

## 리어가이더 선단각도에 따른 룸에어콘용 관류팬의 공력성능에 관한 실험적 연구

### Experimental Study on the Aerodynamic Performance of a Cross-Flow Fan for the Various Leading Angles of a Rear-Guider for a Room Air-Conditioner

김장권\*† · 오석형\*\*

Jang-Kweon Kim\*† and Seok-Hyung Oh\*\*

(접수일 : 2012년 12월 24일, 수정일 : 2013년 3월 18일, 채택확정 : 2013년 3월 18일)

**Abstract:** Generally, the chassis of an indoor RAC is composed of a rear-guider and a stabilizer. The aerodynamic performance of a cross-flow fan is strongly influenced by the various design factors of the chassis of an indoor RAC. The purpose of this paper is to select the optimum design factors through the aerodynamic performance of a cross-flow fan. The design factors are the leading angle of a rear-guider ( $\theta_1$ ), a stabilizer setup angle( $\theta_2$ ), a rear-guider clearance( $\epsilon_1$ ), and a stabilizer clearance( $\epsilon_2$ ), respectively. As a result, the optimum design factors of an indoor RAC can be presented as a combination of  $\theta_1 = 33^\circ$ ,  $\theta_2 = 55^\circ$ ,  $\epsilon_1 = 6 \sim 8mm$ , and  $\epsilon_2 = 7mm$  through the analysis of a static pressure coefficient and a static pressure efficiency.

**Key Words :** Aerodynamic Performance, Cross-Flow Fan, Cut-off, Fan Tester, Flow Coefficient, Leading Angle, Rear-Guider, Room Air-Conditioner, Stabilizer, Static Pressure Coefficient, Static Pressure Efficiency

#### — 기호 설명 —

$D_0$  : 리어가이더의 곡률중심 기초원의 직경 [m]

$D_2$  : 관류팬의 외경 [m]

$g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]

$\ell$  : 관류팬의 순수 날개길이 [m]

$L$  : 동력 [Watt], ( $L = \frac{2\pi N \cdot T}{60 \times 1000}$ )

$N$  : 회전 회전수 [rpm]

$p_s$  : 정압 [ $mmH_2O$ ]

$Q$  : 유량 [ $m^3/min$ ]

$R$  : 리어가이더의 곡률반경 [m]

$T$  : 토크(torque) [ $mN \cdot m$ ]

$U_2$  : 관류팬의 출구측 원주속도 [ $m/s$ ]

$\gamma$  : 공기의 비중량 [ $kg/m^3$ ]

$\epsilon_1$  : 리어가이더의 선단(leading)부 틈새 [m]

\*† 김장권(교신저자) : 군산대학교 동력기계시스템공학과  
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

\*\* 오석형 : 군산대학교 기계공학부

\*† Jang-Kweon Kim(corresponding author) : Department of  
Power System Engineering, Kunsan National University.

E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

\*\* Seok-Hyung Oh : School of Mechanical Engineering, Kunsan  
National University.

$\epsilon_2$  : 스테빌라이저 설단(cut-off)부 틈새 [m]

$\eta_s$  : 정압효율 [%],  $\left(\eta_s = \frac{p_s \cdot Q}{L \times 0.102 \times 60} \times 100\right)$

$\theta_1$  : 리어가이더의 선단각도 [°]

$\theta_2$  : 스테빌라이저의 설치각도 [°]

$\lambda$  : 동력계수,  $\left(\lambda = \frac{2g \times L \times 0.102}{D_2 \times l \times \gamma \times U_2^2}\right)$

$\psi_s$  : 정압계수,  $\left(\psi_s = \frac{2g \times p_s}{\gamma \times U_2^2}\right)$

$\phi$  : 유량계수,  $\left(\phi = \frac{Q}{D_2 \times l \times U_2}\right)$

## 1. 서 론

벽걸이형으로 판매되는 분리형 룸에어콘(이하 RAC라고 함)은 일반적으로 응축기(condenser), 압축기(compressor), 축류팬 등이 위치한 실외기와 증발기(evaporator), 관류팬(cross-flow fan) 등이 위치한 실내기로 구성되어 있다. 여기서 관류팬은 보통 단일원호를 갖는 많은 숫자의 전경익(forward-curved blade)들을 포함하는 임펠러(impeller)이다. 또 RAC 실내기의 새시(chassis)는 관류팬 전면에 위치한 스테빌라이저(stabilizer)와 관류팬 배면에 위치한 리어가이더(rear-guider)를 통해서 하나의 유로를 구성한다.

