

# 전동차용 모터 냉각팬의 공력성능 향상 및 소음특성

강신형\* · 박태춘\*\* · 조남효\*\*\*

## Aerodynamic Performance Enhancement and Noise of Cooling Fans for Driving Motor

Shin-Hyoung Kang\*, Tae-Choon Park\*\*, Nam-Hyo Cho\*\*\*

Key Words: Motor Fan(모터팬), Performance Curve(성능곡선), Noise(소음)

### ABSTRACT

Aerodynamic performance of a cooling fan of driving motor was enhanced modifying the vane-shroud configuration. Performance of a target model was evaluated to obtain baseline data. The aerodynamic performance and sound pressure level were tested and measured with different numbers of vane of increased length. The tested models show high and stable performance and low values of specific noise level. The long vane-shroud structure induces more stable through flow and decreases the tip leakage flow, which contributes to the increases of performance and efficiency. The sound pressure level increases for the modified model, however, specific noise level decreases.

### 1. 서 론

전기 모터의 냉각기술은 부하가 높을 때 모터 내부 구성품의 과열을 방지하여 내구성을 향상시키기 위해서 중요한 기술이며, 냉각 자체가 모터 코어의 온도를 감소시켜 모터의 효율을 향상시킨다는 점에서 오랫동안 연구되고 있는 문제이다. 작동시 모터 내부 온도가 증가하면 효율이 감소하게 되므로 부하에 따라 내부적으로 발생하는 열을 적절한 방법으로 제거하여 모터의 온도 상

승을 제어해 주어야 한다. 이러한 냉각을 위해서 외부 공기를 자연적으로 또는 강제적으로 모터 내부에 순환되도록 하며, 이때 여러 가지 종류의 팬이 사용된다. 모터 내부 코어의 설계에 따라서 적절한 압력부하를 결정하고 적합한 냉각용 팬의 성능<sup>(1)</sup>을 구현해야 하며, 이와 함께 설계점에서 효율을 향상시켜 동력의 소모량을 줄여야 하고 공력소음<sup>(2)</sup>을 최소화 해야 한다. 일반 산업용 모터의 효율 향상은 모터가 사용하는 에너지의 양을 생각할 때 매우 중요한 에너지 절약 대책이 된다.

일반 전기 모터 뿐만 아니라 각종 전철의 전동차용 모터도 이러한 점에서는 마찬가지이며 합리

\* 서울대 기계공학부

\*\* 서울대 기계공학부 대학원

\*\*\* 대우 고등기술연구원

적인 열설계를 수행하여 성능을 향상시키기 위해서는 사용되는 냉각용 공기순환 팬의 공력성능에 대한 자료가 확보되어야 한다. 대부분의 모터에는 회전 방향이 정해져 있지 않기 때문에 양방향 모두 사용될 수 있는 팬이 설치되며, 이에 따라서 유체역학적인 설계가 어렵게 된다. 따라서 많은 경우에 이론적인 설계보다는 시험에 의존하여 개발하게 된다.

지금까지 모터 개발과정에서 냉각팬의 설계에는 많은 관심을 두지 못하였기 때문에 관련된 기술자료가 축적되지 못하였다. 본 연구에서는 기존 전동차 구동용 모터의 냉각팬에 대하여 공력 성능 특성 및 소음을 계측·분석하여 기초자료를 확보하였다. 이와 함께 다소 부족한 압력상승량을 증가시키고 효율과 소음특성을 향상시키기 위해서 최소한의 개선을 한 다음 수정 모형 냉각팬의 공력 특성 및 소음을 계측·분석하였다. 연구를 통해서 확보된 데이터 베이스는 앞으로 팬의 개선 또는 시스템의 개발에 건요히 이용되리라 생각한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1. 팬 성능 시험 장치 및 계측방법

본 실험에서 사용된 시험장치는 토출식으로 시험부의 형상에 따라 팬 출구를 바꾸어 여러 종류의 팬을 시험평가할 수 있도록 설계되어 있으며 Fig. 1과 2에 나타내었다. 팬 성능시험장치는 크게 시험부, 압력 및 유량 측정부, 유량 조절부, 그리고 A/D 변환기 및 자료 계측용 컴퓨터로 구성된다. 팬의 성능은 팬이 일정 회전수로 회전할 때 시험장치 시스템의 부하를 극복하고 보낼 수 있는 유량으로 나타내므로, 시험부에서는 3상 인버터를 이용하여 시험팬을 일정한 회전수로 구동 되도록 해준다.

