

<논 문>

뒷판이 있는 소형 프로펠러 팬의 성능 및 유동특성

강신형* · 김진권** · 이승배***

(1995년 10월 23일 접수)

The Performance and Flow Characteristics of a Small Propeller Fan with a Backplate

Shin-Hyung Kang, Jin Kwon KIM and Seung Bae Lee

Key Words : Propeller Fan(프로펠러 팬), Back-plate(뒷판), Fan Performance Test(팬 성능시험), Flow Type Change(유동형태변화), 3-Hole Tube(3공류브)

Abstract

Unstable performance deterioration was found on the performance curve of a small propeller fan with a back plate. To investigate this phenomenon and the effects of the back-plate on the performance of the fan, performance tests and flow measurement using 3-hole pitot tube were carried out. Measurements showed that when the flow rate is small, the radial flow dominates, and when the flow rate is large, the axial flow dominates. Performance characteristic of the propeller fan changes from radial to axial type as the flow rate increases. Unstable performance changes are the result of type change of the flow through the fan.

1. 서 론

높은 수두가 요구되는 공기 시스템에서는 원심 팬이 사용되나, 요구수두는 낮고 상대적으로 많은 유량이 필요한 냉각탑, 벽면냉각, 실내 공기순환 등의 목적으로는 프로펠러 팬이 보통 사용된다. 또한 수두는 작으나 구조가 단순해야하는 냉장고의 냉기순환용 및 압축기 냉각용, 전자렌지의 내부장치 냉각용, 소형 컴퓨터의 회로 냉각용으로는 소형 프로펠러 팬이 사용된다. 이러한 제품은 소비 에너지는 작지만 생산량이 많으므로, 고효율 저소음형 소형 프로펠러 팬의 개발은 제품 경쟁력 강화와 국가적인 에너지 효율차원에서 필요성이 크다. 이러한 프로펠러 팬의 설계는 매우 어려우며 설계와 성능

에 대한 자료가 체계적으로 축적되어 있지 못한 실정이다.

본 연구에서는 기존 냉장고 냉기순환용 소형 프로펠러 팬의 성능에 대하여 연구하였다. 냉장고의 구조상 냉기순환용 프로펠러 팬 출구에는 유동을 수직으로 가로막는 뒷판이 있게 되는데, 프로펠러 팬이 설치되어 있는 벽면과 뒷판 사이에 형성되는 디퓨저 공간의 간격에 따라 성능특성이 다르게 되리라 예상된다. 더구나 팬의 출구에는 적절한 유로를 설계, 설치하여 냉기를 냉장고의 여러 부위로 분배시켜야 한다. 따라서 뒷판이 있는 경우 팬의 성능과 출구에서의 유동각도는 이러한 유로설계에 매우 요긴한 자료가 된다. 프로펠러 팬의 단독 성능시험 결과 성능곡선상에서 특정한 유량 전후에서 매우 불안정한 상태의 성능저하 영역을 발견하였다. 뒷벽이 있는 경우에도 이러한 특성은 크게 변하지 않았다. 이 원인을 조사하기 위해서 앞판과 뒷판 사이에 형성되는 평행한 디퓨저 간격 내부의

*회원, 서울대학교 기계공학과
**회원, 서울대학교 대학원 기계공학과
***회원, 삼성전자(주) 생활시스템 연구소

유동장을 3공 튜브로 측정하여 유동특성과 성능특성의 변화를 연구하였다.

이로부터 이 프로펠러 팬은 유량이 작을 때는 반경방향의 속도성분이 지배적인 원심 팬의 특징을 보이고, 유량이 클 때는 축류방향의 속도성분이 지배적인 축류 팬의 특징을 보임을 확인했다. 이 원심식에서 축류식으로의 유동형태 변화과정과 성능저하 현상은 직접적인 연관이 있고, 이 유동형태가 변하는 과정에서 유동은 매우 불안정한 비정상상태임을 확인하였다.

2. 실험 장치와 방법 및 오차검토

2.1 팬 성능시험장치와 성능시험

본 연구에 사용된 팬 시험장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 크게 팬 시험부, 압력 및 유량 측정부, 유량조절부, 그리고 각종 계측기 및 컴퓨터로 구성된다. 이 팬 시험장치의 단면은 900×900mm이고, 유량범위는 0~15m³/min로, AMCA의 송풍기시험 규격⁽¹⁾에 따라 설계, 제작되었다.

팬 시험부에서는 팬의 회전수를 조절하고, 토크 및 회전수를 측정한다. 직렬로 연결된 두 개의 슬라이드스로 팬 입력전압을 미세하게 조절함으로써 팬의 회전수를 일정하게 조절하는데, 회전수는 불안정한 비정상 성능부분을 제외하고는 1% 이내로 유지할 수 있었다. 성능이 저하되는 비정상 유동영역에서는 회전수가 3% 정도까지 변동되었다. 토크 및 회전수는 Ono Sokki사의 500gfc_m 용량의 MD-502R 토크미터와 회전수 측정기, 그리고 이를 지원하는 TS-3600A 토크 연산기를 사용하여 측정하였다. 토크미터는 Casee사의 디지털 저울로 0.01g의 정확도로 측정된 추를 사용하여 정적 토크를 검정하였다. 팬을 제거한 축을 회전수 별로 회전시키면서 무부하 토크를 측정하여 베어링 및 토크미터

의 마찰토크를 보상하였다. 회전수는 Ono Sokki사의 HT-431 타코미터를 사용하여 상호 일치함을 확인하였다.