관류팬은 1893년 Mortier의 발명특허<sup>1)</sup>를 통해 최초로 소개된 이후, 큰 진전이 없다가 1953년 Eck에 이르러 관류팬의 내부유동을 구성하는 편심와(eccentric vortex)의 구조가 처음 발견되었다. 초창기에는 Eck, Laakso, Coaster, Zenkner 등에 의해 관류팬의 작동과정을 이해하려는 실질적인 연구가 활발하게 진행되어 왔으며<sup>2)</sup>, 그 후 Porter 등<sup>2)</sup>, Ilberg 등<sup>3)</sup>, Murata 등<sup>4)</sup>, Preszler 등<sup>5)</sup>, Tsurusaki 등<sup>6)</sup>, Toffolo 등<sup>7)</sup>에 의해 연구 내용이 더욱 발전되었다. 그 결과 관류팬의 공력성능과 유동장은 편심와의 형상과 크기에 강한 영향을 받으며, 이 편심와는 주어진 관류팬에 대한 리어가이더의 형상과 크기 등에 의해서 크게 영향을 받는다고 알려져 있다. 그러나 관류팬에 대한 전형적인 설계방법이 아직까지도 명확히 정립되어 있지 않아 응용목적에 따라서는 시행착오에 의한 실험적 방법에 주로 의존하고 있는 실정이다. 이에 대한 예들로 국내에서도 관류팬에 대한 실험적

연구가 1990년대 후반부터 집중적으로 연구되었는데, Seo 등<sup>8)</sup>과 Koo<sup>9)</sup>들을 포함한 많은 연구자들이 RAC 실내기의 내부구조를 형성하는 스테빌라이저의 다양한 형상과 설치 위치, 그리고 리어가이더의 형상 및 공기토출구의 형상변화에 따른 풍량 및 소음 등의 성능변화를 실험적으로 연구한바가 있다. 그러나 Kim<sup>10)</sup>은 관류팬을 기준으로 리어가이더 곡률반경의 원점을 새롭게 정하여 RAC 실내기의 내부구조인자들을 합리적으로 결정하는 새로운 특허를 발표한 이래, 이를 토대로 만들어진 하나의 리어가이더를 이용하여 관류팬과 이루는 틈새 및 스테빌라이저의 틈새와 설치각도의 변화에 따른 공력성능을 분석한 논문<sup>11)</sup>을 발표하여 특허의 타당성을 확보한바가 있다.

한편, 본 연구에서는 기 발표된 특허<sup>10)</sup>의 타당성을 더욱 확보하고자 리어가이더의 곡률이 시작되는 선단각도(leading angle)에 변화를 주었을 때, 다양한 설계변수들, 즉 관류팬과 리어가이더의 틈새조정을 시도하고, 또 관류팬과 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주었을 때 형성되는 관류팬의 공력성능 특성을 분석하고자 한다. 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 실험방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험에서 사용한 풍량에 따른 정압, 토크 및 회전수들을 측정하기 위한 실험 장치이다. 여기서 팬테스터(fan tester)는 KSB 6311과 AMCA STANDARD 210-85를 참고로 하여 Fig. 2와 같이 흡입형 단일 노즐방식으로 설계 제작하여 사용하였다. 팬테스터의 풍량은 교정(calibration)작업을 실시하여 출구내경이 60 mm인 노즐 전후의 차압( $\Delta p_s$ )만 직접 측정하면 얻을 수 있도록 하였다. 또 팬테스터의 구동장치는 최대용량이 100 mN·m인 토크검출기(Onosokki, MD-105R)와 최대용량이 20,000 rpm인 회전수감지기(Onosokki, MP-981)가 부착되어 있

고, 정격출력이 100 Watt 인 AC 서보모터(Samsung, CSM-01)로 구동되도록 설계하였으며, 구동축(shaft) 끝은 웬 축을 쉽게 결합할 수 있도록 척(chuck)을 이용하였다. 여기서 AC 서보모터의 구동은 인버터(inverter) 방식으로 구동되는 서보드라이브(Samsung, CSDJ-01BX1)를 사용하였다. 또한 웬테스터에서의 정압과 차압은 최대용량이 200 mmH<sub>2</sub>O인 차압센서(Furness, FCO332)를 이용하여 각각 측정하였으며, 관류팬의 토크와 회전수의 측정은 전용지시기(Onosokki, TS-3600B)를 사용하였다.

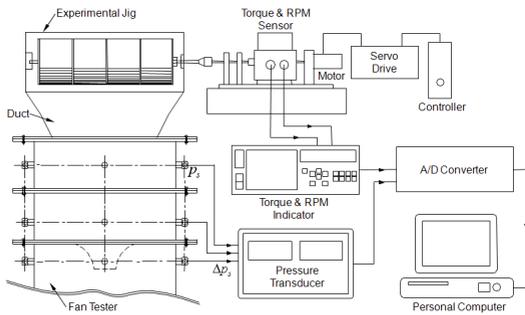


Fig. 1 Experimental setup for data acquisition

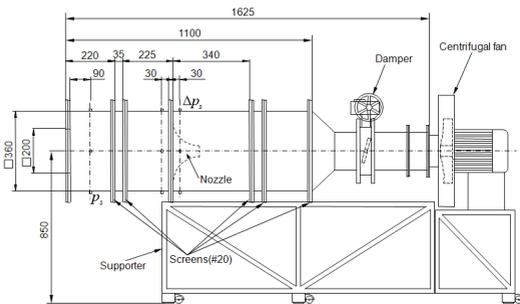


Fig. 2 Fan tester layout

한편, 컴퓨터에서 차압센서들과 토크검출기 및 회전수감지기 등에 대한 신호들의 데이터를 받아들이기 위해서는 A/D컨버터(Keithley, KPCI-3101)를 사용하였다. 또 컨버터의 샘플링 주파수를 10 kHz, 채널당 샘플링 수를 32768개로 데이터를 평균화하여 취득할 수 있도록 Testpoint(Keithley, version 4.5) 소프트웨어를 이용하여 전용프로그램을 만들어 사용하였다.

