

환기용 축류팬의 가이드핀 블레이드 형상변화에 따른 유동특성에 관한 연구

박 홍 광, 이 지 근^{**}, 노 병 준^{*}

전북대학교 대학원 정밀기계공학과, *전북대학교 기계항공시스템공학부

Effects of a Guide Fin Blade on the Flow Characteristics in a Ventilating Axial Fan

Hongkwang Park, Jeekeun Lee^{**}, Byungjoon Rho^{*}

Department of Precision Mechanical Engineering, Chonbuk National University, Chonbuk 561-756, Korea

^{*}Division of Mechanical & Aerospace System Engineering, Chonbuk National University, RCIT,
Chonbuk 561-756, Korea

(Received February 20, 2007; revision received November 6, 2007)

ABSTRACT: The effects of a guide fin blade on the flow characteristics in a ventilating axial fan were investigated experimentally. The guide fins were setup onto the pressure surface of the blade, and their effects on the flowrate were evaluated. Two types of the guide fin blade were designed. One is the stem fin blade, and the other is the radial fin blade. The stem fin is designed normal to the circumference of a circle, and the radial fin is designed along the circumference of a circle. The results from the guide fin blade fans are compared with that of the blade without guide fins. The position and the geometry of the radial fin setting up on the blade have an effect on the increase of flowrate with the minor sacrifice of rotational speed of the blades. The radial fin positioning at 0.84 times blade diameter shows highest performance in the flowrate. The increase of the blade weight resulting from applying the guide fins shows minor effect on the variation of rotational speed of the blades.

Key words: Axial fan(축류형 팬), Blade(블레이드), Guide fin(가이드핀), Stem fin(원주 수직방향 핀), Radial fin(원주방향 핀)

기 호 설 명

R_p : Radial fin position

S_p : Stem fin position

S_s : Suction side surface

P_s : Pressure side surface

S_a : Sweep angle (deg.)

T_e : Trailing edge

L_e : Leading edge

B_t : Blade tip edge

B_h : Blade hub edge

L : Tip diameter (mm)

Q : Flowrate (m^3/min)

α : Attachment angle (deg.)

† Corresponding author

Tel.: +82-63-270-2369; fax: +82-63-270-2369

E-mail address: leejk@chonbuk.ac.kr

1. 서 론

축류형 팬은 블레이드 압력면(pressure surface)과 흡입면(suction surface)의 압력차를 이용하여 유체를 이송하는 회전기계의 일종으로서 블레이드와 허브, 블레이드를 둘러싼 슈라우드(shroud), 그리고 슈라우드의 흡입구 쪽에 설치된 벨마우스(bell mouth)가 결합된 구조를 갖고 있다. 이러한 축류형 팬은 산업용 공조기기, 자동차 및 전자제품 냉각시스템 등 광범위한 영역에서 실내공기 교환 및 열전달 촉진을 위해 일반적으로 사용되고 있다. 최근 들어 축류형 팬이 사용되는 시스템이 저소음화 및 소형화를 추구함에 따라 축류형 팬 또한 동일한 유량을 유지하면서 고효율화를 위한 성능개선이 요구되고 있다.

축류형 팬의 성능을 결정짓는 주요 설계변수로는 블레이드의 수(number of blade), 현절비(solidity), 설치각(attachment angle), 스위프각(sweep angle), 단면형상 및 하중, 그리고 블레이드 직경에 대한 허브 직경비(hub ratio) 등이 있다. 또한 벨마우스 형상은 팬의 흡입부와 토출부의 유동장에 많은 영향을 미치며, 블레이드 선단과 슈라우드 사이의 간격(tip clearance) 및 허브의 형상 등도 축류형 팬의 유동장에 많은 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁻⁴⁾