회전축의 출력 토크는 스트레인 게이지형 토크 미터(Kyowa사 TP-500GMCB, DPM 713B)을 사용하였고, 회전수는 광전자 방식의 비접촉 디지

탈 타코미터(Lutron사 DT-2234A)를 사용하여 측정하였다. 토크의 교정은 축에 고정된 외팔보에 무게를 주어 수행하였으며 0.3 %의 오차 이내로 유지하였다. 또한 각 회전수별로 영점 보정을 해 주어야 하는데 이를 N-0 보정이라 한다. 이는 토크미터 내부의 베어링 마찰토크가 회전수에 따라 달라지기 때문인데, 본 실험에서는 토크미터 외부에도 팬의 축을 지지하는 두개의 베어링이 있으므로, 팬의 입력 토크를 측정하기 위해서는 이 외부 베어링에 의한 마찰토크도 보정되어야 한다. 실제 측정된 토크 값에서 축의 회전수에 따른 베어링의 마찰토크 및 N-0 보정값을 빼면 팬의 입력 토크가 된다.

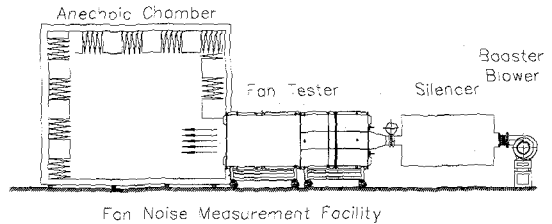


Fig. 1 Layout of fan test rig with anechoic chamber

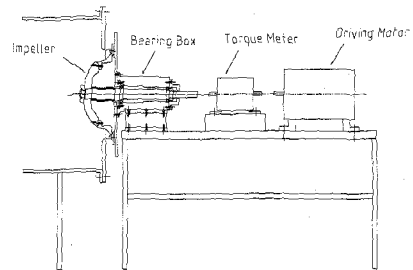


Fig. 2 Assembly of fan driving unit with torque meter

압력 측정은 시험팬의 압력 상승량과 유량 측정용 노즐 양단의 압력차를 구하기 위해 필요하며, 시험부 내 벽에 압력구멍을 내어 연결함으로써 평균값을 취하여 압력을 계측하였다. 압력측정을 위해 압력 변환기(Validyne사 CD 23)와 압력스캐너(Scanivalve사 48J9)를 사용하였다. 압력

변환기의 교정은 아날로그식 액주계(Dwyer사)를 사용하였고, 온도 변화의 영향을 조사하기 위해 몇 가지 온도에 따라 교정을 실시하였다.

유량은 긴 반경 노즐의 압력손실을 측정하여 구하는데, 노즐은 현 시험장치의 출구에 직경 0.1 m의 원형 덕트를 장치하고 내부 속도분포를 피토투브로 계측하여 검정을 하였다. 일정한 회전수로 현을 회전시키며 유량 조절용 밸브와 보조송풍기를 이용하여 현의 작동점을 조정하였다. 각 기기들의 아날로그 신호는 컴퓨터(Intel 80486)에 내장된 A/D 변환기(DT2838)를 통하여 계측이 이루어졌다.

## 2.2. 소음 시험 장치

송풍기의 출구에 소음계측을 위한 무향실이 설치되어 있으며 크기는 3.5×2.4×2.4 m 이고, 벽면의 두께가 0.1m이다. 소음실의 외부는 철판으로 제작하고 벽의 중간에 흡음재를 충전하였으며 내부에는 흡음 웨지를 설치하였다.

소음은 무극성 콘덴서 마이크로폰(Brüel & Kjaer사 Type4155)이 장착된 소음계(Type2231)를 사용하여 집적소음모듈(Integrating SLM Module, BZ7110)을 로드시킨 후 측정하였다. 소음계는 소음레벨 교정기(Type 4231)를 가지고 1 kHz±0.1%의 주파수를 가진 94.0±0.2 dB (≈ 1 Pa)의 소음을 발생시켜 교정하였다.

소음계의 주파수 보정회로는 A특성을 사용하고 단위는 dB(A)로 한다. 소음 시험에 앞서 측정점의 암소음을 측정해야 하며, 소음계의 마이크로폰을 음원의 방향으로 향하게 한다. 소음계의 동특성은 느린 동특성(SLOW)을 사용하고, 소음레벨의 눈금값은 지시값에 가장 가까운 정수값으로 하였다.