## 2.2 실험방법

Fig. 3은 본 연구에서 사용한 관류팬의 상세한 기하학적 내용을 나타내고 있다. 관류팬은 외측 직경이 106 mm이고, 날개수가 35개이며, 길이가 710 mm인 L사의 양산품을 314 mm의 길이가 되도록 재조하여 사용하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 3가지 형상의 리어가이더를 나타낸다. 리어가이더의 곡률부<sup>10)</sup>는 관류팬과 동일한 원점을 가지면서 관류팬 외경의 0.5배 크기로 기초원을 그린 다음 각각의 리어가이더 선단 각도( $\theta_1$ )에서 그려진 직선이 웬 중심을 통과하면서 4상한의 기초원과 교차하는 지점을 원점으로 하여 설계하였다. 이때, 리어가이더의 형상은 곡률반경을 87.5 mm로 동일하게 하여 선단각도에서부터 시작하여 108°가 되는 지점까지 원호를 그리고, 108° 이후부분은 꺾임이 없이 매끈하게 직선처리를 하였다. 또 선단각도 상부의 리어가이더 형상은 실제의 에어컨 실내기에서와 같이 돌출부를 도입하였다.

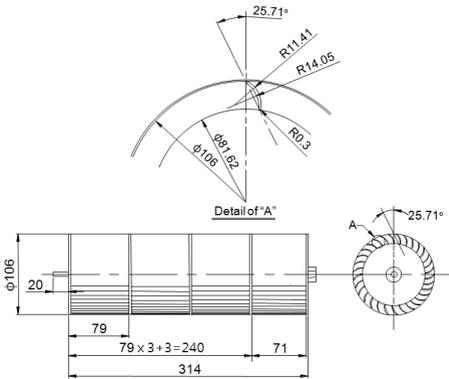


Fig. 3 Geometry configuration of a cross-flow fan

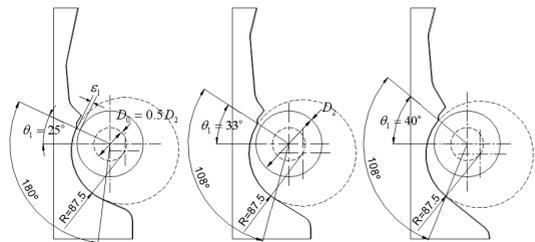


Fig. 4 Three kinds of a rear-guider model

한편, Fig. 5는 관류현을 중심으로 리어가이더와 스테빌라이저의 설계인자를 조합한 RAC 실내기 세시를 나타낸 그림이다. 본 실험에 사용한 각각의 설계인자들은 Table 1에 요약하였다.

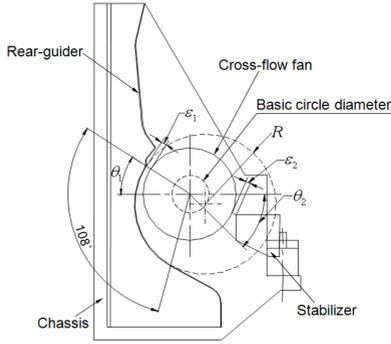


Fig. 5 Geometry configuration of an indoor RAC

Table 1 Design factors of an indoor RAC

Design Factor	Specification
$\epsilon_1$	4, 6, 8, 10 mm
$\epsilon_2$	5, 7, 9 mm
$\theta_1$	25°, 33°, 40°
$\theta_2$	45°, 50°, 55°, 60°, 65°
$R$	87.5 mm

본 연구에서 다른 관류현의 공력성능은 Fig. 1과 같이 RAC 실내기 실험장치의 토출부를 Fig. 2의 팬 테스터 입구에 덕트로 연결한 다음 관류현의 회전축을 AC모터로 구동되는 구동장치의 척에 연결하여 일정회전수로 관류현을 동작시킨 후, 댐퍼 (damper)와 보조원심팬을 각각 조정하여 얻었다. 본 연구에서 사용한 회전수 범위는 Table 1에서 나타낸 설계인자들의 조합으로 다양한 수의 RAC 실내기 모델들이 만들어짐에 따라 공력성능이 모델별로 모두 다르게 나타나므로, 안정적인 토크부하를 측정할 수 있도록 650~700 rpm에 걸쳐서 일정회전수를 사용하였다. 따라서 본 연구에서는 회전수의 영향을 배제하기 위해 무차원계수로 유량계수에 따른 정압계수 및 정압효율들을 가지고 공력성능을 분석하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 리어가이더 틈새변화에 따른 공력성능

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 리어가이더의 선단부가 관류현과 이루는 최소틈새에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수 및 정압효율의 분포를 나타낸다. 여기서는 편의상 스테빌라이저의 틈새와 설치각도를

