

룸에어콘 실내기의 설계인자 변화에 따른 관류팬의 공력성능 연구 Study on the Aerodynamic Performance of a Cross-Flow Fan for the Various Design Factors of an Indoor Room Air-Conditioner

김 장 권 · 정 규 조
J. K. Kim and K. J. Jeong

Key Words : Aerodynamic Performance(공력성능특성), Cross Flow Fan(관류팬), Eccentric Vortex(편심와류), Fan Tester(팬테스터), Flow Coefficient(유량계수), Rear Guider(리어가이더), Stabilizer(스테빌라이저), Static Pressure Coefficient(정압계수), Static Pressure Efficiency(정압효율)

Abstract : The aerodynamic performance of a cross-flow fan is strongly influenced by the various design factors of a rear-guider and a stabilizer. The purpose of this paper is to investigate the effects of a rear-guider and a stabilizer on the aerodynamic performance of a cross-flow fan. The design factors considered in this paper are a rear-guider clearance, a stabilizer clearance, and a stabilizer setup angle, respectively. This experiment was carried out with a constant revolution number of 700 rpm in a cross-flow fan installed in the fan tester. The static pressure, flowrate, torque, and revolution number were measured in this paper. Also, the pressure coefficient and the efficiency were analysed according to the various assembly conditions using a stabilizer setup angle, a stabilizer clearance, and a rear-guider clearance in the indoor room air-conditioner.

1. 서 론

최근 룸에어콘의 보급이 매우 활발하게 이루어지면서, 그동안 벽걸이 분리형 룸에어콘(room air-conditioner)의 실내기에서 사용되는 관류팬(cross-flow fan)에 대한 논문이 많이 발표되어졌으나, 관류팬의 설계방법은 아직까지도 완벽하게 확립되지 않아, 관련업계에서도 경험에 의한 설계에 주로 의존하고 있다.

일반적으로 벽걸이 분리형 룸에어콘의 실내기는 관류팬을 중심으로 공기가 들어오는 전면측에 스테빌라이저(stabilizer), 배면측에 리어가이더(rear-guider)를 배치한 구조를 가진다. 보통 전면부나 상부로부터 실내의 고온공기를 흡입하는 쪽에는 그릴부와 필터 그리고 열교환기가 배치되어 있다. 또 열교환기를 거치면서 온도가 낮아진 저온공기는 관류팬의 블레이드(blade)를 두 번 관통하여 하부전면으로 토출하면서 기류의 방향을 바꾸는 루버(louver)를 거치는 특징을 갖는다. 따라서 룸에어콘 실내기

의 내부 유동은 리어가이더의 형상과 관류팬과의 틈새, 그리고 스테빌라이저의 간극과 설치 각도에 따라 많은 성능 변화를 가져오게 되는데, 특히 스테빌라이저 근방에 존재하는 편심와류(eccentric vortex)에 따라 관류팬의 유동특성이 크게 달라진다고 보고되고 있다.^{1,2)}

Tsurusaki 등³⁾은 익근차(impeller) 원주상에 중심을 갖는 편심와류영역과 유체수송을 행하는 관류유동역이 존재함으로써 편심와류의 크기와 세기를 쉽게 결정할 수가 없고, 유동장이 케이싱 형상에 강하게 영향을 받기 때문에 동일한 익근차에도 케이싱에 의해서 그 성능이 다르게 된다고 하였다. 이런 이유 때문에 관류팬의 최적설계를 목적으로 하는 실험적, 이론적 연구가 계속되고 있다.