압력 및 유량측정부는 팬 압력과 유량을 측정하는 부분이다. 압력은 규격에 정해진 측정위치에서 팬 시험장치의 네 벽에 압력구멍을 내어 측정했다. 유량은 Fig. 2에 나타난 장반경 노즐 사이의 압력차를 측정함으로써 베르누이 장애 이론에 의해 계산했다.

$$Q = C_d A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left\{ 1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right\}}} \quad (1)$$

여기서 송출계수 C_d 는 노즐의 면적비 A_2/A_1 과 레이놀즈수 Re_D 의 함수이다. 압력변환기의 허용범위와 정밀도를 고려하여 저유량 범위 (0~2m³/min)에서는 가운데 노즐 하나만 사용하고, 고유량영역 (2~15m³/min)에서는 다섯 개의 노즐을 모두 사용한다. 각각의 경우에 대해서 출구에 설치한 직경 50mm, 100mm의 원형 파이프에서 속도분포를 측정, 적분하여 유량을 구하고 C_d 를 검정했다. 두 경우 모두 송출계수의 값은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 0.94±0.02이며, 같은 방법으로 설계, 제작된 장반경 노즐의 경우 흐름 수축 (Vena Contracta)

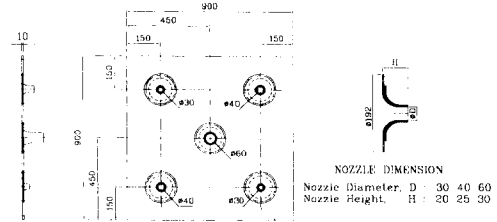


Fig. 2 Configuration of long radius nozzles for measurement of flow rate

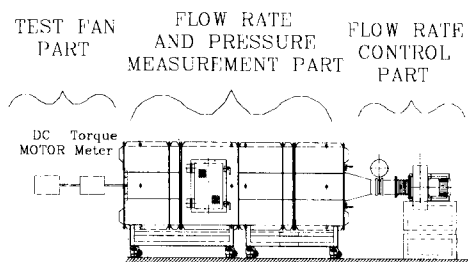


Fig. 1 Fan test rig

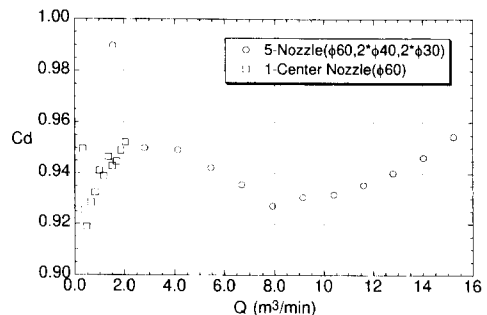


Fig. 3 Variation of discharge coefficient for long radius nozzles with flow rate

및 손실량이 거의 같으므로 현재의 실험유량범위 내에서는 송출계수가 노즐의 개수에 관계 없이 일정함을 알 수 있다. 압력변환기로는 Furness사의 FCO14-4 및 Validyne 사의 DP-103을 사용하였고, 이 압력변환기들은 Dwyer Instrument사의 Microtector 정밀액주계로 검정되었다.

유량조절부는 유량조절용 밸브와 보조송풍기로 구성된다. 보조송풍기는 인버터로 회전수를 조절한다.

압력, 토크, 회전수 신호는 Data Translation사의 아날로그 디지털 변환기 DT2838을 거쳐서 컴퓨터에 입력된다. DT2838은 Yokogawa Electric Works의 기준전압발생기와 HP34401A 멀티미터를 이용하여 검정하였다.

성능 실험값들은 유량조절부 밸브와 보조송풍기의 상태 및 시험 팬의 회전수를 고정한 후, 유동이 정상상태에 이르도록 최소 10분 이상 기다린 후에 측정하였고, 각 측정은 1분 동안의 평균값을 나타낸다. 따라서 한 유량조건에서 열 개의 측정값은 10분동안의 압력, 유량변동을 1분 단위로 평균한 값을 나타내고, 이 측정값들의 분포는 정상상태에 이른 정도를 확인할 수 있게한다. 이 열 개의 측정값의 분포는 유량이 아주 적은 영역 (No Delivery. Valve Shut Ratio 99%)과 아래에 설명될 불안정한 성능저하영역을 제외하고는 상대오차 $\pm 1\%$ 이내로 잘 일치한다. 불안정한 성능영역에서는 팬에 걸리는 부하 변동 때문에 시험 팬의 회전수가 $\pm 3\%$ 정도 변화되었는데, 일정 회전수 성능곡선에서는 회전수가 $\pm 1\%$ 이상 벗어난 점들은 제외하였다.

2.2 시험 프로펠러 팬과 뒷판 정압 측정장치

실험에 사용된 프로펠러 팬은 Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 외주직경 110mm, 허브 직경 25mm, 외주 날개 높이 32mm, 허브 높이 15mm, 외주 스테저각 26° , 허브 스테저각 34° , 외주 입사날개각 0° , 허브 입사 날개각 30° 로 듀랄루민으로 제작하였다. 먼저 뒷판이 없는 단독 상태에서 성능을 측정하고, Fig. 5에 나타낸 직경 400mm의 원형 뒷판을 43mm, 23mm의 공간을 두고 장치하여 성능 및 뒷판에서의 정압을 측정하였다. 뒷판 디퓨저의 정압 구멍은 Fig. 5에 표시된 바와 같이 중심에서부터 25mm의 간격으로 반경방향으로 설치하였고, 대칭성을 확인하기 위하여 상하좌우에 보조 구멍을

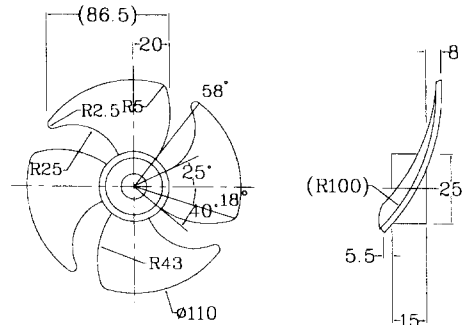


Fig. 4 Configuration of test propeller fan

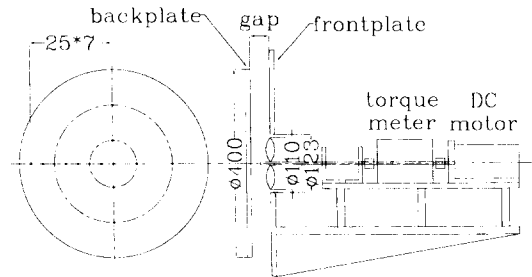


Fig. 5 Alignment of test parts and static pressure taps on the backplate

설치하였다. 압력측정은 Scanivalve사의 48J9 스퀘어밸브와 Furness사의 FCO14-4 압력변환기를 사용하였다. 측정된 뒷판 정압은 최대 $\pm 10\%$ 정도의 비대칭성을 나타내었다. 팬 압력은 뒷판을 팬의 일부로 생각하여, 뒷판이 없을 때와 같이 시험장치의 챔버 압력을 사용했다.