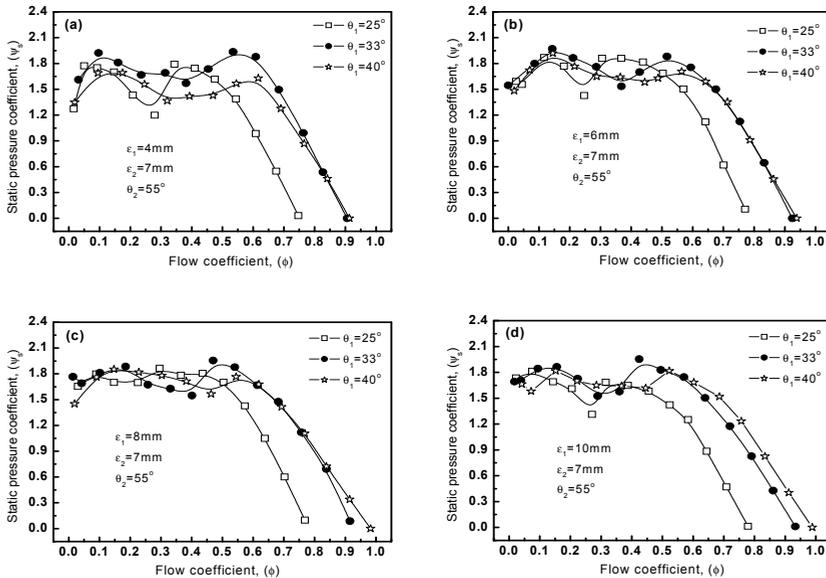


Fig. 6 Static pressure coefficient profiles for the various rear-guider clearances

각각  $\epsilon_2 = 7mm$ ,  $\theta_2 = 55^\circ$  인 조건에서 리어가이더의 곡률반경이 시작되는 선단각도별로 자료들을 중첩시켜 비교하였다.

먼저 Fig. 6의 유량계수에 대한 정압계수의 분포는 리어가이더의 선단각도가 증가할수록 최대유량계수(즉, 최대유량)가 증가하며, 특히 선단각도가  $\theta_1 = 25^\circ$  에서  $\theta_1 = 33^\circ$  로 변하는 과정에서 그 변화폭이 매우 크다. 반면에  $\theta_1 = 33^\circ$  에서  $\theta_1 = 40^\circ$  까지는 상대적으로 그 변화폭이 작다. 이와 같은 현상은 Fig. 4와 Fig. 5를 통해서도 알 수 있듯이, 리어가이더와 스테빌라이저로 구속되는 RAC 실내기 모델들에서 관류철편 입구면적은  $\theta_1 = 25^\circ$  에서 상대적으로 가장 크고, 출구면적은 가장 작기 때문에, 이것이 하나의 시스템저항으로 크게 작용한 결과라 생각한다. 또 리어가이더의 선단부 최소틈새( $\epsilon_1$ )가 증가할수록 최대유량은 점차 증가하는 모습을 보이고 있다. 이것은 관류철편에 존재하는 편심와의 영향에 따른 결과라 사료된다. 한편, 높은 값을 나타내나 그 변동폭이 크고 불안정한 모습을 보이는  $\psi_s \approx 1.8$  전후에서 나타나는 정압계수의 분포는  $\theta_1 = 25^\circ$  의 경우 대체적으로 유량계수  $\phi < 0.4$ 에서,  $\theta_1 = 33^\circ$  의 경우에는  $\phi < 0.55$ 에서, 그리고  $\theta_1 = 40^\circ$  의 경우에는  $\phi < 0.6$ 에서 각각 나타나 있다.

Fig. 7의 유량계수에 대한 정압효율은  $\theta_1 = 40^\circ$  에서 가장 작은 크기분포를 보여주며, 특히 유량계수  $\phi \approx 0.6$ 부근에서  $\epsilon_1 = 10mm$ 일 때, 약 22%의 최대값을 보여주고 있다. 그러나  $\theta_1 = 25^\circ$  에서는 가장 큰 정압효율의 크기분포를 나타내며,  $\phi \approx 0.4$ 에서  $\epsilon_1 = 8mm$ 일 때, 약 36%의 최대값을 보이고 있다. 또  $\theta_1 = 33^\circ$  의 경우에는  $\phi \approx 0.5$ 에서  $\epsilon_1 = 10mm$ 일 때, 약 33%의 최대값을 보여주고 있다. 한편 리어가이더의 최소틈새가  $\epsilon_1 = 4mm$ 일 때, 정압효율은 모든 선단각도들에서도 가장 작은 최대값들을 보여주며,  $\theta_1 = 25^\circ$  를 제외하고는  $\epsilon_1$  이 증가할수록 약간 증가하거나 비슷한 크기를 유지하고 있다.

### 3.2 스테빌라이저 설단부 틈새에 따른 공력 성능

Fig. 8과 Fig. 9는 스테빌라이저가 관류철편과 이루는 최소틈새( $\epsilon_2$ )에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수분포와 정압효율분포를 나타낸 그림들이다. 여기서는 편이상 리어가이더의 틈새와 스테빌라이저의 설치각도를 각각  $\epsilon_1 = 8mm$ ,  $\theta_2 = 55^\circ$  인 조건에서 리어가이더의 선단각도별로 자료들을 중첩시켜 비교하였다.