축류형 팬의 성능향상과 관련된 연구는 블레이드 형상개발을 통한 유량증대 및 소음저감이 주를 이루고 있으며,⁽⁵⁻⁸⁾ 설치각변화에 따른 유동특성 조사 및 운전조건에 따른 최적화와 관련된 연구가 수행되고 있다.^(9,10) 특히 Cho et al.⁽¹¹⁾은 선박공조용 축류형 팬 개발을 위한 해석적 연구에서 블레이드 사이와 블레이드 팁에서 발생하는 유동박리현상을 가시화 하고 압력손실과 소음의 주요원인이 유동박리현상과 밀접한 관련이 있음을 보였다. 이러한 문제를 제거하기 위한 방법 중 하나로 블레이드 팁 간극을 줄이고 허브 전후에 캡을 씌워 유동을 안정시키는 방법과 블레이드 회전방향의 속도성분을 압력에너지를 변환하기 위한 가이드핀(guide fin)의 설치를 제안한 바가 있다. Shyu⁽¹²⁾는 팬 작동시 블레이드표면에서 발생하는 와류성장으로 인한 소음발생 및 이에 따른 유량저감이 작동유체의 반경방향 미끄럼현상과 밀접한 관련이 있다고 판단하고 이를 방지하기 위한 방법으로 블레이드표면에 가이드핀을

부착하여 작동유체의 방향제어를 통한 유량증대 및 저소음화 방안을 제시하였다. 그러나 Shyu⁽¹²⁾의 보고는 특허와 관련되어 단순한 방안제시에 그치고 있어 실험적 조사를 통한 유동특성에 대한 규명이 필요하다.

본 연구는 축류형 팬의 유량증대를 위한 방법으로 매끄러운 표면을 가진 블레이드의 압력면에 가이드핀을 설치하여 작동유체의 슬립현상 저감과 와류성장 억제를 통하여 작동에너지 증가 없이 블레이드 압력면에 원활한 유동장을 형성함으로써 유량을 증대시킬 목적으로 수행되었다. 이를 위해 블레이드 압력면에 다양한 형상의 가이드핀을 설치하여 토출유량을 측정하고, 가이드핀의 설치방법 및 형상에 따른 영향을 조사하여 축류형 팬 블레이드의 최적 표면형상을 제안하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

2.1.1 축류형 팬 모델

Fig. 1은 본 실험에 이용된 팬 블레이드 모델로서 주요 설계변수에 대한 정의를 함께 나타내었다. 그림에 나타난 팬 블레이드 모델은 실내공기 교환을 위해 일반적으로 사용되는 축류형 팬으로서 블레이드 수가 6개, 선단직경이 250 mm로서 블레이드 직경에 대한 허브 직경비는 0.4이다.

블레이드 두께는 2mm로서 블레이드 전체를 3차원 모델링한 후 사출 성형하여 제작하였으며 주요제원을 Table 1에 요약하여 나타내었다.

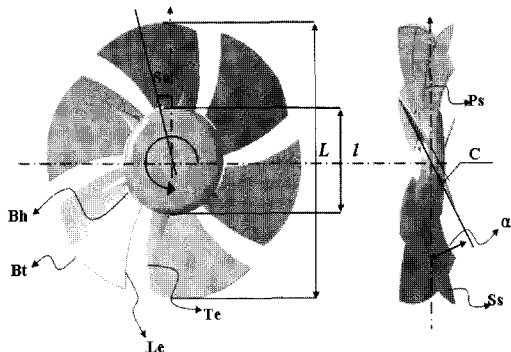
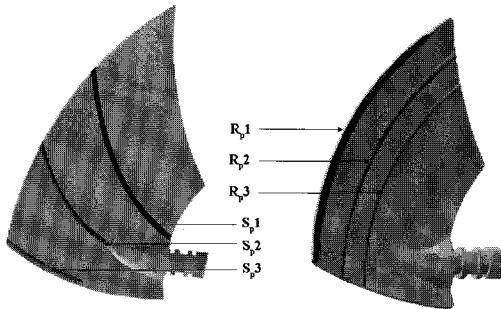


Fig. 1 Schematic diagram of fan blade.

Table 1 Dimensions of design parameter

Parameters	Values
Number of blade(N)	6
Tip diameter(mm)	250
Hub diameter(mm)	100
Hub ratio	0.4
Blade thickness(mm)	2
Sweep angle(deg.)	28
Max. camber(mm)	4
Attachment angle(deg.)	28



(a) Stem fin blade (b) Radial fin blade
Fig. 2 Schematic diagram of guide fin blades.

