음 예측 프로그램의 검증

소음 스펙트럼 예측 이론을 이용하여 팬 소음 예측 시뮬레이터를 개발하였다.

예측 성능을 검증하기 위하여 대상 팬의 소음 스펙트럼을 예측하고 그 결과를 실험치와 비교하였다. 대상 팬은 팁 직경 65 cm의 버스용 엔진 냉각 팬으로 회전 속도는 1720 rpm이다.

Fig. 11을 통해 모의 팬의 경우와 같이 버스 팬의 음압 스펙트럼 실측치와 시뮬레이션 값이 잘 일치함을 볼 수 있다. 관심 주파수 내의 음압 오버올 값(overall value)을 비교하면, 실측치 71.43 dB, 예측



(a) Before trigger (b) After trigger

Fig. 9 The contour of sound intensity of the small fan

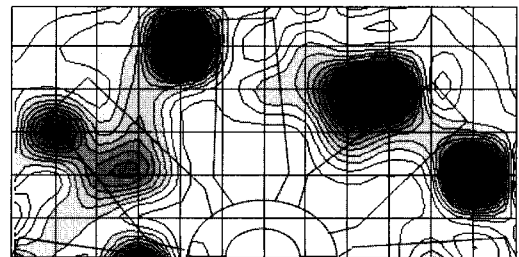


Fig. 10 The contour of sound intensity of the large fan after Trigger

치 71.57 dB로서 그 차가 매우 근소함으로써 개발된 팬 소음 예측 프로그램을 검증하였다.

(2) 저소음 설계 사양의 제시

설계 인자의 치수 변경에 따른 팬 단품의 소음 정도를 파악하고 저소음 설계 사양을 도출하기 위하여 검증된 팬 소음 예측 프로그램에 다구찌 모듈을 추가하였다.

팬 소음 레벨에의 영향이 작은 인자에 대하여 더 큰 가중치를 주어 각 인자의 효과를 가능한 한 동일한 조건에서 고려할 수 있도록 하였다. 또한 선정된 인자가 팬의 냉각 성능(풍량)에 대하여 소음과 반대의 효과로 작용하므로 팬의 성능을 고려하여 초기값에 대한 변화율을 길이 인자의 경우 2cm 내외, 설치 각의 경우 2° 내외로 택하였다.

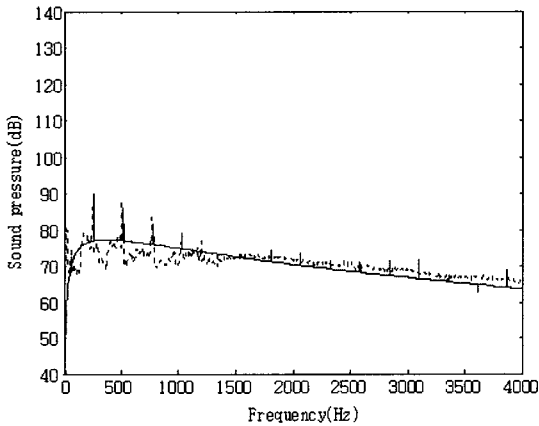


Fig. 11 Comparison of the calculated and the measured noise spectra of the bus fan (.....: measurement, —: prediction)

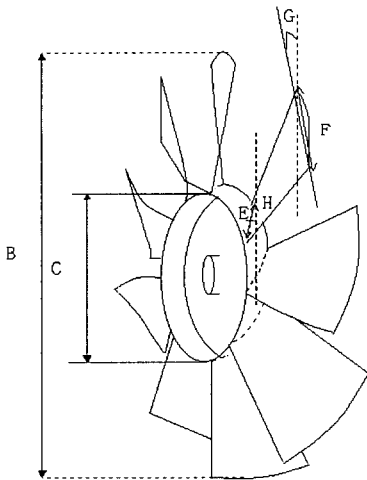


Fig. 12 Simplified model

팬 설계 인자 중 소음에 영향을 미치는 정도와 시뮬레이션 수행 시의 변경 가능성을 고려하여 Table 3과 같은 7개의 인자(factor)를 선정하고, 대상 팬에 대하여 시뮬레이션을 수행해 보았다. 이때 최대 8개의 인자를 배치할 수 있는 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교 배열표를 선택하였으며, 2수준 인자를 배치할 수 있는 A열은 인자 배치 없이 예러항으로 놓고 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과로 얻은 음압 오버올값으로부터 변형 특성치의 S/N비를 도출하고 분산 분석을 실시한 결과는 Table 4와 같다 여기서, DOF는 자유도, SS는 변동, MS는 분산값을 의미한다. F-value는 인자 분산/에러 분산이다.

각 인자의 유의성을 판별하기 위해 F-분포표⁽⁷⁾로부터 기준 값(30.8)을 채택하여, F-value값을 비교한 결과 버스 팬의 모든 인자의 F-value 값이 기준값보다 높아 소음에 대하여 유의함을 알 수 있었다. 또한 유의성의 순서는 B>F>D>G>E>C>H의 순으로 팬의 소음 정도에 기여함을 알 수 있었다.