Fig. 8과 Fig. 6(c)를 통해 본 정압계수 분포는 전체

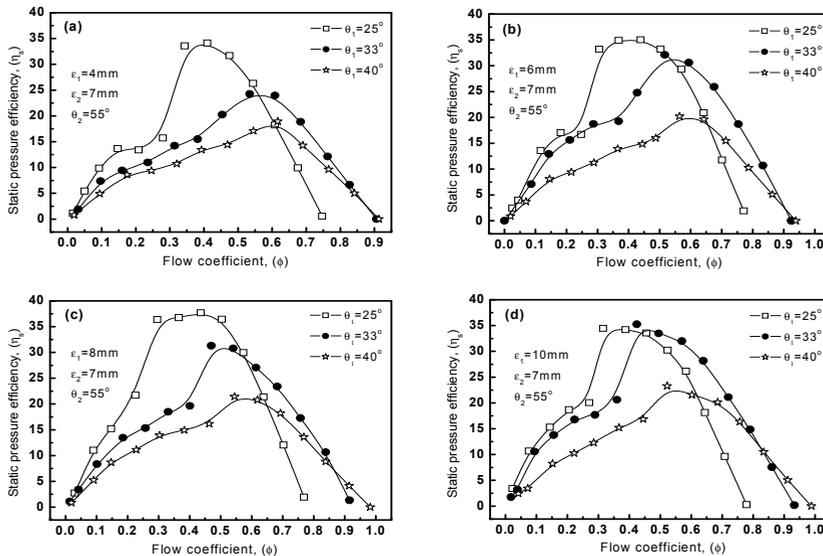


Fig. 7 Static pressure efficiency profiles for the various rear-guider clearances

적으로 리어가이더 틈새변화에 따른 Fig. 6의 결과들과 유사한 모습을 보이지만, 스테빌라이저 틈새가 증가함에 따라 최대유량은 감소한다. 또 불안정한 모습을 보이는 정압계수의 분포는  $\epsilon_2 = 5mm$ 에서 가장 높은 값을 보이면서 그 변동폭이 가장 크게 나타나고,  $\epsilon_2$ 가 증가할수록 그 변동폭과 값들은 서서히 줄어들고,  $\theta_1 = 25^\circ$ 의 경우에는 대체적으로 유량계수  $\phi < 0.4$ 에서 이루어지며,  $\theta_1 = 33^\circ$ 의 경우에는  $\phi < 0.5$ 에서 그리고  $\theta_1 = 40^\circ$ 의 경우에는  $\phi < 0.6$ 에서 각각 나타나고 있다. 일반적으로 설단부 틈새가 너무 작으면 불안속적 피크(peak) 소음인 익통과주파수(blade-passing-frequency, BPF)가 발생하는데, 그 기준이 되는 설단부 틈새는 관류팬 외경 대비 약 6%(즉,  $\epsilon_2/D_2 < 0.06$ )미만으로 알려져 있다<sup>5,11,12</sup>. 그런데 틈새 5mm는  $\epsilon_2/D_2$ 가 4.7%이므로 BPF 소음이 발생한다. 그러나 틈새 7mm는  $\epsilon_2/D_2$ 가 약 6.6%이므로 BPF 소음이 발생되지 않아 사용하기에 바람직한 스테빌라이저 틈새로 생각할 수 있다.

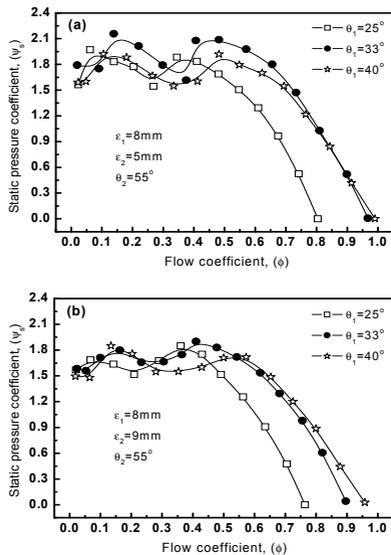


Fig. 8 Static pressure coefficient profiles for the various stabilizer clearances

한편 Fig. 9와 Fig. 7(c)를 통해 본 정압효율 분포 역시 Fig. 7의 정압효율과 유사한 모습을 보여주며,  $\theta_1 = 40^\circ$ 에서 가장 작은 크기분포를 나타낸다. 정압효율의 최대값은  $\epsilon_2 = 5mm$ 일 때  $\theta_1 = 25 \sim 33^\circ$ 에서

약 36%로 가장 크게 나타나며,  $\epsilon_2$ 가 증가할수록 그 값은 감소하게 된다. 또 최대 정압효율을 나타내는 유량계수의 위치는 불안정한 정압계수를 벗어나는 곳에서 형성됨을 알 수 있다.