Fig. 2는 블레이드 압력면 위에 성형된 가이드핀의 설치방법 및 위치를 나타내고 있다. 가이드핀은 설치방법에 따라 Fig. 2(a)에 나타난 것과 같이 원주에 수직인 방향으로 설치된 경우를 stem guide fin(이하 stem fin)으로 Fig. 2(b)에 나타난 원주방향을 따라 설치된 경우를 radial guide fin(이하 radial fin)으로 정의하여 나타내었다. 가이드핀의 설치위치는 stem fin의 경우 블레이드 선단으로부터 S_p1 , S_p2 , S_p3 로 정의하였으며, radial fin의 경우 블레이드 팁으로부터 R_p1 , R_p2 , R_p3 으로 정의하였다.

Stem fin의 설치위치는 Table 2에 나타난 바와 같이 블레이드 팁 코드라인과 허브 코드라인을 블레이드 선단과 후단의 형상을 고려하여 일정 비율로 분할하여 결정하였다. Radial fin의 설치위치는 Table 3에 나타난 바와 같이 블레이드 팁 코드라인으로부터 반경방향 거리변화에 따라 설정하였다.

한편 블레이드 압력면에 설치된 가이드핀은 Table 4에 나타난 바와 같이 직경 2mm의 원형으

Table 2 Positions of stem fin on blade

Cases	Positions	
	Tip edge chord line	Hub edge chord line
S_p1	0.30 TCL	0.50 HCL
S_p2	0.70 TCL	0.65 HCL
S_p3	1.00 TCL	1.00 HCL
Remarks	Tip chord line(TCL) = 123 mm Hub chord line(HCL) = 50 mm	

Table 3 Positions of radial fin on blade

Cases	Positions	Remarks
R_p1	1.00 r	125 mm in radius
R_p2	0.84 r	
R_p3	0.68 r	

Table 4 Geometry of guide fin on blade

Thickness	Types	Remarks
2.0 mm	Circle	2.0 mm in blade thickness
3.0 mm	Triangle	
	Quadrilateral	

로서 이 경우를 기준값으로 설정하여 실험을 수행하였다. 또한 가이드핀 형상변화에 따른 영향을 알아보기 위하여 기준값에 해당하는 원형 핀 이외에 정삼각형, 정사각형 핀을 부착하여 유량변화를 측정하였으며, 블레이드표면으로부터 핀의 높이는 2mm와 3mm 두 경우에 대해 평가를 수행하였다.

2.1.2 유량 측정장치

Fig. 3은 실험에 이용된 축류형 팬의 토출유량 측정을 위한 장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험 장치는 팬의 회전수측정, 오리피스를 이용한 유량 측정 및 부압조절장치로 구성되어 있다. 부압측정 및 오리피스 양단의 차압측정은 1/1000 mmH₂O까지 측정 가능한 마이크로 마노미터(Furness Controls Co., Model FCO12)를 이용하였으며, 팬의 회전수는 근접센서(Autonics Co., PR12-4)와 계수기를 이용하여 측정하였다. 모든 출력신호는 DAQ System(NI Co., PCI-6601)과 LabView를 이용하여 구성된 계측시스템에 의해 수집 및 통계처리

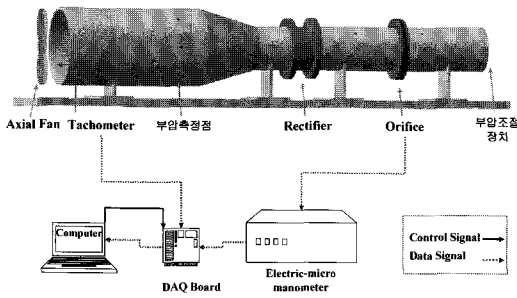


Fig. 3 Schematic diagram of fan test system.

되었다.

2.2 측정방법

축류형 팬의 유량측정은 송풍기 유량평가방법인 KS-B6311⁽¹³⁾에 명시된 방법과 절차에 따라 수행되었다. 유량측정을 위해 오리피스 전단에서 측정관로 직경(d)의 $1d$ 위치와 후단 $0.5d$ 위치의 차압(ΔP)을 이용하였으며 정압은 각 측정지점에서 8개의 정압 탭으로부터 얻은 값을 평균하여 사용하였다. 압력측정은 축류팬이 200회 이상 회전하는 동안 10,000개의 데이터를 10회 반복하여 이루어졌으며 모든 과정이 개인용 PC에서 자동 획득 및 제어가 이루어지도록 구성하였다. 유량시 표준편차는 $0.004 \pm 0.00002 \text{ m}^3/\text{min}$ 이었으며, 회전수 측정의 표준편차는 $3.0 \pm 0.5 \text{ rpm}$ 으로 평가되었다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 가이드핀이 없는 블레이드의 유량특성