관류팬은 1893년 Mortier의 발명특허를 통해 최초로 도입되었다.¹⁾ 이런 팬의 연구는 초창기에는 Eck, Laakso, Coaster, Zenkner 등 많은 연구자들에 의해 수행되었다. 그러나 가치 있는 연구들은 Ilberg & Sadeh, Porter & Markland, Preszler & Lajos, Murata & Nishihara 등에 의해 수행되었으며, 이들 연구들은 에어컨, 통풍장치, 에어컨튼에 이르기까지 널리 응용되어지고 있다.⁴⁾

본 연구에서는 룸에어콘 실내기의 내부 모델을

접수일 : 2005년 6월 12일
정규조(책임저자) : 군산대학교 동력기계시스템공학전공
E-mail : kijeong@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1843
김장권 : 군산대학교 동력기계시스템공학전공

형상화하기 위하여 관류팬의 리어가이더 곡률반경의 원점을 새롭게 설정하여 제작된 리어가이더의 형상을 가지고 관류팬과의 틈새조정을 시도하고, 또 관류팬과 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주어 형성되는 관류팬의 공력성능 특성을 분석하였다. 따라서 본 연구에서는 높은 효율과 소음 저감이 가능한 관류팬의 최적 운전조건을 찾고자 하며, 아울러 관류팬에 대한 유로를 체계적으로 설계하는 방안도 동시에 확립하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치이다. 먼저 팬테스터는 KSB 6311과 AMCA STANDARD 210-85를 참고로 하여 흡입형 단일 노즐방식으로 설계 제작하여 사용하였다. 팬테스터의 풍량은 교정작업을 실시하여 노즐의 차압을 직접 측정하여 얻을 수 있도록 하였다.⁵⁾ 또 팬테스터의 구동장치는 최대용량이 100 mN·m인 토크검출기(Onosokki, MD-105R)와 최대용량이 20,000 rpm인 회전수감지기(Onosokki, MP-981)가 부착되어 있고, 정격출력이 100 Watt인 AC 서보모터(Samsung, CSM-01)로 구동되도록 설계하였으며, 구동축(shaft) 끝은 팬 축을 쉽게 결합할 수 있도록 척(chuck)을 이용하였다. 여기서 AC 서보모터의 구동은 인버터(inverter) 방식의 서보드라이브(Samsung, CSDJ-01BX1)를 사용하였다. 또한 팬테스터에서의 정압과 차압은 최대용량이 200 mmH₂O인 차압센서(Furness, FCO332)를 이용하여 각각 측정하였으며, 팬의 토크와 회전수는 전용지시기(Onosokki, TS-3600E)를 사용하였다.

한편, 컴퓨터에서 차압센서와 토크검출기 및 회전수감지기 등의 신호들을 받아들이기 위해서는 A/D

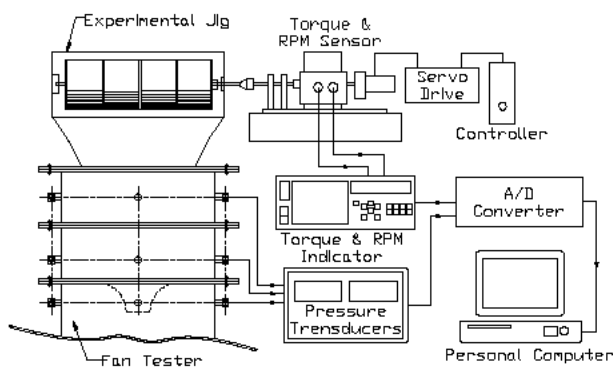


Fig. 1 Experimental setup

컨버터 (Keithley, KPCI-3101)를 위한 데이터 취득 전용프로그램을 만들어 사용하였다. 이 프로그램 제작에는 Testpoint (Keithley, version 4.5) 소프트웨어를 이용하였다.

2.2 실험방법

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 관류팬의 상세한 기하학적 내용을 나타내고 있다. 관류팬은 외측 직경이 106 mm이고, 날개수가 35개이며, 길이가 710 mm인 양산품을 314 mm의 길이가 되도록 Fig. 2와 같이 개조하여 사용하였다.

한편 Fig. 3은 관류팬을 중심으로 리어가이더와 스테빌라이저의 설계인자를 나타낸 그림이다. 리어가이더의 곡률부 설계⁶⁾는 관류팬과 같은 원점을 가지면서 관류팬 외경의 0.4배 크기로 기초원을 그린다. 다음 팬 중심을 통과하면서 리어가이더의 선단부각도(θ_1) 33°에서 그려진 직선이 4상한에서 기초원과 교차하는 지점을 원점으로 하였다. 또 리어가이더 곡률반경은 80.2 mm가 되도록 선단부각도 33°에서부터 시작하여 108°가 되는 지점까지 원호를 그리고, 108°이후부분은 꺾임이 없이 매끈하게 직선처리를 하였다. 또한 선단부각도 이전부분은 실제의 에어콘 실내기에서처럼 돌출부를 도입하였다.