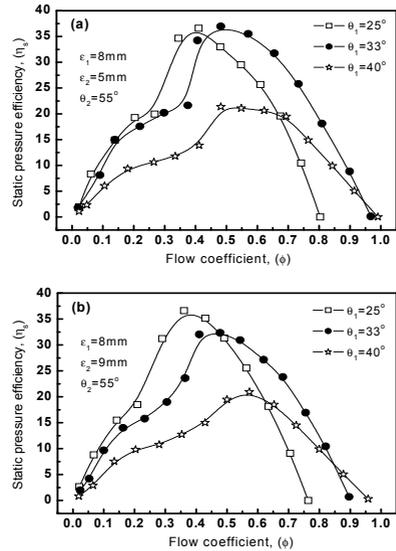


Fig. 9 Static pressure efficiency profiles for the various stabilizer clearances

### 3.3 스테빌라이저 설치각도에 따른 공력성능

Fig. 10과 Fig. 11은 각각 스테빌라이저의 설치각도에 따라 얻어진 유량계수에 대한 정압계수와 정압효율 분포들이다. 여기서는 리어가이더의 틈새와 스테빌라이저의 틈새를 각각  $\epsilon_1 = 8mm$ ,  $\epsilon_2 = 7mm$ 인 조건에서 리어가이더의 선단각도별로 자료들을 중첩시켜 비교하였다.

Fig. 10과 Fig. 6(c)를 통해 본 정압계수 분포는 스테빌라이저의 설치각도( $\theta_2$ )가 증가할수록 관류팬의 출구면적이 감소하므로 모든 리어가이더 선단각도에서 안정된 정압계수 영역의 유량계수가 최대유량을 포함해서 현저히 감소해 나타나고 있다. 그러나 불안정한 정압계수 영역에서의 정압계수는 변동폭이 커지며 증가하고 있다. 또한 관류팬의 출구면적이 가장 큰  $\theta_2 = 45^\circ$ 에서는  $\theta_1$ 에 관계없이 유량계수에 따른 정압계수곡선은 서로 중첩되는 경향을 보이나 관류팬의 출구면적이 크게 감소되는  $\theta_2 = 60^\circ$ 부터는 중첩 없이 독립된 정압곡선분포를 보이고 있다.

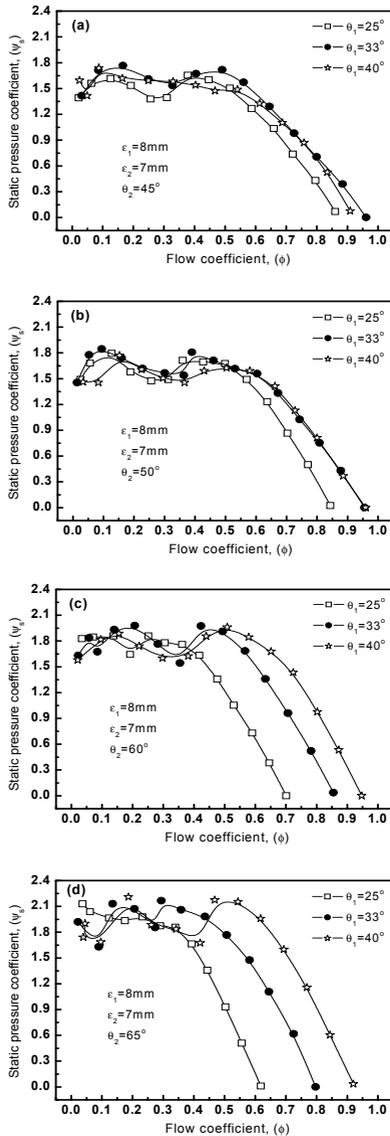


Fig. 10 Static pressure coefficient profiles for the various stabilizer setup angles

한편, Fig. 11과 Fig. 7(c)의 정압효율 분포에서 최대 정압효율은  $\theta_2 = 55^\circ$ 까지는  $\theta_1$ 이 증가할수록 감소해 나타난다. 그러나  $\theta_2 = 60^\circ$ 부터는  $\theta_1 = 25^\circ$ 의 경우와  $\theta_1 = 33^\circ$ 의 경우는 비교적 같은 크기인 약 33%를 유지하나,  $\theta_1 = 40^\circ$ 의 경우는  $\theta_2$ 에 관계없이 여전히 가장 작은 최대 정압효율로 약 25%미만의 크기를 보이고 있다. 또 최대 정압효율을 보이는 유

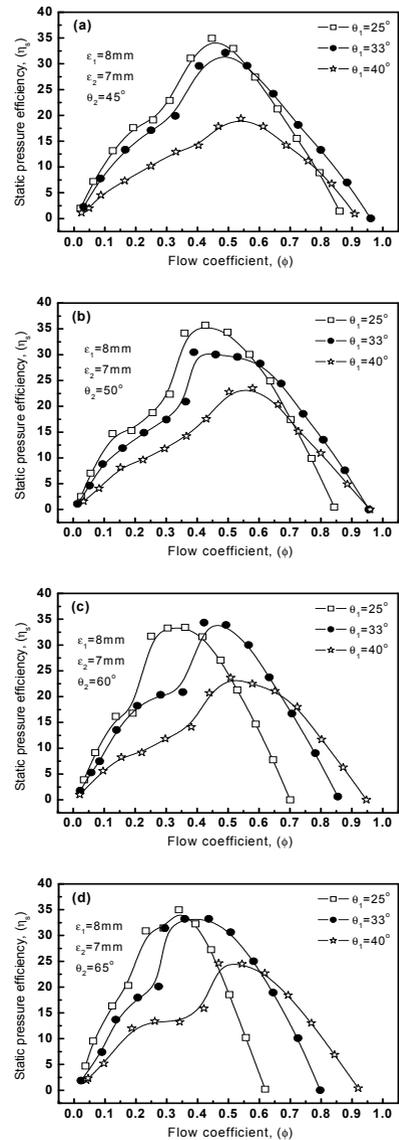


Fig. 11 Static pressure efficiency profiles for the various stabilizer setup angles