2.3 3공 튜브의 검정과 디퓨저 내부의 유동장 측정

뒷판에 의한 프로펠러 팬 성능변화의 원인을 조사하기 위하여 3공 튜브로 2차원 속도분포를 측정하였다. 디퓨저 내부의 유동은 3차원이겠으나 본 실험과 같은 얇은 디퓨저에서는 반경방향과 접선방향에 주유동방향이므로 반경방향과 접선방향 속도 성분의 변화에 주된 관심을 두고 3공 튜브로 유동장을 측정하였다. 사용된 3공 튜브는 United Sensor사의 CA-120-18-D-16-CD로 센서부의 두께가 1.5mm인 코브라형 프로우브이다. 이의 검정곡선을 구하기 위하여 풍동에서 3공 튜브의 요각을 0.47° 단위로 회전시킬 수 있는 회전 트레이싱 장치를 제작하여 검정 실험을 수행했다.

Lee & Ash⁽²⁾의 방법과 Eckerle & Langston⁽³⁾의 방법을 혼합하여, 검정곡선이 속도의 변화에 가장 덜 민감하도록 강신형, 김진권⁽⁴⁾에서 제시된 아래와 같은 방법으로 3공 튜브를 검정했다. 정압 p_s , 속도 U 의 균일유동 속에 3공 튜브가 설치되어 있을 때, 가운데 압력공에서의 압력을 p_0 , 좌우 압력공의 압력을 각각 p_1 , p_2 라 하고, 압력계수 k_0 , k_1 , k_2 및 요각계수 C_{yaw} 를 다음과 같이 정의한다.

$$p_0 = p_s + k_0 \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (2)$$

$$p_1 = p_s + k_1 \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (3)$$

$$p_2 = p_s + k_2 \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (4)$$

$$C_{yaw}(\theta) = \frac{p_1 - p_2}{p_0 - \frac{1}{2}(\rho U^2)(k_1 + k_2)}$$

$$= \frac{k_1 - k_2}{k_0 - \frac{1}{2}(k_1 + k_2)} \quad (5)$$

이 계수들은 비슷한 레이놀즈수에서 p_s , U 에 관계

없이 요(yaw)각의 함수로되며, Fig. 6의 검정 곡선을 얻었다. 측정된 압력들로부터 식 (5)의 요각 계수를 계산하고, 이를 이용하여 Fig. 6의 검정 곡선상에서 요각, 압력계수들의 값을 차례로 구한 후, 식 (2), (3), (4)의 연립 방정식을 풀어서 속도와 정압을 구한다.

디퓨저 내부 유동은 부분적으로 역류가 수반되어 유동각 범위가 상당히 넓어서, 실제로는 널링법 (Nulling method)과 논널링법 (Nonnulling method)을 혼합하여, 3공 튜브에 대한 입사각이 ± 15 도 이내가 되도록 3공 튜브를 회전시켜서 측정하였다. 따라서 Fig. 6의 검정 곡선에서 실제로 사용된 요각범위는 15도 이내이다. 3공 튜브 검정 곡선의 확인실험⁽⁴⁾ 결과, 10m/s의 검정곡선을 사용하여 5m/s의 유동을 측정하면, 요각은 ± 1 도, 속도는 $\pm 2\%$, 정압은 $\pm 0.2\text{mmAq}$ 의 최대오차를 보이고, 2 m/s의 유동을 측정하면 요각은 5도, 속도는 $\pm 10\%$, 정압은 $\pm 0.2\text{mmAq}$ 의 최대오차를 보였다. 따라서, 속도가 0~10m/s 범위인 디퓨저 내부유동측정 실험은, 국소적인 속도의 크기에 따라서 측정오차의 범위가 결정된다.

3. 실험결과 및 검토

3.1 프로펠러 팬의 성능

팬 전압 $P_{T,FAN}$ 과 팬 정압 $P_{S,FAN}$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$P_{T,FAN} = P_{T,2} - P_{T,1} \quad (6)$$

$$P_{S,FAN} = P_{T,FAN} - P_{V,2} = P_{S,2} - P_{T,1} \quad (7)$$

여기서, 하첨자 1, 2는 각각 팬 입구, 팬 출구를 나타내고, 하첨자 T, S, V는 각각 전압(Total), 정압(Static), 동압(Velocity)을 나타낸다. 팬 입력일률 BHP(Break Horse Power)는 팬 입력 토크 T 와 각속도 ω 의 곱으로