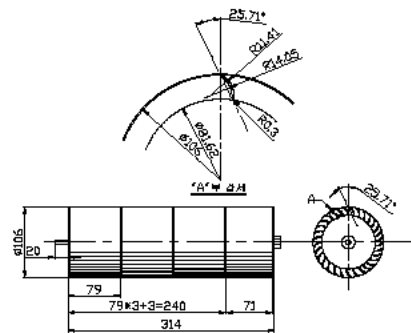


Fig. 2 Geometry configuration of cross-flow fan

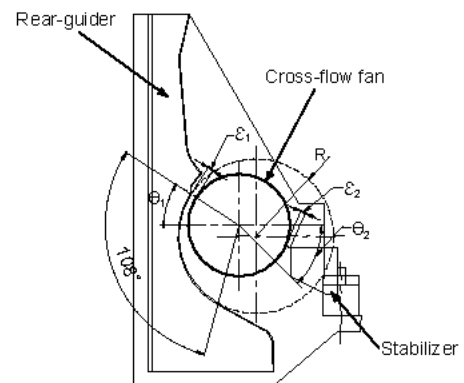


Fig. 3 Geometry configuration of experimental jig

본 연구에서 다른 관류현의 공력성능은 다음과 같은 절차로 얻어진다. 즉 물에어론 실내기 실험장치의 토출부를 헨테스터에 덕트로 연결한 다음 관류현 회전축을 토크검출기와 회전수감지기가 부착된 AC모터로 구동되는 구동장치의 척에 연결하여 일정회전수로 관류현을 동작시킨다.⁵⁾ 본 연구에서는 관류현의 공력성능 확보를 위해 700 rpm의 일정회전수를 사용하였다. 이때 헨테스터로부터 형성되는 정압과 유량 그리고 토크와 회전수는 보조현과 댐퍼(damper)에 의해 제어가 되므로 원하는 관류현의 공력성능 특성을 쉽게 얻을 수 있었다. 먼저 관류현의 유량은 헨테스터내에 설치된 직경이 60 mm인 노즐의 전후압력을 차압센서를 이용하여 측정하였고, 노즐 차압대 유량관계의 교정작업 결과를 활용하여 계산하였다. 또 토크와 회전수를 동시에 측정할 수 있어 관류현의 공력성능을 쉽게 얻을 수 있었다.

이런 일련의 과정들은 관류현의 유로를 구성하는 스테빌라이저의 위치와 틸새변화 및 리어가이더의 틸새변화에 따라 조립조건이 달라지기 때문에 매 조건마다 위의 공력성능을 얻을 수 있었다. 스테빌라이저의 설치각도 변화(θ_2)는 45°, 55°, 65°로 정하였으며, 스테빌라이저의 설단부 틸새 변화(ε_2)는 5 mm, 7 mm, 9 mm로 하였다. 또한 리어가이더의 선단부 틸새변화(ε_1)는 4 mm, 6 mm, 8 mm, 10 mm로 설정하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 스테빌라이저 설치각도에 따른 공력성능

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 각각 리어가이더 선단부에서 관류현과의 최소틈새가 $\varepsilon_1=6$ mm이고, 관류현과 이루는 스테빌라이저의 설단부 최소틈새가 $\varepsilon_2=7$ mm인 조건에서 스테빌라이저의 설치위치를 결정하는 설치각도에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수와 정압효율의 분포를 나타낸다. 여기서 유량계수, 정압계수 및 정압효율은 다음 식들에 의해 각각 정의하였다.

$$\phi = \frac{Q}{D_2 \times l \times U_2}, [-] \quad (1)$$

$$\psi_s = \frac{2g \times P_s}{\gamma \times U_2^2}, [-] \quad (2)$$

$$\eta_s = \frac{P_s \times Q}{0.102 \times 60 \times L} \times 100, [\%] \quad (3)$$

- 여기서, D_2 : 관류현의 외경 [m]
- g : 중력가속도 [m/s^2]
- l : 관류현의 길이 [m]
- L : 동력 [Watt]
- P_s : 정압 [mmH₂O]
- Q : 유량 [m^3/min]
- U_2 : 관류현의 출구측 원주속도 [m/s]
- γ : 공기의 비중량 [kg/m^3]

이다.