Fig. 4는 가이드핀이 없는 블레이드의 성능을 파악하기 위하여 토출유량과 회전수변화를 팬의 토출측에 작용하는 배압변화에 대하여 나타낸 것이다. 이때 유량과 회전수는 팬 구동모터에 공급되는 전압을 블레이드의 회전수가 1,100 rpm일 때의 조건으로 고정한 상태에서 배압을 Fig. 2에 나타낸 배압 조절장치를 이용하여 변화시켜가면서 측정한 결과이다. 즉 실험이 진행되는 동안 축류팬 구동모터의 작동조건을 변화시키지 않고 측정함으로써 가이드핀 부착에 따른 회전수 변화가 유량특성에 반영되도록 하였으며, 적용된 블

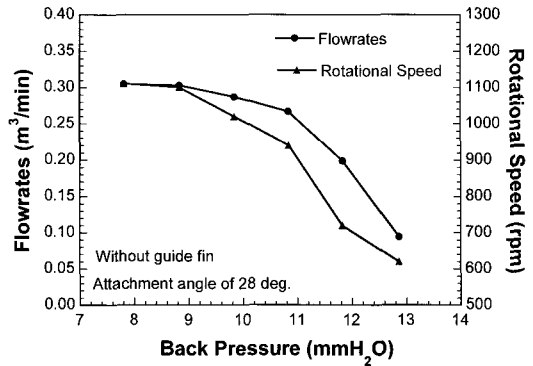


Fig. 4 Variation of flowrate and rotational speed with back pressure (mmH₂O).

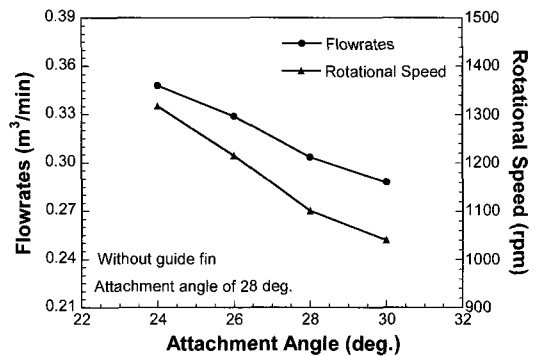


Fig. 5 Variation of flowrate and rotational speed with attachment angle of blade.

레이드 설치각은 28°이다. 팬의 토출측에 작용하는 배압이 증가할수록 팬 블레이드의 압력면에 작용하는 배압 증가로 인하여 회전수가 감소되고 결과적으로 유량이 감소함을 알 수 있다.

Fig. 5는 블레이드의 설치각이 28°, 작동회전수가 1,100 rpm일 때의 입력전압을 기준값으로 설정하고, Fig. 1에 나타낸 블레이드의 설치각을 24°, 26°, 28°, 30°로 변화시켜가면서 측정한 팬의 토출유량과 회전수변화를 나타낸 것이다.

결과를 살펴보면 블레이드 설치각이 증가할수록 팬의 토출유량과 회전수가 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 이것은 블레이드 설치각이 증가하면 블레이드 회전방향에 수직한 블레이드 투영면적 증가에 따른 블레이드 압력면에 작용하는 압력이 증가한 결과이다. 블레이드 설치각이 가장 작은 24°에서 유량 $0.3479 \text{ m}^3/\text{min}$, 그리고 회전수 1,317 rpm의 가장 높은 결과를 나타내고 있