$$BHP = T \cdot \omega \quad (8)$$

로 정의되고, 팬 출력일률 AHP(Air Horse Power)는 유량 Q 와 팬압력 P_{FAN} 의 곱으로

$$AHP = P_{FAN} \cdot Q \quad (9)$$

정의된다. 그리고 팬의 효율 η 는 입력일률과 출력일률의 비로서

$$\eta = \frac{AHP}{BHP} \quad (10)$$

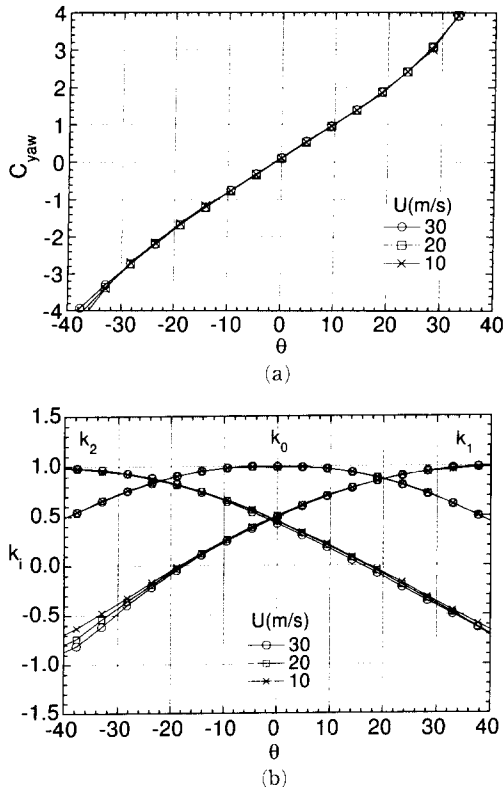


Fig. 6 3-hole probe calibration curves

로 정의된다. 이들은 차원해석에 의해 유량계수 $\phi = Q/ND^3$, 압력계수 $\psi = P_{FAN}/\rho N^2 D^2$, 일률계수 $\lambda = BHP/\rho N^3 D^5$ 로 무차원화되고, 같은 팬에 대해서 레이놀즈수 $Re = \rho ND^2/\mu$ 의 영향을 무시하면, 다음의 관계로 나타난다. 본 논문에서 무차원화에 사용된 단위는 $Q(\text{m}^3/\text{sec})$, $N(\text{rev/s})$, $D(\text{m})$, $P_{FAN}(\text{Pa})$, $\rho(\text{kg/m}^3)$, $BHP(\text{W})$ 이다.

$$\psi, \eta, \lambda = f(\phi) \tag{11}$$

이 시험팬은 실제 작동상태의 부하에 따라 2000~2500rpm으로 회전한다. 뒷판이 없는 상태에서 회전수가 2000rpm일 때 측정된 성능곡선을 Fig. 7에 나타내었다. 이 성능곡선은 유량조절 밸브를 거의 닫은 상태(Valve shut ratio 99%, No Delivery)에서 시작하여 밸브를 점점 열면서(75, 50, 25%) 팬 압력, 유량을 측정하고, 밸브를 완전히 연(Valve Shut Ratio 0%, Boost Blower rpm 0) 다음에는 보조송풍기의 회전수를 올리면서(120, 240, 360, 480rpm) 팬 압력이 0에 이를 때까지(Free Delivery) 실험한 것이다. 팬 압력, 유량의 관계들로 팬 성능곡선을 그린 후에 데이터가 드문 곳(Valve Shut Ratio 63, 38, ... %, 그리고 Boost Blower 180, 300, 420rpm)의 보충실험을 함으로써 실험의 재현성을 확인하면서 성능곡선을 구했다.

성능곡선의 중간에 갑작스러운 성능저하가 생기는 부분(Valve Shut Ratio 28%~0%)에서는 실험값들이 다른 영역처럼 한 점으로 일치하지 못하고, 부하가 감소하는데도 유량이 감소하는 방향으로 분포했다. 이 성능저하의 영향이 레이놀즈수의 변화에 따른 난류로의 천이 효과인지를 확인하기 위하

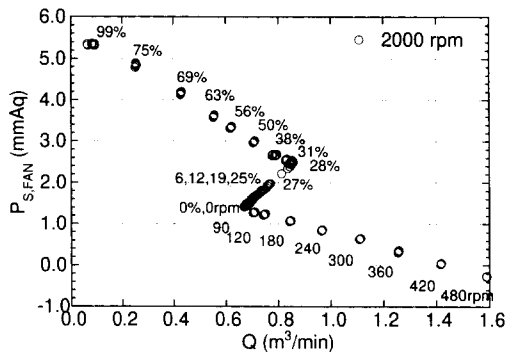


Fig. 7 Performance curve of the propeller fan: $N=2000\text{rpm}$

여 500, 1000, 2500, 3000rpm에서도 같은 실험을 하여 Fig. 8에 나타내었는데, 500, 1000 rpm의 저회전수와 2000, 2500, 3000rpm이 성능저하영역에서 약간의 차이를 보일뿐, 전체적으로 완전한 무차원 성능곡선이 됨을 알 수 있었다. 이러한 상사성은 성능저하 현상이 레이놀즈수의 영향이 아니고 팬의 유동특성에 의해 이루어짐을 알 수 있었다.

냉장고의 구조상 이 프로펠러 팬은 출구에 설치된 뒷판에 대하여 수직으로 작동하도록 되어 있다. 뒷판이 없을 때와 뒷판이 43mm 및 23mm 간격을 두고 있을 때 압력특성, 입력일률 및 효율을 각각 2000, 3000rpm에 대해서 측정하여 Fig. 9, 10, 11에 나타내었다. Fig. 9에서 뒷판이 없을 때는 성능이 저하되는 불안정한 영역이 $\phi=0.3$ 을 지나서 시작하여 압력이 떨어지면서 $\phi=0.24$ 에서 끝났는데, 뒷판이 43mm로 멀리 있을 때는 $\phi=0.24$ 에서 시작하여 압력이 떨어지면서 다시 $\phi=0.24$ 에서 끝났다. 또, 뒷판의 간격이 23mm에서는 $\phi=0.3$ 에서