량계수는 모두 다르게 나타나며,  $\theta_1 = 25^\circ$ 의 경우  $\theta_2 = 55^\circ$ 까지는  $\phi \approx 0.45$ 를 유지하다가  $\theta_2 = 60^\circ$  이후부터는  $\phi \approx 0.35$ 로 변하고 있다. 또  $\theta_1 = 33^\circ$ 의 경우 최대 정압효율의 유량계수 위치는  $\theta_2 = 55^\circ$ 까지는  $\phi \approx 0.5$ 에서 유지되지만  $\theta_2 = 60^\circ$  이후부터는  $\phi \approx 0.4$ 로 변한다. 그러나  $\theta_1 = 40^\circ$ 의 경우에는  $\theta_2$ 에 관계없이 모두  $\phi \approx 0.55$ 를 나타내고 있다.

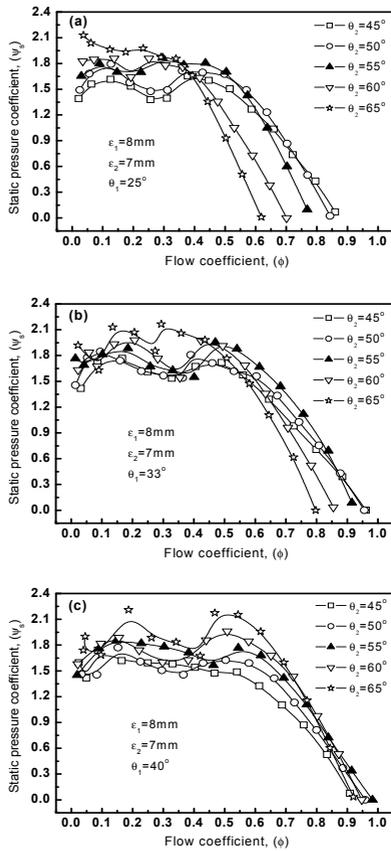


Fig. 12 Static pressure coefficient profiles for the various rear-guider leading angles

Fig. 12와 Fig. 13은 각각 리어가이더의 선단각도 별로 얻어진 유량계수에 대한 정압계수와 정압효율 분포들이다. 여기서는 리어가이더의 틸새와 스테빌라이저의 틸새를 각각  $\epsilon_1 = 8\text{mm}$ ,  $\epsilon_2 = 7\text{mm}$ 인 조건에서 스테빌라이저의 설치각도별로 자료들을 중첩시켜 비교하였다.

Fig. 12에서 알 수 있는 최대 유량계수는  $\theta_2$ 의 변화에 관계없이 모두 리어가이더의 선단각도  $\theta_1$ 이 증가할수록 증가한다. 특히  $\theta_1 = 40^\circ$ 에 이르러서는 최대 유량계수들이 서로 밀집해 분포되는 경향을 보여 정압계수 곡선들 역시  $\theta_2$ 에 관계없이 유사한 곡률의 모습으로 변해가는 것을 알 수 있다. 반면에 리어가이더의 선단각도  $\theta_1 = 25^\circ$ 의 경우 최대 유량계수는  $\theta_2$ 의 증가에 따라 뚜렷이 감소하는 경향을 보이며 가장 산만하게 분포되어 있다. 이 같은 현상

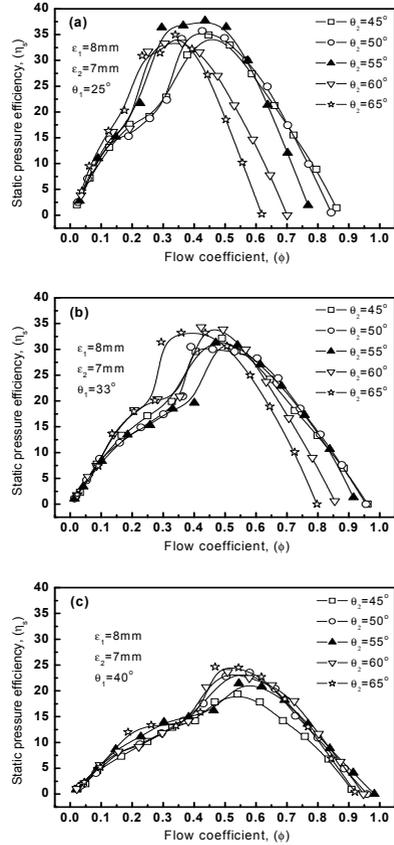


Fig. 13 Static pressure efficiency profiles for the various rear-guider leading angles

은 Fig. 13의 정압효율 분포에서도 확인할 수 있다. 즉  $\theta_1 = 25^\circ$ 에서는 최대효율을 나타내는 유량계수 위치들이  $\theta_2$ 에 따라 다르게 나타나나,  $\theta_1 = 40^\circ$ 의 경우에는 비교적 비슷한 곡률로 좁혀져 나타나기 때문이다.