으며, 이것은 가장 낮은 유량을 나타내는 설치각 30°의 결과보다 유량에서 20% 정도 높은 값이며, 회전수는 약 270 rpm의 차이를 나타내고 있다. 설치각 변화에 따른 블레이드 회전수 감소는 설치각이 증가함에 따라 블레이드 압력면의 압력상승에 의한 유량증대가 예상되지만 팬 구동모터의 부하증가로 회전수가 감소하여 결과적으로 토출 유량이 감소함을 알 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5의 결과로부터 팬의 토출유량 변화에 가장 큰 영향을 끼치는 변수는 블레이드 회전수이며, 회전수 변화는 블레이드 압력면에 작용하는 부압에 상당히 민감하게 반응하고 있음을 확인할 수 있다. 이러한 결과를 역으로 생각해 보면 블레이드의 회전수가 동일할 때 블레이드 압력면에 작용하는 압력이 높을수록 팬의 토출유량이 증가함을 예측할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 팬 구동모터의 회전수변화를 최소화하는 범위에서 블레이드 압력면의 압력증가를 통한 팬의 토출유량 증대를 도모하기 위하여 블레이드표면에 가이드핀을 설치하여 팬의 토출유량 변화에 미치는 영향을 조사하였다.

3.2 Stem Fin 블레이드의 유량특성

팬 구동모터의 회전수 변화를 최소화하면서 블레이드 압력면의 압력을 증가시키기 위한 방법으로 블레이드의 설치각을 28°로 고정된 상태에서 직경 2mm의 원형 가이드핀을 블레이드 압력면에 설치하고 토출유량 변화를 측정하였다.

Fig. 6은 가이드핀을 Fig. 2(a)에 나타낸 것과 같이 stem fin 형태로 설치하고 작동회전수 1,100과 1,200 rpm에서 팬의 토출유량 변화를 나타낸 것이다. Stem fin 설치위치에 따른 유량변화를 살펴보면 블레이드 회전방향에 수직하게 설치된 가이드핀이 유동 저항체로 작용하여 블레이드 압력면 위의 압력을 증가시켜 유량증가를 유도할 것이라는 예상과는 달리, 두 회전수 모두에서 가이드핀이 설치되지 않은 블레이드 팬의 유량보다 낮은 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 유동방향과 수직하게 설치된 stem fin 뒷부분에 형성되는 재순환영역과 유동박리현상이 앞부분에 형성된 압력상승효과를 상쇄하기 때문으로 사료된다. 또한 설치위치에 따라 블레이드 후단(trailing edge)에 설치된 S_p3의 유량이 가장 낮고 선단(leading

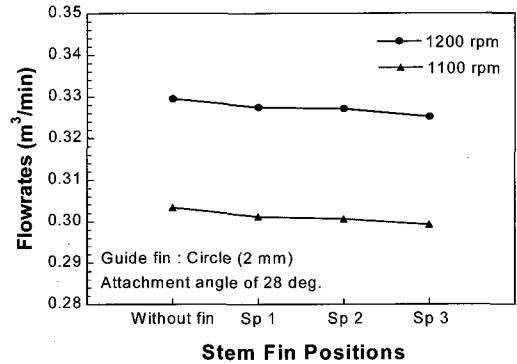


Fig. 6 Flowrates with stem fin position on blade at 1,100 and 1,200 rpms.

Table 5 Combinations of stem fin

Cases	Combinations
CS _p 1	S _p 1 + S _p 2
CS _p 2	S _p 1 + S _p 3
CS _p 3	S _p 2 + S _p 3
CS _p 4	S _p 1 + S _p 2 + S _p 3

edge) 쪽에 설치된 S_p1의 경우가 가이드핀이 없는 블레이드모델과 근접한 결과를 나타내고 있다. 이와 같이 블레이드 후단으로 갈수록 유량이 감소되는 현상은 블레이드 선단에서 시작되어 후단방향으로 진행되는 압력면 위의 유동특성과 밀접한 연관이 있는 것으로 보인다. 즉, 블레이드 압력면을 따르는 유동이 선단에서 후단으로 갈수록 경계층이 성장하여 S_p3근처에서는 stem fin이 유동저항체로서의 역할을 하지 못하기 때문으로 보인다.

블레이드 압력면에 부착된 stem fin의 조합에 따른 영향을 고찰하기 위해 Table 5에 나타낸 것과 같은 조합에 대해 유량변화를 측정하였다.