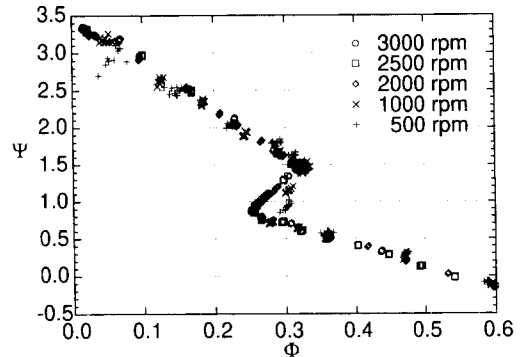


Fig. 8 Non-dimensional performance curve of the propeller fan without backplate

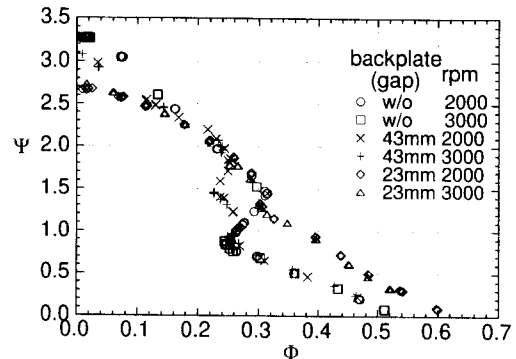


Fig. 9 Non-dimensional performance curve of the propeller fan with the backplate

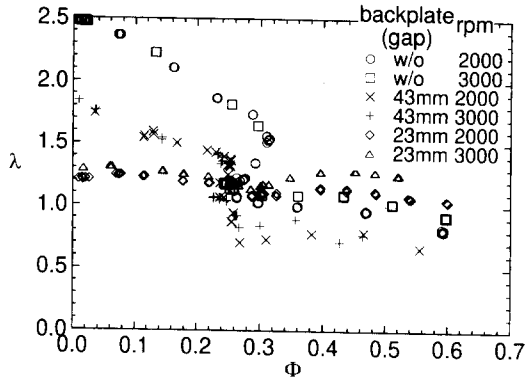


Fig. 10 Variation of brake horse power of the propeller fan

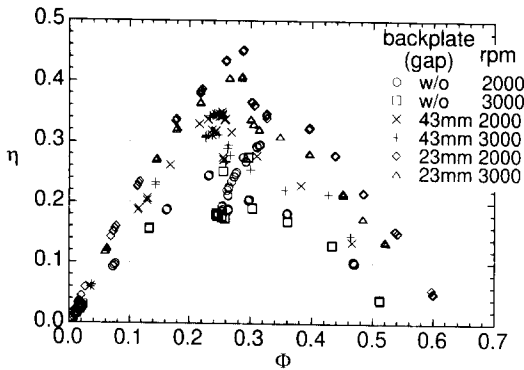


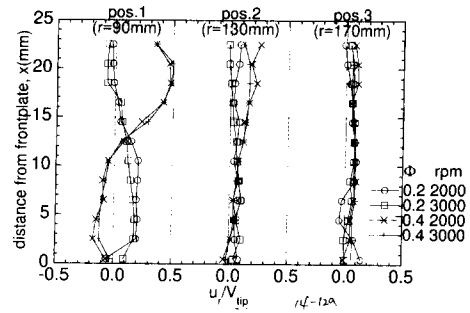
Fig. 11 Variation of efficiency of the propeller fan

압력이 약간 떨어질 뿐 크게 성능저하현상이 나타나지 않았다. Fig. 10의 일률계수는 디퓨저의 간격이 좁아짐에 따라 점차적으로 퍼져서 하나의 직선으로 합쳐지는 경향을 보였다. 저유량영역에서는 디퓨저 간격이 좁아짐에 따라 입력일률이 줄어들기 때문에 효율은 Fig. 11에서와 같이 디퓨저 간격이 좁아짐에 따라 증가한다. 뒷판이 없을 때 30%이던 최고효율이, 디퓨저 간격 43mm에서는 35% 정도 되고, 디퓨저 간격 23mm에서는 45% 정도가 된다. 그러나, 유량계수 $\phi=0.24\sim0.3$ 에서 발생하는 성능저하현상은 뒷벽의 유무 및 간격에 관계 없이 발생한다.

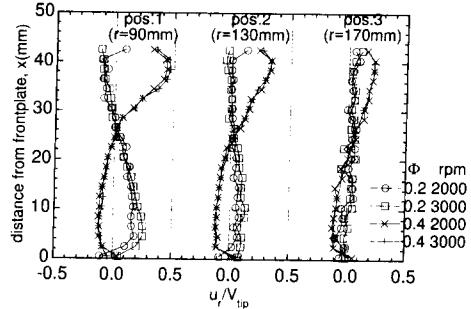
참고로, 최대효율이 발생하는 점에서의 형식수

$$k = \frac{N\sqrt{Q}}{(\rho_{FAN}/\rho)^{3/4}} \text{ [N (rad/sec), Q (m}^3\text{/sec), (Pa), (kg/m}^3\text{)]} \quad (3-9)$$

를 구해보면 약 2.48로, 축류송풍기의 형식수



(a) Gap 23 mm



(b) Gap 43 mm

Fig. 12 Variation of radial velocity components in diffuser

2~12의 범위에 속한다.

3.2 디퓨저 내부의 유동장

디퓨저 간격 43, 23mm, 회전수 2000, 3000 rpm, 유량계수 $\phi=0.2, 0.4$ 에서 $r=90, 130, 170$ mm 위치에서 3공 튜브로 측정된 유동장을 Fig. 12, Fig. 13에 나타내었다. Fig. 9의 성능곡선상에서 $\phi=0.24\sim0.3$ 전후로 불안정한 성능저하가 일어나기 때문에, $\phi=0.2$ 및 0.4 는 각각 성능저하 전후의 유량영역을 대표한다고 할 수 있다. Fig. 12에는 반경방향 속도성분을 프로펠러의 외주회전 속도 V_{tip} 으로 무차원화하여 나타내었는데, 회전수에 관계없이 상사한 속도분포를 보인다. 이를 실제 형상과 연관시켜 나타내기 위하여, Fig. 13에는 실제 형상비로 축소하여, 반경방향속도, 원주방향속도, 정압분포를 나타내었다. 유량계수가 큰 Fig. 13 (c), (d)에는 무차원화된 속도가 거의 일치하는 반면에, 유량계수가 작은 Fig. 13(a), (b)에서는 반경이 클 때 속도가 2m/s 이하가 되어 계측오차에 의한 교란이 많으나 그 경향은 잘 나타내고 있다. 계측된 속도분포를 이용하여 유량을 적분하

면, 유량이 큰 $\phi=0.4$ 인 경우는 노즐 측정유량을 기준으로한 적분유량의 오차가 디퓨저 간격 23 mm, 2000rpm, $r=90$ mm의 27%를 제외하고는 -2~15% 이내이므로, 적분시 수치오차, 계측오차를 고려할 때 합리적이다. 그러나, 유량이 작은 $\phi=0.2$ 인 경우는 +11~70% 정도 크게 예측되고, 간격 43mm, 3000rpm, $r=90$ mm와 130mm인 경우는 100% 정도 크게 예측된다. 이는 $\phi=0.2$ 일 때는 측정되는 유속이 대부분 0~2m/s 로 3공 튜브 측정오차가 앞서 기술된 유동각 5도, 속도 10% 보다 커질뿐만 아니라, 유동각이 접선방향에서 10도 이내인 영역이 많고, 이 각도범위에서는 sin 함수값이 급격히 변하므로, 5도 이상인 유동각 측정 오차가 반경방향 속도성분으로 환산될 때 미치는 오차가 크기 때문이다. Fig. 13에 나타난 정압분포는 3.3절에 나타난 뒷판 벽면정압과 비교할 때, 디퓨저 간격 43mm, $\phi=0.2$, 3000rpm인 경우를 제외하고는 거의 정확히 일치했다. (4) 압력분포는 대체로 디퓨저 간격을 통하여는 일정한데, Fig. 13 (c), (d)의 3000rpm일 때는 뒷판 근처에서 강한

반경 방향의 유동과 인접한 역류에 의해서 생기는 와류에 의해서 부분적으로 압력이 감소하고 있다.