## 2.3. 기존 현의 형상

기존 모델은 실제 사용되고 있는 전동차의 모터 냉각용 현으로 알루미늄 합금으로 주물 제작

되었고, 그 형상과 사양을 Fig. 3에 나타내었다. 임펠러의 직경은 0.4 m이나 실제 베인의 팁 직경은 0.36 m이다. 그림에서 현은 임펠러의 베인이라 부르기 어려울 정도로 단순한 돌출 형상이고, 두 가지 두께의 베인이 비균일한 간격으로 부착되어 있다. 이러한 형상으로 제작한 이유는 공간을 효율적으로 사용하고 냉각현이 작동할 때 발생하는 공력소음을 감소시키기 위함이라고 짐작된다. 날개와 슈라우드 안정판의 간격은 폭 1 mm, 높이 1 mm로 유지하였다. 베인의 길이는 0.039 m, 스펀은 0.028 m이다. 이때 베인 끝의 직경은 0.36 m이다. 베인의 두께는 0.0120, 0.0145 m 두 가지가 사용되고 있다.

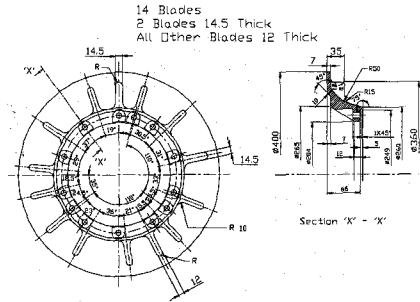


Fig. 3 Configuration of the baseline fan model

## 2.4. 시험모델의 형상

기존 모델의 형상을 가급적 그대로 유지하면서 날개 베인의 간격과 길이가 현의 공력성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대하여 연구하기 위해서 개발 모델을 구상하였다. 개발모델은 압력과 효율을 높이기 위해서 기존 모델의 베인 높이보다 0.015 m가 더 높은 0.054 m가 되도록 날개를 제작하여 유량과 현 압력을 증가시킬 수 있도록 하였다. 베인의 끝 부분이 슈라우드 판과 0.014 m가 겹치게 되어 슈라우드에서의 누설을 줄이고 출구 유동이 원만히 유도되도록 개발한 것이다. 또 임펠러의 직경을 증가시켰기 때문에 동일한 유량에서 높은 압력상승이 이루어지리라 기대된다. 시

험용 모델은 Fig. 4에 나타난 임펠러에 아크릴 베인을 부착·제작하여 베인의 간격을 쉽게 변경할 수 있도록 하였다. 비등간격으로 베인을 배치하는 경우에는 전 임펠러를 세 구간으로 나눈 후 각 구간에서 10, 20, 20, 30, 20, 20도 간격으로 날개를 설치하였다. 날개와 안정판의 간격은 1 mm로 하였다.

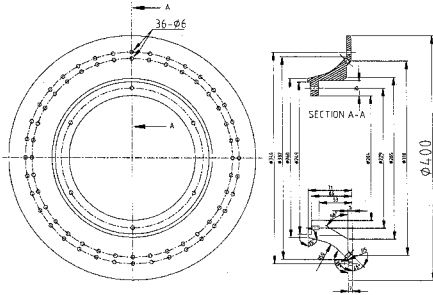


Fig. 4 Configuration of the test impeller wheel and locations of vane holes

## 2.5. 개선된 시제품의 형상

기존 모델의 베인 높이보다 15 mm 더 높은 시험 모델로 테스트한 결과, 성능 및 소음 특성이 향상되어 개선된 시제품을 만들어 보았다. 이 시제품은 날개 높이를 기존 모델보다 15 mm 더 높은 점을 제외하면, 날개의 비균일 배치나 두께는 기존 모델의 형상과 동일하다.

## 3. 실험결과 및 토의

### 3.1. 팬의 무차원 성능 및 소음

팬의 성능<sup>(1)</sup>을 나타내는 주요 변수와 보편적으로 사용되는 단위는 다음과 같다.

$$N[\text{rpm}], Q[\text{m}^3/\text{min}], H[\text{mmAq}], D_2[m], \eta$$

여기서 N은 회전수이고, Q는 유량을 나타낸다.

또 H는 팬의 압력 성능을 수두로 나타낸 것이고,  $D_2$ 는 팬 임펠러의 직경인 동시에 팬의 크기를 대표하는 직경 D를 나타낸다.  $\eta$ 는 팬의 효율이다. 이러한 변수들을 무차원화<sup>(3)</sup>할 때 유량계수, 압력계수 및 효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D B U_2}, \psi = \frac{P_{fan}}{\rho_a U_2^2 / 2}, \eta = \frac{P_{fan} Q}{T \omega} \quad (1)$$

여기서 임펠러 접선 속도는  $U_2 = \pi D_2 N / 60$  이고, 팬 압력 상승량은  $P_{fan} = \rho_w g H$  이다.