Fig. 7은 stem fin 조합에 따른 유량변화를 블레이드 작동회전수 1,100과 1,200 rpm에 대해 나타낸 것이다. 모든 stem fin 조합이 표면이 매끄러운 가이드핀이 없는 블레이드보다 낮은 유량분포를 나타내고 있다. Stem fin 조합의 영향을 살펴보면 팬 구동모터 회전수와 관계없이 CS_p1이 가장 높은 유량을 나타내고 있으며, CS_p3이 가장 낮은 유량을 보여주고 있다. 이러한 결과는 Fig. 6의 stem fin의 부착위치에 따른 결과에 나타난

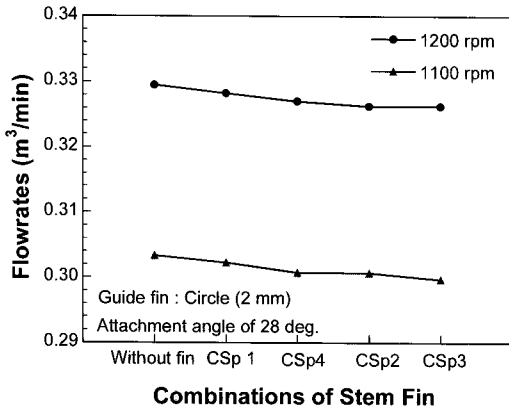


Fig. 7 Flowrates with stem fin combinations at 1,100 and 1,200 rpms.

것과 같이 stem fin의 개수가 증가할수록 블레이드 표면에서의 경계층성장을 촉진시켜 유동저항체로서의 역할을 충분히 수행하지 못하기 때문으로 사료된다.

3.3 Radial Fin 블레이드의 유량특성

Fig. 8은 가이드핀을 Fig. 2(b)에 나타낸 것과 같이 radial fin 형태로 설치하고 작동회전수 1,100과 1,200 rpm에서 설치위치에 따른 팬의 토출유량 변화를 나타낸 것이다. 이때 블레이드 설치각은 28° 그리고 직경 2mm의 원형 가이드핀을 블레이드 압력면에 설치하였다. 결과를 살펴보면 블레이드반경의 0.84 위치에 가이드핀이 설치된 Rp2와 1.00 위치에 가이드핀이 설치된 Rp1의 경우가 기준모델인 가이드핀이 없는 블레이드보다 약간 높은 유량분포를 나타내고 있다. 그러나 블레이드반경의 0.68 위치에 가이드핀이 설치된 Rp3의 경우 위의 두 경우와 비교하여 상대적으로 낮은, 그리고 가이드핀이 설치되지 않은 블레이드와 유사한 유량을 나타내고 있다. 이러한 결과는 가이드핀 Rp3의 설치위치가 블레이드의 다른 영역보다 비교적 유동량이 작은 허브 근처이기 때문으로 사료된다. 이와 같이 radial fin이 블레이드반경의 0.68 이후에 설치될 때 유량이 증가하는 경향은 stem fin 부착으로 인한 블레이드 표면의 경계층성장과 유동박리 형성에 따른 유량감소와는 다르게 radial fin이 블레이드표면에서 발생하는 반경방향으로의 유동슬립현상 억제와 블레이드

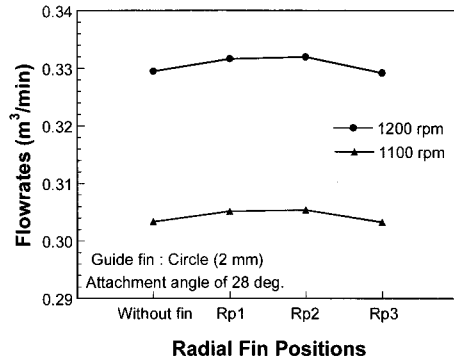


Fig. 8 Flowrates with radial fin position on blade at 1,100 and 1,200 rpms.

Table 6 Combinations of radial fin

Cases	Combinations
CR_p1	$R_p1 + R_p2$
CR_p2	$R_p1 + R_p3$
CR_p3	$R_p2 + R_p3$
CR_p4	$R_p1 + R_p2 + R_p3$

드 끝단에서 발생하는 와류의 성장을 억제하는 유동 가이드핀 역할을 하게 되어 보다 원활한 유동장을 형성하기 때문인 것으로 보인다.

블레이드 압력면에 부착되는 radial fin의 조합이 유량변화에 미치는 영향을 조사하기 위해 Fig. 2(b)에 나타낸 3가지 radial fin을 이용하여 조합을 구성하였으며, 경우의 수를 Table 6에 나타내었다.