유동장의 측정 데이터에서 주목할 점은 디퓨저 간격과 회전수에 관계 없이 유량계수가 $\phi=0.2$ 와 $\phi=0.4$ 인 경우의 반경방향 속도분포가 확연히 다르다는 점이다. $\phi=0.2$ 에서는 프로펠러 쪽에 가까운 앞판에서 반경방향속도가 양수이나, 뒷판 근처에서 유동역류가 발생하는데 반하여, $\phi=0.4$ 에서는 뒷판에서 유동이 반경방향으로 빠져나가고, 앞판에서 역류가 생긴다. $\phi=0.2$ 인 Fig. 13(a), (b)의 반경방향 속도분포에서부터, 이 유량계수영역에서는 디퓨저 간격에 관계 없이 축방향 속도성분은 매우 작은 것을 알 수 있다. 또한 $\phi=0.4$ 인 Fig. 13(c), (d)의 반경방향 속도분포를 관찰하면, 이 유량계수에서 축방향 속도성분은 반경방향 속도성분에 비해서 크거나 동등한 크기임을 알 수 있다. 즉, 유량이 적은 영역에서는 축방향의 속도성분이 거의 없어서 프로펠러 팬이지만 원심 팬 처럼 작용하고, 유량이 충분히 많은 영역에서는 축방향 속도 성분이 반경방향 속도성분에 비해 상대적으로 커짐

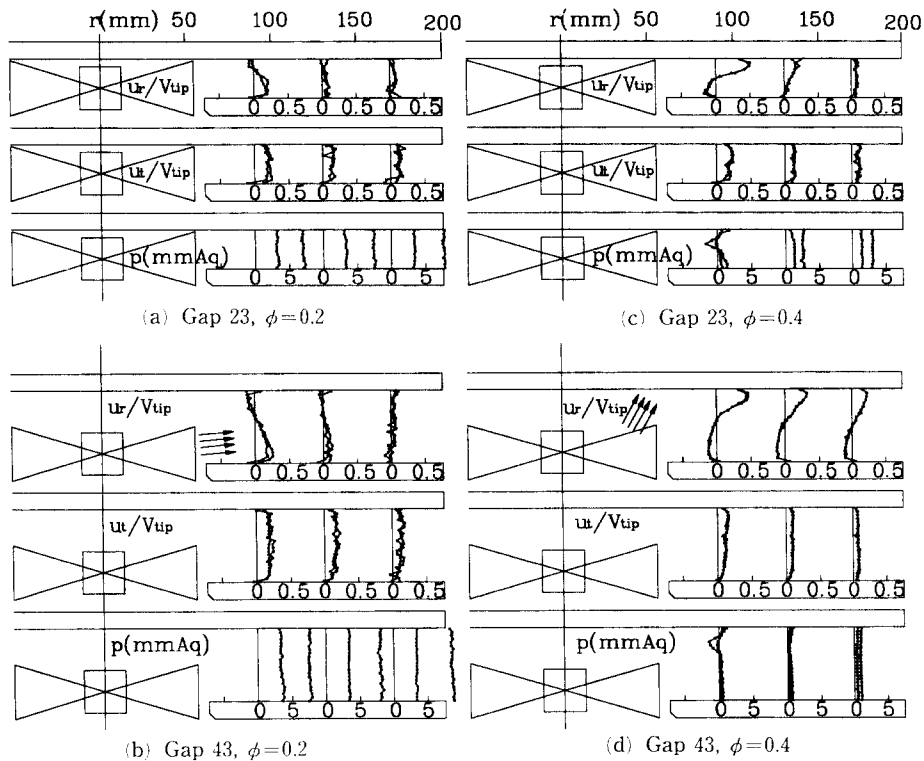


Fig. 13 Folw structure in diffuser for different flow coefficients

으로써 축류식으로 작용하게 된다.

이로부터 Fig. 8, 9에서 관찰된, 유량계수 $\phi = 0.24 \sim 0.3$ 근처에서 생기는 불안정한 성능저하가, 저유량의 원심식 특성을 보이는 유동장에서 고유량의 축류식 특성을 보이는 유동장으로의 유동전이 현상이라고 추정할 수 있다. 또, 이러한 관점을 가지고 Fig. 8을 보면, 저유량영역 성능곡선이 고유량영역 성능곡선보다 기울기가 급한데, 일반적으로 원심 팬의 성능곡선이 기울기가 급하고, 축류 팬의 성능곡선은 완만한 기울기를 가진다는 사실을 생각하면, 이 유동형태 전이가 성능저하와 관계가 있다는 사실을 뒷받침한다.

$\phi = 0.4$ 인 Fig. 13(c)를 보면, 디퓨저 간격이 23 mm일 때는 $r = 90$ mm에서 생긴 역류가 $r = 130, 170$ mm로 흐르면서 완전히 회복되어 속도분포가 균일하게 된다. 그러나, 디퓨저 간격이 넓어진 (d)를 보면, $r = 170$ mm에서도 완전히 회복되지 못하고, 역류부분이 출구까지 그대로 존재한다. 따라서, 그림의 압력분포와 같이 디퓨저 간격 43 mm에서는 압력회복이 덜된 상태로 챔버로 나오고, 디퓨

저 간격 23 mm에서는 압력을 충분히 회복한 상태로 챔버로 나가게 된다. 이것이 Fig. 9에서 고유량영역에서 디퓨저 간격이 좁아짐에 따라 성능이 향상되는 이유로 추정된다. 저유량영역 ($\phi = 0.2$)에서는 두 경우 다 유동이 완전히 회복되어, 디퓨저 간격이 큰 Fig. 13(b)가 디퓨저 간격이 작은 (a)보다 오히려 조금 높은 압력을 나타내는데, 고유량영역 ($\phi = 0.4$)에서는 디퓨저 간격이 좁을 때만 유동이 완전히 회복되어 디퓨저 간격이 큰 (d)가 디퓨저 간격이 작은 (c)보다 낮은 압력을 나타냈다. 이것은 Fig. 9의 성능곡선에서, 저유량영역에서는 디퓨저의 간격이 좁아짐에 따라 팬 압력이 줄어들고, 고유량 영역에서는 늘어난 것을 설명한다.