음압레벨(SPL)은 dB 단위로 다음과 같이 정의된다.

$$SPL = 20 \log(p/p_o); p_o = 20 \mu Pa \quad (2)$$

이때 팬의 비소음도는 다음과 같이 정의하여 상이한 성능에서의 소음도를 비교한다.

$$K_S = SPL - 20 \log\{P_{fan} Q\} \quad (3)$$

이는 팬의 동력을 고려한 상대적인 소음도를 나타낸다.

### 3.2. 기존 모델의 성능시험 결과

기존 모델에 대하여 성능시험을 수행하였다. 설계회전수는 2200 rpm이지만, 모형시험은 풍량과 토크미터의 용량을 고려하여 1200, 1600 rpm에서 수행하였다. 계측된 성능 결과를 무차원화하여 나타내어 상사성이 확인되는 경우에는 상사성을 이용하여 높은 회전수에서의 성능을 예측할 수 있다.

유량계수에 대한 압력계수의 분포를 Fig. 5에, 효율의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 실제 제품의 설계 유량계수가 얼마인지는 알려지지 않았으나 대략 0.2 정도라고 추정된다. 회전수가 다른 경우 성능의 상사성이 어느 정도 성립한다고 보이나

산업용 펌의 경우 보이는 완벽한 상사성과 비교한다면 예측된 성능곡선은 다소 불안정한 변화를 보인다. 그러나 이러한 회전수에 따른 상사성이 벗어나는 정도를 고려한다면 예측된 것과 다른 회전수에서의 성능을 상사성을 이용하여 예측할 수 있다. 압력계수는 유량계수가 증가할수록 감소한다. 그러나 유량계수가 0.1과 0.2 사이에서 약간의 변곡점을 나타낸다. 유량계수가 0.2라면 임펠러 출구에서 반경방향의 속도가 임펠러의 회전접선속도의 0.2 배가 됨을 의미한다. 반경 방향의 팁을 갖는 송풍기에서 흔히 사용되는 유량계수이다. 이때 압력계수가 0.15 정도가 된다.

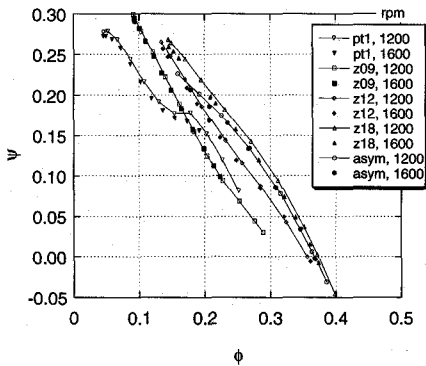


Fig. 5 Performance curves of baseline and test models

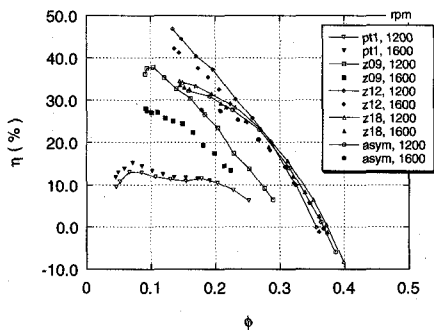


Fig. 6 Variation of efficiency of baseline and test models

이는 일반적인 반경류 펌에서 매우 낮은 값을 나타낸다. 예상한 바와 같이 임펠러의 베인이 때

우 짧고 슈라우드가 없는 형상의 임펠러이기 때문에 내부 흐름이 임펠러에 의해서 정상적으로 유도되지 못하여 미끄럼 속도가 클 것이라 예상된다. 더구나 베인의 끝에서 누설이 과다하리라 짐작된다. 따라서 임펠러 출구에서 선회 속도성분이 작고 압력 상승량이 작으리라 예상된다. 또한 임펠러 출구 유동은 디퓨저가 매우 짧기 때문에 대부분 동압의 형태로 외기에 방출되기 때문에 많은 동압손실이 생긴다. 이러한 이유로 압력 계수는 작아진다.