Fig. 4(a)의 스테빌라이저 설치위치에 따른 정압계수는 스테빌라이저의 설치각도가 45°의 경우는 유량계수 $\phi \approx 0.4$ 이전에서 그리고 각도 55°의 경우는 유량계수 $\phi \approx 0.35$ 이전에서 그리고 설치각도 65°의 경우는 $\phi \approx 0.3$ 이전에서 각각 들쭉날쭉한 변곡점을 갖는 분포를 보여주며, 토출 공기가 빠져나가는 면적이 제일 작은 각도 65°에서 최대정압이 약간 더 큰 모습도 보여주고 있다. 그러나 설치각도 45°에 대한 $\phi \approx 0.4$ 이후와 각도 55°에 대한 $\phi \approx 0.35$ 이후 및 각도 65°의 $\phi \approx 0.3$ 이후에서 정압계수는 유량계수의 증가에 따라 현저히 감소하고, 특히 $0.4 < \phi < 0.6$ 에서는 각도 55°에서 가장 큰 크기를 보여주며, $\phi > 0.6$ 에서는 토출면적이 가장 큰 각도 45°에서 정압이 가장 큰 분포를 보여준다. 즉 다시 말해 최대풍량은 각도가 커짐에 따라 토출면적이 줄어들므로 현저히 감소한다. 여기서 관류현의 실제 운전조건이 최대효율을 벗어난 $0.4 < \phi < 0.6$ 에서 형성되는 점을 고려해볼 때 바람직한 스테빌라이저의 각도 위치는 55°로 생각된다.

Porter 등¹⁾과 Toffolo 등²⁾은 관류현의 가시화실험을 통해 편심와류 궤적에 가장 영향을 많이 미치는 케이싱 부분은 리어가이더이고, 스테빌라이저는 편심와류를 생성하는 역할을 한다고 하였다. 특히 최대유량영역에서는 편심와류의 중심이 스테빌라이저쪽 날개 경로내에서 일어나고, 교축을 하게 되면, 와류는 임펠러 내부쪽으로 움직이며, 스테빌라이저 근처에서 유입하는 유체유동은 불안정해진다고 하였다. 더욱 심하게 교축하면, 와류는 임펠러 내부에서 상당히 안정되는 반면, 스테빌라이저 근처에서 유입하는 유체유동은 더욱 불안정해지고 리어가이더로 흐르는 유체는 속도가 빨라지게 된다. 또 유량이 없는 교축상태에서 유체는 임펠러와 거의 같은 속도로 강제 와류와 같이 회전을 하므로, 유체는 리어가이더측으로 더욱 치우쳐 빠르게 흐르지만 곧 스테빌라이저측으로 역류되어 재순환을 겪게 되며, 입구측에서 매우 불안정해진다고 하였다. 또 Murata 등⁴⁾은 관

류현을 둘러싼 케이싱(casing)의 다양한 치수 변화에 따라 임펠러 내부에 존재하는 편심와류의 움직임에 따라 유량계수 0.3 전후에서 성능곡선이 다르게 나타난다고 하였다. 그러나 본 연구에서는 설단부 설치각도에 따라 다르게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 4(b)의 스테빌라이저 설치위치에 따른 정압효율은 유량계수의 증가에 따라 증가하다가 최고효율점에 이른 다음 다시 하강하는 모습을 보여준다. 이때, 최대 정압효율은 스테빌라이저의 설치각도 45°, 55°, 65°에 대하여 각각 유량계수가 $\phi \approx 0.4$, $\phi \approx 0.35$, $\phi \approx 0.3$ 에서 형성되는데, 그 크기는 각각 약 31%, 32%, 28% 정도를 나타내어, 스테빌라이저의 설치각도 55°에서 미소한 차이지만 가장 큰 크기를 보이고 있다. 또 유량계수 $0.1 < \phi < 0.3$ 에서의 정압효율 크기는 설치각도가 증가함에 따라 증가하며, 유량계수 $0.4 < \phi < 0.6$ 에서는 설치각도 55°의 경우가 가장 크게 나타나며, $\phi > 0.6$ 에서는 설치각도 45°에서 가장 큰 크기를 보여주고 있다.