Fig. 9는 작동회전수 1,100과 1,200 rpm에서 radial fin 조합에 따른 유량변화를 나타낸 것이다. Radial fin이 모두 설치된 CR_p4 의 경우가 가장 높은 유량을 나타내고 있으며, 그 다음으로 블레이드 팁에 가까운 부분에 가이드핀이 설치된 CR_p1 이 높은 유량을 나타내고 있다. 그러나 블레이드반경의 0.68과 0.84에 가이드핀이 동시에 설치된 CR_p3 의 경우는 가이드핀이 설치되지 않은 블레이드보다 더 낮은 유량을 나타내고 있다. 이와 같은 유량분포 특성으로부터 가이드핀 조합의 영향을 종합해 보면 블레이드반경의 0.68 이후에 설치된 가이드핀의 조합은 유량증대 효과를 갖지만 허브 근처에 설치된 조합은 유량증대에 영향을 끼치지 못함을 알 수 있다. 이것은 블레이드표면에 설치된 radial fin이 유동 슬립현상 억제와 블레이드

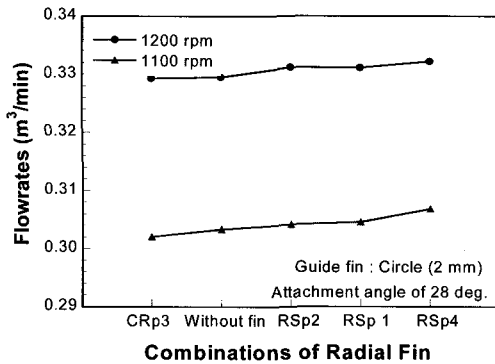


Fig. 9 Flowrates with radial fin combinations at 1,100 and 1,200 rpms.

끝단에서 성장하는 와류의 발달을 억제함으로써 유량이 증가하는 효과가 radial fin의 상호 간섭으로 인해 감소하기 때문인 것으로 사료된다.

3.4 Radial Fin 형상에 따른 블레이드의 유량특성

Fig. 10은 블레이드 압력면에 설치되는 radial fin의 단면형상에 따른 팬의 토출유량 변화를 조사하기 위하여 가이드핀의 단면형상을 원형(circle), 삼각형(triangle), 사각형(quadrilateral)으로 변화시키면서 팬 작동회전수 1,100 rpm에서 유량을 측정하고, 기준모델인 가이드핀이 없는 블레이드의 토출유량과 비교하여 나타낸 것이다. 이때 원형 가이드핀의 직경과 삼각형 가이드핀의 높이, 그리고 정사각형 가이드핀의 한 변의 길이는 2 mm로 동일하다. 단면 형상에 따른 영향을 살펴보면 R_p1 과 R_p2 의 경우 원형과 삼각형 가이드핀이 서로 유사한 유량을 나타낸 반면 정사각형 가이드핀은 다른 두 가이드핀보다 상당히 높은 유량을 나타내고 있다. 이러한 결과는 블레이드표면과 90°를 이루는 정사각형의 가이드핀이 경사 또는 원형으로 설치된 다른 형상보다 유동 슬립 현상 억제에 큰 효과를 나타내기 때문으로 보인다. 그러나 R_p3 의 경우 가이드핀의 단면형상과 관계없이 가이드핀이 설치되지 않은 블레이드보다 낮은 유량을 나타내고 있다.

유량증대 효과를 나타낸 R_p1 과 R_p2 를 대상으로 블레이드표면으로부터 돌출되는 가이드핀의 높이에 대한 영향을 조사하기 위하여 원형 핀의 경우 직경 2 및 3 mm, 삼각형 핀의 경우 3×2 mm(밑