한편 Fig. 6에 나타난 바와 같이 효율은 12% 수준이다. 임펠러 입구에서 평균 직경은 0.321 m 이고 베인의 높이는 0.039 m이므로 유량계수가 0.2일 때 입구에서 축방향 속도의 회전 접선속도에 대한 비는 0.161이다. 이는 입구에서 유동각이 회전방향의 접선에 대하여 16.1도임을 나타낸다. 이 각이 90도이면 유동은 날개를 따라서 흐른다고 할 수 있기에 입구 유동은 매우 높은 영각을 갖고 이루어진다. 이는 임펠러의 입구에서 큰 충격손실이 있을 것이라고 예상할 수 있다. 그러나 양 방향으로 회전하여야 하는 모터 냉각팬의 특징을 고려할 때 이러한 높은 손실을 피할 수 없는 것이다. 이러한 이유로 기존 제품은 일반적으로 효율이 매우 작다. 여기서 예측된 펌의 특성은 이후 여러 가지 시험결과의 비교 기준이 된다.

### 3.3. 시험 모델의 성능시험 결과

압력상승량이 다소 낮고 효율이 지나치게 낮은 점을 고려하여 베인의 높이를 15mm 증가시켜 임펠러의 팁 직경을 0.390 m로 하여 실험용 임펠러를 제작하였다. 베인의 폭과 입구 직경비는 기존 모델과 동일하게 하여 기존 모터의 구조를 변경하지 않은 범위에서 수정을 하였다. 베인의 높이를 15mm 증가시키면 베인과 슈라우드 판이 14mm 접하여 슈라우드를 형성하기 때문에 임펠러의 내부유동이 보다 원만히 유도되리라 생각되고, 전체 직경이 증가하기 때문에 압력 상승량이

증가하리라 기대하였다. 여기서 베인의 수효가 영향력 있는 설계변수가 되기 때문에 베인의 수효를 9, 12 및 18 개로 바꾸면서 시험을 수행하였다. 시험된 성능곡선과 효율곡선을 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타내어 서로 비교하였고 동시에 기존 제품의 성능과도 비교하였다.

우선 성능곡선의 상사성은 기존 모델에 비하여 우수하였다. 이는 임펠러 내부 유동이 안정되었기 때문이라고 생각된다. 먼저 베인의 수효가 9 개인 경우, 유량계수가 0.2 일 때 압력계수는 기존 모델과 비슷하여 0.13 정도이나 전 유량 범위에서 일정한 변화를 보이고 있으며 전체적으로 압력계수가 크다. 이러한 경향은 베인의 수효가 12 및 18 개인 경우에도 동일하며 압력계수가 설계점에서 각각 0.18 및 0.22 이다. 여기서 무차원 계수를 구할 때 증가된 직경과 증가된 접선속도를 사용하였음을 유의해야 한다. 따라서 무차원 변수인 압력계수가 동일한 경우에도 실제 압력상승량은 접선속도의 제곱에 비례하기 때문에 실제로는 압력의 증가는 더욱 큼을 의미한다. 압력계수가 0.13에서 0.22로 증가한 경우 압력계수가 69 % 증가하였기 때문에 실제 압력은 99 % 즉, 두 배나 증가함을 의미한다. 기대했던 것보다 매우 높은 압력상승을 보이고 있다.

Fig. 6에서 효율은 유량계수가 증가하면서 감소하는 경향을 보인다. 유량계수가 증가하면 실제로 임펠러 입구에서 축방향 속도성분이 증가하고 영각은 감소하게 되어 유동손실은 감소하는 요소가 된다. 그러나 여기서는 유량이 증가하면 동압손실이 증가하며 이는 효율 감소의 주된 요소가 된다. 날개의 수효가 9개에서 12개로 증가하면 효율이 증가하였고 18개에서는 다시 감소하였음에 주의하자. 한편 베인의 수효가 9개인 경우 회전수에 따라서 효율에 큰 차이가 보이나 베인의 수효가 증가하는 경우 그 차이는 적어진다.

1600 rpm을 기준으로 생각하면 유량계수가 0.2 일 때 베인의 수효가 증가하면서 효율은 17, 34, 30 %이다. 기존 모델의 효율이 12 %이었음을 고려하면 많은 증가가 있다. 이러한 점을 고려한다

면 본 냉각팬은 압력부하가 높아서 냉각 풍량이 적을수록 그 성능이 우수하다.

기존 모델에서와 같이 비등간격 임펠러<sup>(4,5)</sup>를 구성하여 보았다. 비등간격 임펠러는 여러 가지로 설계할 수 있겠으나 여기서는 우선 베인의 간격을 10도를 기준으로 1-2-2- 3-2-2- 1-2-2- 3-2-2- 1-2-2- 3-2-2 칸의 간격으로 배치하여 전체 베인의 수효는 18개로 하였다. 이 설계는 전체 베인이 120° 를 기준으로 대칭성을 유지하고 있다. 앞서의 경우와 마찬가지로 측정된 무차원 압력성능을 Fig. 5에, 효율을 Fig. 6에 나타내어 서로 비교하였다. 날개의 수효가 동일하게 18 개인 경우와 비교하면 유량계수가 0.2일 때 압력계수는 0.19 정도로서 18개의 경우 0.22에 다소 못 미친다. 전체적으로 보아서 유량계수가 적을 때에는 12개의 경우와 비슷한 압력상승을 나타내고 높은 유량계수에서는 18개의 경우와 비슷한 압력상승 특성을 보임은 흥미롭다. 효율은 유량계수가 0.2에서 30 %이다. 유량계수가 작은 경우 베인의 수효가 18개인 경우와 비슷하며 높은 유량에서는 모두 비슷하다.