3.3 수직뒷판에서의 정압분포

대표적인 몇 가지 유량계수에서 반경을 따른 뒷판에서의 압력분포를 Fig. 14에 나타내었다. 반경 $r = 200$ mm 위치는 디퓨저의 끝이며 팬 시험장치의 챔버 압력을 표시했다. Fig. 14에서 공통점은 성능저하가 일어나는 유량 영역인 $\phi = 0.24 \sim 0.3$ 전후

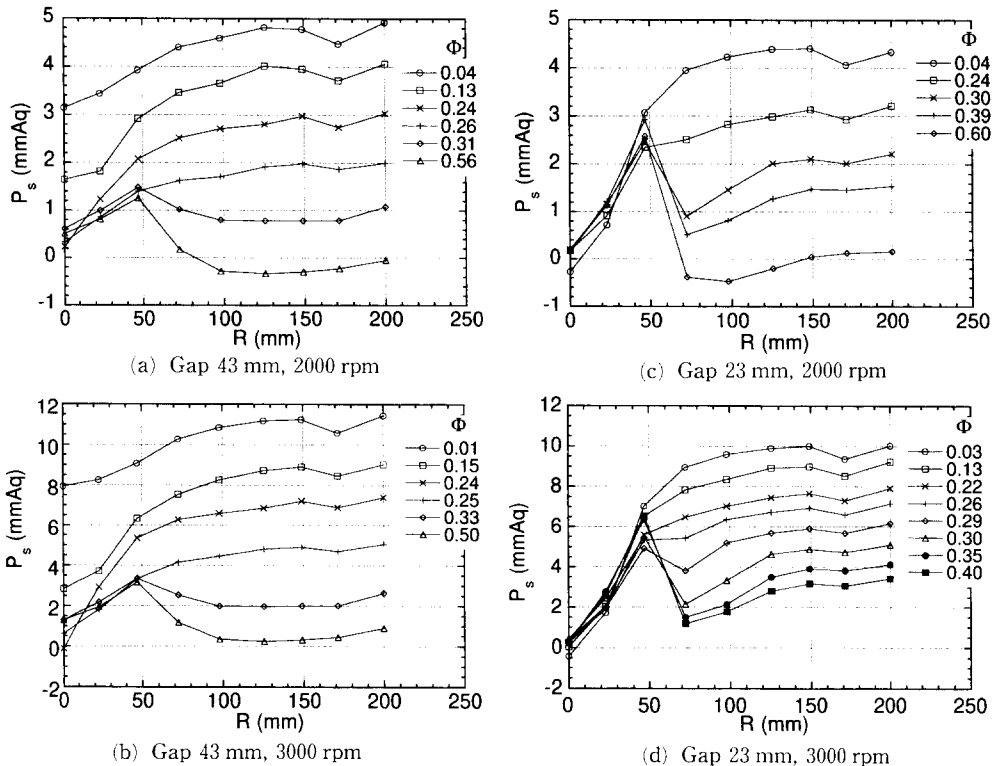


Fig. 14 Static pressure distributions on the backplate

로 뒷판의 벽면 압력분포가 서로 다른 두 가지 양상을 보인다는 점이다. 유량계수 ϕ 가 대략 0.24보다 작을 때는 반경 $r=0\text{mm}$ 에서부터 반경이 커짐에 따라 압력이 단조증가하고, ϕ 가 0.3보다 클 때는 $r=0\text{mm}$ 에서 $r=50\text{mm}$ 까지는 압력이 상승한 다음 $r=75\text{mm}$ 에서 급격히 감소한 후 서서히 상승한다. 유량계수에 따른 이 압력분포 형태의 변화는, 유량계수가 작을 때는 반경방향의 유동이 지배적이므로 디퓨저를 따라서 반경방향으로 확산이 일어나는 압력이 그대로 계측되고, 유량계수가 커서 축방향의 유동이 지배적이 되면 축방향의 유동이 뒷판에 정체되면서, 날개 반경이 미치는 $r=55\text{mm}$ 까지는 압력이 급격히 상승하게 되고, r 이 더 이상 커지면 유동이 뒷판을 따라 방향을 바꿈으로써 정체압력의 영향이 없어지게 된다.

축류식 유동을 보이는 고유량 영역 ($\phi > 0.3$)에서, $r=75\text{mm}$ 에서의 압력을 주의 깊게 관찰할 필요가 있다. 프로펠러와 뒷판이 거의 붙어 있는 Fig. 14(c), (d)에서는 $r=50\text{mm}$ 에서 최대가 된 정체압력의 영향이 $r=75\text{mm}$ 에서는 완전히 사라졌는데, 프로펠러와 뒷판이 21mm 떨어져 있는 Fig. 14(a), (b)에서는 $r=75\text{mm}$ 에서 완전히 압력이 떨어지지 않는다. Fig. 14 (a), (b)와 (c), (d)에서 고유량 영역 ($\phi > 0.3$)인 경우에 모두 $r=50\text{mm}$ 근처에서 최대 압력을 보이는 것은, 이 고유량영역은 반경방향속도보다 축방향속도가 우세함을 확인해주고, Fig. 14(a), (b)에서 $r=75\text{mm}$ 에서의 압력이 완전히 떨어지지 않았다는 것은 디퓨저 간격이 넓은 Fig. 13(d)에서는 축방향 유동성분이 반경방향 유동성분에 비해서 우세하기는 하지만, $r=75\text{mm}$ 에서 정체될 정도의 반경방향 유동성분이 있음을 의미한다. 이 계측결과를 축방향 속도성분과 반경방향 속도성분으로 표시하면 대략 Fig. 13(b), (d)의 화살표들과 같이 될 것이다.