(a)

(b)

Fig. 4 Aerodynamic performance curves for various stabilizer setup angles

3.2 스테빌라이저 설단부 틈새에 따른 공력 성능

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 각각 리어가이더 선단부에서 관류현과의 틈새가 $\epsilon_1=6$ mm이고, 관류현을 관통하는 중심선과 이루는 스테빌라이저의 설치각도가 $\theta_2=55^\circ$ 인 조건에서 스테빌라이저가 관류현과 이루는 설단부 최소틈새에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수 및 정압효율의 분포를 나타낸다.

Fig. 5(a)에서 보는바와 같이 스테빌라이저의 설단부 틈새에 관계없이 정압계수는 작은 크기 차이를 보이면서 비교적 유사한 모습의 분포 특성을 나타내는데, 대체로 틈새 5 mm의 경우가 동일 풍량 대비 약간 더 크게 분포되는 것을 알 수 있다. 그리고 스테빌라이저의 틈새가 증가함에 따라 각각 유량계수 $\phi \approx 0.4$, $\phi \approx 0.35$, $\phi \approx 0.3$ 이전에서는 들쭉날쭉한 변곡점을 갖는 분포를 보여주며, 그 밖의 유량계수 범위에서는 유량계수가 증가함에 따라 급속히 감소하는 분포 특성을 보여주고 있다. 여기서 설단부 틈새가 너무 작으면 불연속적 소음인 익통과주파수(blade-

(a)

(b)

Fig. 5 Aerodynamic performance curves for various stabilizer cutoff clearances

passing-frequency, BPF) 소음이 발생하는데, 그 기준이 되는 설단부 틈새는 관류현 외경 대비 약 $\epsilon_2/D_2=6\%$ 미만으로 그동안 알려져 왔다. 그런데 틈새 5 mm는 관류현의 외경대비 4.7%이므로 BPF 소음이 발생한다. 따라서 유량계수 $0.4 < \phi < 0.6$ 에서는 틈새 5 mm와 틈새 7 mm의 정압계수가 큰 크기 차이를 보이고 않고 있고, 틈새 7 mm는 외경대비 약 6.6%이므로 BPF 소음이 발생되지 않아 사용하기에 바람직한 스테빌라이저 틈새로 생각할 수 있다.

Fig. 5(b)의 스테빌라이저 틈새에 따른 정압효율은 스테빌라이저 틈새에 관계없이 최고효율 부근을 제외하곤 매우 유사한 모양의 분포를 이루고 있다. 그러나 최고정압효율에 해당하는 유량계수는 스테빌라이저의 틈새가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보이고 있다. 여기서 최고정압효율은 틈새가 7 mm와 9 mm에서 모두 약 32%의 크기를 보여주고 있다.

3.3 리어가이더 최소 틈새에 따른 공력성능

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 각각 관류현과 이루는 스테빌라이저의 설치각도가 $\theta_2=55^\circ$ 이고, 설단부 틈새가 $\epsilon_2=7$ mm인 조건에서 리어가이더의 선단부가 관류현과 이루는 최소틈새에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수 및 정압효율의 분포를 나타낸다.