이상의 연구를 종합하면, 기존 냉각팬의 모든 구조를 그대로 유지하면서 단순히 베인의 높이를 15mm 증가시켜 매우 높은 압력상승과 안정된 성능, 높은 효율을 얻을 수 있었다. 이는 전적으로 회전하는 베인과 슈라우드의 접촉면을 증가시킴으로써 베인 내부유동이 보다 안정적으로 형성되고 베인의 팁과 슈라우드 판 사이의 누설이 감소한 결과라고 생각된다. 또 비균일 베인 간격을 채택하는 경우 성능과 효율에 큰 변화는 없었다.

### 3.4. 소음특성 시험결과

개선된 모델을 실제로 채택하기로 하고 이에 대한 소음특성 시험을 수행하였다. 본 시험에서 구동 모터가 무향실 내부에 설치되어서 팬을 구동시키기 때문에 구동 모터에 의한 소음을 최대한 억제시켜야 했다. 무향실 내부의 암소음은 15 dB 정도로 매우 작으나 외부에 설치된 보조 환

에 의해서 35 dB 정도, 구동 모터에 의해서 1200 rpm인 경우 55 dB 정도, 1600 rpm인 경우 58 dB 정도가 되었다. 실제로 이러한 압소음의 영향을 보정해야 한다. 그러나 실제로 계측되는 기계소음과 압소음의 차이가 10 dB 이상이라면 그 보정량이 0.5 dB 정도이다. 따라서 본 연구에서는 보정량이 충분히 적다고 보고 보정하지 않았다.

먼저 기존 모델에 대한 소음을 평가하였다. 소음실험을 수행하면서 구동 토크는 새로 반복하여 계측하지는 않았으나 압력상승 성능은 반복하여 계측하였다. Fig. 7에는 각 경우 비소음도를 비교하여 나타내었다. 계측된 소음은 유량과 회전수가 증가함에 따라서 증가하여 그 정성적 특성을 잘 나타내고 있다. 특히 계측된 결과의 산포도가 매우 적어서 그 신뢰도가 높다고 하겠다. 이러한 소음도가 유량과 회전수에 따라서 변하기 때문에 상사성을 구하기 위해서 도입된 비소음도를 Fig. 7에 나타내었다. 두 속도에서 약 5 dB 정도의 차이를 보이기 는 하나 유량계수에 따라서 증가하는 경향을 잘 나타낸다. 이하 여러가지 경우 대체적으로 1200 rpm의 경우가 1600 rpm의 경우보다 비소음도가 약간 높게 나타난다. 1200 rpm의 경우에는 압소음이 다소 높음을 고려한다면 적절한 수정이 요망된다. 그러나 본 연구에서는 앞서 언급한 대로 이를 고려하지 않았다. 더 높은 회전수에 대해서는 1600 rpm에서 계측된 값을 기준으로 사용함이 합리적이라고 생각한다.

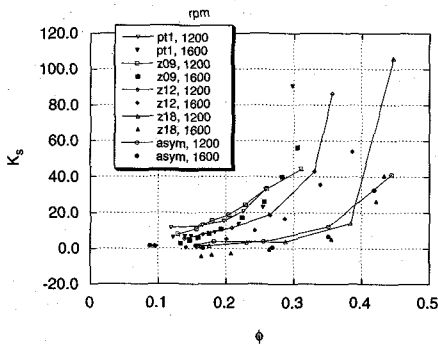


Fig. 7 Variations of specific noise level of baseline and tested models.