뒷판의 압력분포에서 주목할 또 다른 점은, ϕ 가 작아서 원심식 유동이 지배적일 때, $r=0\text{mm}$ 에서 $r=50\text{mm}$ 사이의 압력이 디퓨저 간격 43mm에서는 압력이 꽤 높는데, 디퓨저 간격 23mm에서는 거의 대기압이라는 점이다. 이것은 디퓨저 간격이 43mm인 Fig. 13(b)를 보면, 프로펠러는 반경방향의 유동만 발생시키므로, 프로펠러와 뒷판 사이의 간격 21mm인 공간에 영향을 크게 주지 않고, 디퓨저 부분의 압력 영향이 이 공간으로 들어오는 반면, 디퓨저 간격 23mm인 Fig. 13(a)에서는 프로펠러

외주 끝과 뒷판 사이의 간격이 1mm로, $r=0\text{mm}$ 에서 $r=55\text{mm}$ 사이에 위치한 뒷판영역은 디퓨저의 다른 부분과 고립된 채로 프로펠러의 회전 영역에 너무 가까워서 그 회전속도의 영향을 받아 프로펠러와 같은 방향으로 돌기 때문으로 추정된다.

3.4 유동형태의 변화과정

앞에서 디퓨저 간격, 회전수에 관계 없이 $\phi = 0.24 \sim 0.3$ 근처에서 불안정한 성능저하영역이 생기고, 이보다 작은 유량에서는 원심형의 유동이 지배적이고, 이보다 큰 유량에서는 축류형의 유동이 지배적임을 확인했다. 이 유동형태의 변화가 어떤 과정을 거쳐서 일어나는지를 보기 위하여, 디퓨저 간격 43mm, 회전수 3000rpm으로 고정시키고, 팬의 부하를 미세하게 변화시키면서 $r=90\text{mm}$ 위치에서 유동장을 측정하여 Fig. 15에 나타내었다. 유동형태가 변하는 부분에서는 동일한 유량계수 ϕ 에서 여러 압력계수를 가지기 때문에, 압력계수 ψ 를 같이 나타내었다. Fig. 15에서 ψ 가 2.1 이상의 값에서는 앞판에서 반경방향으로 나가고 뒷판에서는 역류가 생기는 원심형의 속도분포를 가지고, ψ 가 1.4 이하의 값에서는 반대로 뒷판에서 반경방향으로 나가고 앞판에서 역류가 생기는 축류형의 속도분포를 갖는다. ψ 가 2.1과 1.4 사이에서 속도분포를 측정할 때, 팬 부하의 변동에 의해 전술한 바와 같이 팬의 회전수가 3% 정도가 변하였으며, 매우 불안정한 비정상상태의 유동이어서 Fig. 15에 나타내는 것이 의미가 없다. 고정된 한 지점에서 여러 번 측정을 하였을때 전혀 일관성 없는 데이터를 나타내었는데, 이 유량범위에서 유동방향이 계속 변

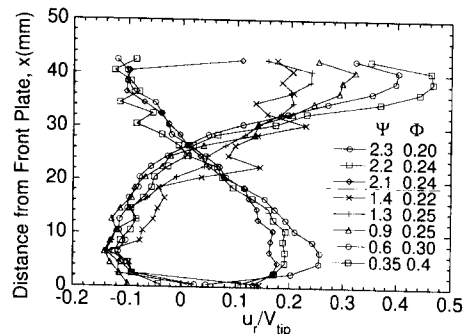


Fig. 15 Flow Type Change (gap 43mm, 3000rpm, $r = 90\text{mm}$)

동하는 비정상상태 유동장임을 나타낸다. Fig. 15에서 $\psi=2.3, 0.35$ 등 양 극단에서는 속도분포가 깔끔한데, 성능곡선상에서의 성능저하 영역에 가까와지면서 속도분포가 찌그러지기 시작하는 것은 어느 정도 비정상유동장의 영향을 받음을 의미한다. 이상의 측정에서 성능곡선상의 성능저하영역은 비정상상태의 불안정한 유동영역이고, 이 영역에서 유동형태가 원심형에서 축류형으로 바뀌는 것을 확인하였다.

4. 결론

소형 프로펠러 팬의 성능시험을 하여 성능곡선상에서 불안정한 성능저하영역이 존재함을 발견하였다. 이 성능저하현상의 원인을 규명하기 위하여 뒷판이 있는 팬의 디퓨저 사이의 유동을 3공 튜브로 측정하여 이 소형 프로펠러 팬은 저유량영역에서 원심팬 처럼 작동하고, 고유량영역에서는 축류식으로 작동한다는 것을 밝혔다. 이 유동 모드의 변화 과정은 비정상적인 유동영역을 거쳐서 이루어지며, 유동형태 변화과정이 프로펠러 팬의 성능곡선에서 보이는 성능저하 현상의 직접적인 원인임을 확인하였다. 또, 디퓨저의 간격에 따라 성능특성이 변하는 이유는 디퓨저 내의 유동의 변화로 설명할 수

있었다.

후기

본 연구는 서울대학교 터보 동력기계 연구센터와 삼성전자(주)의 산학협동 연구로 수행되었다. 이에 저자들은 관계자 여러분께 깊은 감사를 드린다.

참고문헌

- (1) AMCA, 1987, *Fan Application Manual, Publication 201, Fans and Systems*, AMCA, Illinois, pp. 2~6
- (2) Lee, J. C. and Ash, J. E., 1956, "A Three-Dimensional Spherical Pitot Probe," *Transactions of the ASME*, pp. 603~608
- (3) Eckerle, W. A. and Langston, L. S., 1969, "Measurements of a Turbulent Horseshoe Vortex Formed Around a Cylinder," *NASA Contractor Report 3986*, pp. 9~10
- (4) 강신형, 김진권, 1995, "프로펠러 및 원심형 송풍기의 성능향상 및 회전차 내부 유동해석 프로그램 개발," 터보동력기계 연구센터 연구보고서, 서울대학교