Fig. 6(a)의 리어가이더 틈새에 따른 정압계수 분포는 리어가이더 최소틈새에 관계없이 매우 유사한 모습을 보여주며, 유량계수 $\phi \approx 0.4$ 이전에서는 들쭉날쭉한 변곡점을 갖고, $\phi \approx 0.4$ 이후에서는 급격히 감소하는 특성을 보여주고 있다. 여기서 유량계수 $\phi \approx 0.4$ 이전에서는 리어가이더의 최소틈새가 증가함에 따라 정압효율이 증가하는 경향을 보이며, 대부분의 관류현의 운전점이 결정되는 유량계수 $0.4 < \phi < 0.6$ 에서는 리어가이더의 최소틈새에 관계없이 비교적 같은 크기로 중첩되는 현상을 나타낸다. 전체적으로는 리어가이더의 틈새가 가장 큰 10 mm에서 정압계수가 가장 크게 나타나나, 이것을 룸에어콘 실내기에 적용하면 실내기의 깊이가 증가함으로 콤팩트한 디자인성을 강조할 경우 바람직한 치수가 되지 못하므로 최소틈새인 4 mm를 선택하는 것이 바람직하다고 본다.

Fig. 6(b)의 리어가이더 틈새에 따른 정압효율은 유량계수가 증가함에 따라 최고효율지점까지 급격히 증가하다가 완만하게 증가하는 구간을 거쳐 다시 급격히 증가하다가 최고효율 이후에는 급격히 감소하는 전형적인 분포모습을 보여주고 있다. 특히

유량계수 $0.1 < \phi < 0.4$ 에서 다소 크기 차이를 보이면서 나타나지만, 그 밖의 유량계수 영역에서는 비교적 유사한 크기와 모습을 보여주고 있다. 최고정압효율은 유량계수 $\phi \approx 0.4$ 에서 형성되며, 그 크기는 32~34%를 보이고 있다.

(a)

(b)

Fig. 6 Aerodynamic performance curves for various rear-guider clearances

4. 결 론

룸에어콘 실내기에 적용되는 관류현에서 리어가이더의 틈새와 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주어 형성되는 공력성능을 분석한바 얻어진 결과들은 다음과 같다.

- 1) 정압계수와 정압효율은 최고정압효율을 나타내는 유량계수값 이전의 영역에서는 들쭉날쭉하게 변곡되는 모습을 보여주나, 최고효율지점을 벗어난 영역에서는 유량계수의 증가에 따라 각각 급격히 감소하는 특징을 보여준다.
- 2) 스테빌라이저의 설치각도에 대한 정압계수와 정

압효율은 관류팬의 운전점 위치를 고려하면 각도 55°가 더 우수하다고 볼 수 있다.

- 3) 스테빌라이저의 틈새가 증가하면 정압계수는 낮아지나 정압효율은 큰 차이를 나타내지 않아, 관류팬의 운전점과 BPF 소음을 고려하면 틈새 7 mm가 바람직하다.
- 4) 리어가이더의 최소 틈새가 증가하면 정압계수와 정압효율은 증가하나, 틈새가 너무 증가하면 룸에어콘 실내기의 깊이가 증가되어 콤팩트한 크기를 가질 수 없으므로 리어가이더 틈새는 작을수록 좋다.

후 기

본 연구는 2004학년도 군산대학교 후반기 연구교수 연구년제의 일환으로 연구된 내용입니다.

참고 문헌

- 1. A. M. Porter and E. Markland, 1970, "A Study of the Cross Flow Fan", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 12, No. 6, pp. 421~431.

- 2. A. Toffolo, A. Lazzaretto and A. D. Martegani, 2004, "An Experimental Investigation of the Flow Field Pattern within the Impeller of a Cross-Flow Fan", *Experimental Thermal and Fluid Science*, article in press.
- 3. H. Tsurusaki et al., 1993, "Study of Cross-Flow Fan Internal Flow by Flow Visualization (1st Report, Discussion of Measured Results by Particle-Tracking Velocimetry)", *Transactions of JSME (Series B)*, Vol. 59, No. 568, pp. 3743~3748.
- 4. S. Murata and K. Nishihara, 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan (1st Report, Effects of Housing Geometry on the Fan Performance)", *Bulletin of the JSME*, Vol. 19, No. 129, pp. 314~321.
- 5. 김장권, 1993, "Fan Tester의 성능평가에 대한 연구", *한국항공우주학회지*, 제21권, 제1호, pp. 45~51.
- 6. 김장권, 1996, "관류형 송풍기의 리어가이더 형상 결정 방법", 특허 제107610호.