베인의 수효가 9개인 경우 기존 모델에 비하여 비소음도의 증가는 완만히 이루어지기는 하나 유량계수가 0.2 근처에서 약간 높은 값을 나타낸다. 베인의 수효가 12개인 경우 9개인 앞서의 경우에 비하여 소음도는 동일한 유량에서 약 0.5~1.0 dB 정도 증가하지만 비소음도의 경우 오히려 10 dB 정도 감소하였다. 이는 베인의 수효가 적절하게 증가하면 그 성능의 향상에 비하여 소음의 증가량이 매우 적다는 것을 의미한다. 베인의 수효가 18개인 경우에는 앞서 12개에 비하여 동일한 유량에서 약 2.0~3.0 dB 정도 증가하지만 비소음도의 경우 상당히 감소하였다. 이러한 결과를 종합하면, 베인의 수효가 증가할수록 압력상승량은 증가하고, 소음은 다소 증가하지만, 비소음도는 매우 감소함을 알 수 있다. 마지막으로 비대칭 베인의 배열에 의한 팬의 성능과 소음을 계측하였다. 베인이 18개인 등간격 임펠러와 비교하면 압력상승은 약간, 그러나 미미하게 감소하였고, 소음도와 비소음도는 거의 동일한 결과를 나타내고 있다.

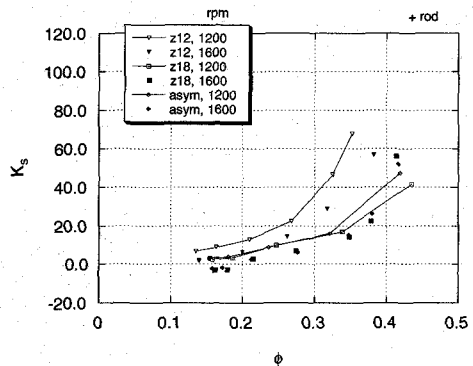


Fig. 8 Variations of specific noise level of tested models with 6 rods

본 실험에서는 팬의 입구와 출구가 모두 원주 방향으로 동일한 대칭형 구조를 채택하기 때문에 비대칭 베인의 경우 소음도가 상당히 다르리라고는 생각하기가 어렵다. 기존 팬에서 비대칭 구조를 택하고 있는 것은 흡입구의 전동 코일에 의한 비균일 유동장과 임펠러와의 상호간섭작용

또는 팬의 출구에 설치된 구조물과 임펠러와의 상호작용에 의한 소음을 비균일 간격 베인을 사용함으로써 감소시키자는 의도로 생각된다. 이러한 점을 고려하여 임펠러 하류 10 mm 위치에 직경 12 mm 원형 실린더를 부착하였다. 기본 모델의 임펠러가 18개인 점과 비균일 베인 모델의 베인 간의 간격배열을 고려하여 6개를 설치하였다. 베인이 18개인 경우 항상 6개의 실린더가 베인과 동일한 페이스로 상호작용을 할 것이나 비균일 베인의 경우 2~4개의 날개가 상호작용을 하게 되어 소음이 상당히 감소하리라 예상하였다.

Fig. 8에서, 먼저 베인이 12개인 경우 실린더를 부착하지 않은 경우와 비교하면 거의 동일한 성능 및 소음특성을 보이고 있으며 그 차이는 시험 오차범위 내에 있다고 생각된다. 베인의 수효가 증가하여 18개인 경우 실린더에 의한 추가적인 손실 때문에 성능은 다소 감소하고 소음은 약간 증가하였다. 그러나 큰 차이는 보이지 않고 있다. 마지막으로 비균일 베인 임펠러를 시험하여 18개 베인 임펠러의 결과와 비교할 때 거의 동일한 결과를 보이고 있다. 이러한 점을 종합하면, 현재 상태에서 비균일 베인 간격의 의도된 효과는 매우 적다고 하겠다.

### 3.5. 개선된 시제품의 시험결과

개선된 모델을 실제로 채택하기로 하고 이에 대한 성능과 소음특성 시험을 수행하였다. Fig. 9에 성능곡선을 나타내었다. 전체적으로 상승된 압력계수를 확인할 수 있다. 특히 유량계수 0.2에서는 0.235이고 기존 제품의 0.15보다 상당히 증가하였다. 앞에서 설명하였듯이 증가된 직경을 이용하여 무차원화하였기 때문에 실제 압력은 이보다 많이 증가하게 된다. 전체적으로 시험 모델에서 날개수가 18개인 경우와 유사한 성능을 보인다. 한편 압력 상승량이 없는 경우 최대 유량계수는 0.37이며 18개인 경우와 동일하다.

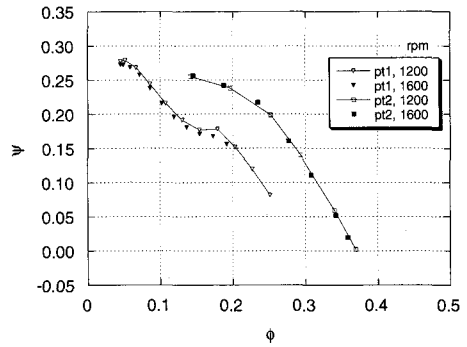


Fig. 9 Aerodynamic performances of the baseline and improved models.