한편, Fig. 13에서 최대효율 값은 리어가이더의 선단각도  $\theta_1$ 이 증가함에 따라 스테빌라이저의 설치각도  $\theta_2$ 에 관계없이 감소해 나타난다. 결과적으로  $\theta_1 = 25^\circ$ 의 경우 최대 정압효율은  $\theta_2 = 55^\circ$ 에서 약 36%의 크기로 가장 크며,  $\theta_1 = 33^\circ$ 의 경우에는 약 33%의 크기로  $\theta_2 = 60^\circ$ 에서, 그리고  $\theta_1 = 40^\circ$ 의 경우에는 약 24%의 크기로  $\theta_2 = 65^\circ$ 에서 각각 나타난다. 여기서 3가지 리어가이더 선단각도  $\theta_1$ 에서 최대 정압효율을 나타내는  $\theta_2$ 가 일관되지 못하고 모두 다르게 나타나는 이유는 자체 공력특성도 있었지만 매

번 실험할 때 치수조건을 맞추기 위해 많은 부품을 사용하는 RAC 실내기 모델들의 조립 정확성이 다소 부족해서 발생한 것으로도 사료된다.

#### 4. 결 론

리어가이더의 선단각도를 달리한 RAC 실내기에서 관류팬과 이루는 리어가이더의 틈새와 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주었을 때 형성되는 관류팬의 공력특성을 분석한 요약은 다음과 같다.

(1) 같은 정압계수에서도 유량계수가 큰 리어가이더 선단각도는  $\theta_1 = 33^\circ$  과  $\theta_1 = 40^\circ$  에서 관측되나 정압효율을 고려하면,  $\theta_1 = 33^\circ$  가 가장 우수하다.

(2) 가장 우수한 정압효율은 모든 조건에 관계없이 리어가이더의 선단각도  $\theta_1 = 25^\circ$  에서 얻어진다.

(3) 리어가이더의 선단부 최소틈새는 정압계수 및 정압효율을 통해 볼 때,  $\epsilon_1 = 6 \sim 8mm$ 가 유용하다.

(4) 스테빌라이저의 최소틈새는 소음, 정압계수 및 정압효율 측면에서 볼 때,  $\epsilon_2 = 7mm$ 가 유용하다.

(5) 스테빌라이저의 설치각도는 정압계수 및 정압효율을 통해 볼 때,  $\theta_2 = 55^\circ$  가 가장 유용하다.

본 연구에서 고려한 3가지 리어가이더의 선단각도 범위 중에서  $\theta_1 = 33^\circ$  의 경우가 다른 두 선단각도들보다 우수한 측면을 보이나,  $\theta_1 = 33^\circ$  를 기준으로 나머지 두 선단각도들을 너무 크게 넓힌 점이 있어, 향후에는 보다 유용한 선단각도를 결정하기 위해서는  $\theta_1 = 33^\circ$  보다 작은 각도 쪽으로 더욱 좁혀서 연구할 필요가 있다. 또한 관류팬을 기준으로 리어가이더 곡률반경의 원점을 새롭게 정하여 RAC 실내기의 내부구조를 합리적으로 결정하는 새로운 특허가 매우 유용함을 알 수 있었다.

#### References

1. P. Mortier, 1893, "Fan or Blowing Apparatus", U. S. Patent No. 507445.
2. A. M. Porter and E. Markland, 1970, "A Study of the Cross Flow Fan", J. Mechanical Engineering Science, Vol. 12, No. 6, pp. 421-431.
3. H. Ilberg and W. Z. Sadeh, 1965, "Flow Theory

- and Performance of Tangential Fans", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 180, Part 1, No. 19, pp. 481-491.
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. L. Preszler and T. Lajos, 1972, "Experiments for the Development of the Tangential Flow Fan", Proc. of the 4th Conference on Fluid Machinery, Budapest, Akademiai Kiado, pp. 1071-1082.
6. 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)", Trans. of JSME (Series B), Vol. 59, No. 568, pp. 3743-3748.
7. 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, Vol. 29, No. 1, pp. 53-64.
8. S. H. Seo, N. Y. Lee, J. H. Lee, S. W. Chin and K. S. Im, "A Study of Stabilizer for the Noise Reduction in Room Air Conditioner", Proc. of KSNVE 1995 Fall Annual Meeting, pp. 136-141.
9. H. M. Koo, 1999, "An Experimental Study on the Influences of Some Basic Design Parameters on the Performance Characteristics of the Cross-Flow Fan System in Air-Conditioner", Trans. of KSME (Part B), Vol. 23, No. 6, pp. 695-702.
10. J. K. Kim, 1996, "Judging Method of Rear-Guider Shape of Cross-Flow Fan", K. S. Patent No. 107610, November 13. (In Korean)
11. J. K. Kim and K. J. Jeong, 2005, "Study on the Aerodynamic Performance of a Cross-Flow Fan for the Various Design Factors of an Indoor Room Air-Conditioner", J. of KSPSE, Vol. 9, No. 3, pp. 33-38.
12. T. Ikui and M. Inoue, 1988, "Turbo-Blowers and Compressors", Corona Publishing Co., LTD., pp. 293-297.