Fig. 13은 S/N비로부터 각 인자별 효과를 나타낸 것으로 인자 별로 S/N비가 최대값을 가질 때 소음

Table 3 Factors & levels of prototype fan

Control factor		Level		
		0	1	2
B	Tip diameter[m]	0.637	0.65	0.663
C	Hub diameter /tip diameter	39 %	41 %	43 %
D	Fan blade number	8	9	10
E	Chord length at hub[m]	0.095	0.11	0.125
F	Chord length at tip[m]	0.175	0.19	0.215
G	Setting angle at tip[degree]	28.2	30	31.8
H	Setting angle at hub[degree]	42.3	45	47.7

Table 4 ANOVA table

Factor	DOF	SS	MS	F-value
B	2	0.5752	0.2876	14022
C	2	0.0363	0.0181	885
D	2	0.1704	0.0852	4155
E	2	0.0739	0.0369	1801
F	2	0.2600	0.1300	6339
G	2	0.1205	0.0603	2938
H	2	0.0070	0.0035	172
e	3	0.0001	0.0000	
Total	17	1.2434		

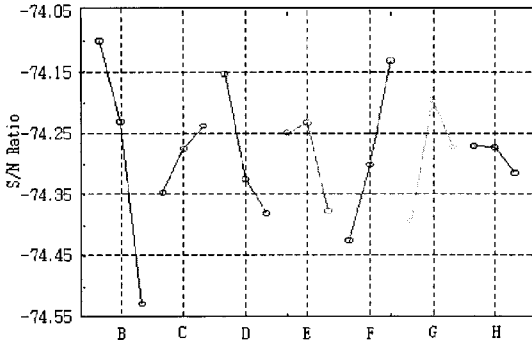


Fig. 13 Factorial effect diagram

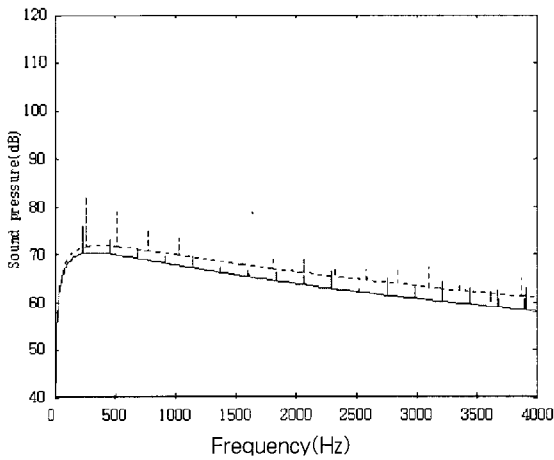


Fig. 14 Comparison of noise spectra of initial condition & optimal condition of the bus fan (.....: initial, —: optimum)

Table 5 Sound pressure overall

Condition	Overall value(dB)
Initial condition	71.57
Optimal condition	68.39

저감 효과를 얻을 수 있다. Fig. 13으로부터 얻어진 최적화 인자 조합값과 초기 인자값에 대한 음압스펙트럼을 비교한 결과를 Fig. 14에 나타내었으며, Table 5와 같이 최적화 변경 후 오버를 값이 초기값에 비해 3.2dB 저감되었다.

6. 결 론

본 논문에서는 고속 버스용 팬의 타 엔진부에 대한 소음 정도를 평가하고, 모형 팬 실험장치를 제작

하여 팬 소음 특성을 규명하였으며, 이론 해석에 의해 팬 소음 스펙트럼 예측 프로그램을 개발하여 실험을 통해 검증하였다. 또한 검증된 프로그램에 다구찌 모듈을 연결하여 설계 인자 변경에 의한 총 18번의 시뮬레이션을 수행하고 그 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 버스 구동시 엔진 rpm이 증가함에 따라 팬 소음 정도가 크게 나타남을 알 수 있었다.
- (2) 음향 인텐시티 기법을 이용하여 팬의 날개 사이, 외경 부위가 주 소음원임을 규명하였다.
- (3) 팬 설계 사양 변경에 의한 시뮬레이션 결과 5.1의 실험 결과와 같이 팬의 외경(tip) 부위가 내경(hub) 부위에 비해 팬 소음에 미치는 영향이 크게 나타남을 확인할 수 있었다.
- (4) 팬 단품의 형상 변경에 의해 소음 저감 효과를 얻었다.

참 고 문 헌

- (1) Wright, S. E., 1976 "The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines", J. of Sound and Vib.
- (2) Fukano, T., Senoo, Y. and Kodama, Y., 1977, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, I: Modeling of the Turbulent Noise," J. of Sound and Vib..
- (3) Wu, S. F. and Su, S. G., 1977, "Modelling of the Noise Spectra of Axial Flow Fans in a Free Field," J. of Sound and Vib. 1977.
- (4) 이찬, 1996, "축류 팬의 공력 음향학적 성능 예측 방법 및 매개변수 연구," 한국소음진동공학회 논문집, 제 6 권, 제 5 호, pp. 661~669.
- (5) Fahy, F. J., 1989, "Sound Intensity," Elsevier Applied Science.
- (6) 다구찌 겐이치, 1988, "품질 설계를 위한 실험 계획법 IV," 한국 공업 표준 협회.
- (7) 이상복, 2000, "기초부터 현장적용까지 알기 쉬운 다구찌 기법," 상조사.
- (8) 하범성, 1997 "실험적 방법에 의한 축류형 팬의 소음 방사 특성에 관한 연구," 한양대학교 석사 학위 논문.