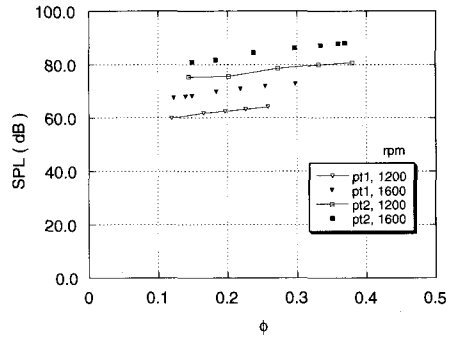


Fig. 10 Sound pressure level of the two models

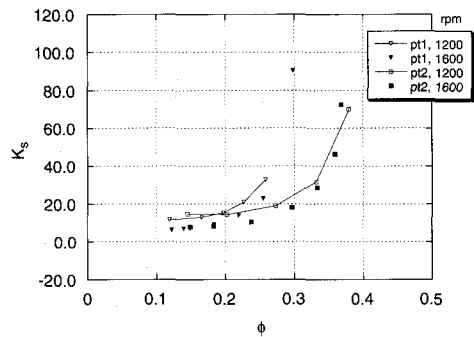


Fig. 11 Variations of specific noise level of the base and improved models

Fig. 10에는 소음도를 비교하였다. 전체적으로



기존 제품에 비하여 14 dB 정도 증가하였다. 그러나 Fig. 11에 나타난 비소음도는 유량계수가 0.2인 경우 미미하지만 약간 감소하나 고유량에서는 기존 제품에 비하여 상당히 감소하였다. 이는 성능의 향상에 비하여 소음도의 증가는 적었음을 나타낸다.

기존 제품의 날개의 길이를 단순히 증가시켜 베인과 슈라우드 구조를 형성시켜 주어 앞서 시험 모델에서 제시된 성능의 증가와 비소음도의 감소를 실제 제품에서 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

전동차용 전동모터 냉각팬의 여러 가지 임펠러에 대한 성능시험을 수행하여 다음과 같은 성과를 구하였다.

- (1) 기존 모델에 대한 성능 특성 데이터를 확보하여 기준 데이터가 되도록 하였다. 베인과 슈라우드 사이의 간극이 심하여 유동손실이 과다하여 압력상승이 매우 적고 효율이 낮다.
- (2) 베인의 높이를 증가시켜 높은 압력상승과 안정된 성능, 높은 효율을 얻을 수 있었다. 이는 회전하는 베인과 슈라우드의 접촉면을 증가시킴으로써 베인 내부 유동이 보다 안정적으로 형성되고 베인의 팁과 슈라우드 판 사이의 누설이 감소한 결과라고 생각된다. 또 비균일 베인 간격을 채택하는 경우 성능과 효율에 심한 변화는 없었다.  
베인의 수효가 증가할수록 압력상승량은 증가하고, 소음은 다소 증가하지만, 비소음도는 감소함을 알 수 있다.
- (3) 실린더를 부착하는 경우 시험 오차범위 내에서

거의 동일한 성능 및 소음특성을 보이고 있다. 비균일 베인 임펠러인 경우도 동일한 결과를 보이고 있으며 실험된 범위에서 비균일 베인 간격의 의도된 효과는 매우 적다고 하겠다.

- (4) 시험모델에서 연구된 성능향상과 비 소음도의 감소를 실제 개선된 제품에서 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 서울대 터보동력기계 연구센터와 대우 고등기술연구원의 산학 협동으로 이루어졌습니다. 관계자 여러분에게 심심한 감사를 표합니다.

#### 참고 문헌

- (1) Dixon, S. L., 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", pp. 9-14.
- (2) Irwin, J. D., Graf, E. R., 1980, "Industrial Noise and Vibration Control", pp. 116-123
- (3) White, F. M., 1994, "Fluid Mechanics", 3rd ed. pp. 260-266
- (4) Dobrzynski, W., 1993, "Propeller Noise Reduction by means of Unsymmetrical Blade-Spacing", J. Sound & Vibration, Vol. 163(1), pp. 123-136
- (5) Shigeru Akaike, et al., 1996, "Study of Rotational Noise Reduction for Axial Flow Fan (Analysis and Estimation of Secondary Fan- Noise Component)", JSME Int'l J., Series B, Vol. 39, No. 3, pp. 590-596