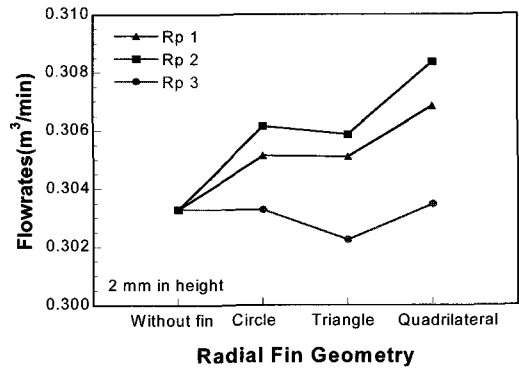
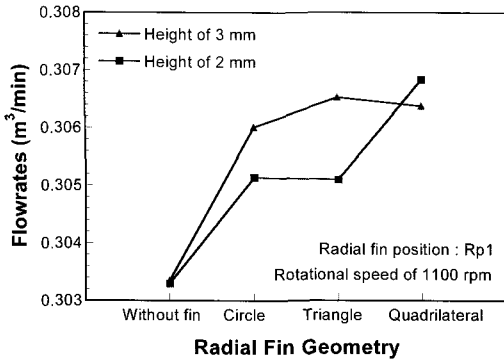


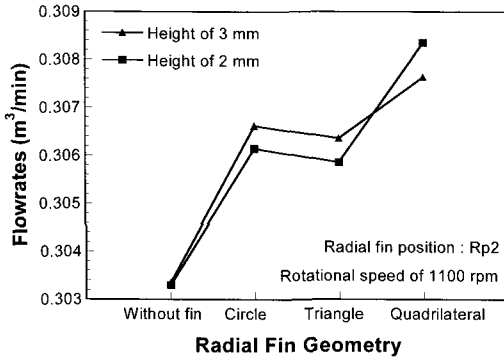
Fig. 10 Flowrates with radial fin geometry at 1,100 rpm.

면×높이)와 3×3 mm, 그리고 사각형상의 경우 한 변의 길이가 2와 3 mm인 정사각형 핀에 대한 유량측정 결과를 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11(a)는 R_p1 에 대한 결과로서 원형과 삼각형의 경우 높이가 3 mm로 증가함에 따라 토출유량이 크게 증가함을 알 수 있으며 특히 삼각형의 경우 가장 큰 증가폭을 나타내고 있다. 그러나 사각형의 경우 가이드핀의 높이가 3 mm로 증가함에 따라 오히려 유량이 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 사각형 가이드핀의 높이가 증가함에 따라 후류에 형성되는 와도의 크기 증가에 따른 결과로 사료된다. Fig. 11(b)는 R_p2 에 대한 결과로서 가이드핀의 높이가 3 mm로 증가함에 따라 원형과 삼각형은 유사한 증가경향을 나타내고 있으나 R_p1 의 결과와 동일하게 사각형의 경우 유량이 감소함을 알 수 있다. 이것은 사각형 가이드핀 뒤 부분에서 재순환영역이 형성되어 R_p1 으로 이동하는 유동이 원활하지 못하기 때문으로 보인다. 이러한 결과는 블레이드표면에 설치된 radial fin의 경우 블레이드 압력면의 유동량이 많은 반경 이상에 설치되어야 그 효과가 발생되며, 가이드핀의 단면 형상과 블레이드표면으로부터 높이가 유량증대효과에 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다.

한편 블레이드 중량증가는 구동모터의 부하증대로 인한 회전수 감소를 유도하며 결과적으로 유량이 감소하게 된다. 이러한 영향을 조사하기 위한 블레이드 압력면 설치된 가이드핀의 중량증가를 조사한 결과 블레이드 무게변화는 1% 미만으로 측정되었으며, 이에 따른 회전수 변화는 예



(a) Radial fin position of R_{p1}



(b) Radial fin position of R_{p2}

Fig. 11 Flowrates with height of radial fin from blade surface at 1,100 rpm.

상과 달리 $\pm 0.1\%$ 범위로 거의 변화가 없었다.

4. 결 론

환기용 축류팬 블레이드를 대상으로 블레이드 표면에 형성된 가이드핀의 설치위치 및 형상이 팬의 토출유량에 미치는 영향이 조사되었다. 가이드핀의 설치에 따른 블레이드의 무게 증가 및 회전수 변화 평가를 통하여 최적의 축류 팬 블레이드의 표면 형상을 제시하고자 하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 축류팬의 블레이드 설치각이 증가할수록 블레이드 압력면에 형성된 압력증가로 인해 유량은 증가하나 구동모터 부하증가로 작동회전수가 감소하게 되고 이로 인해 결과적으로 유량이 감소한다.

(2) 블레이드 압력면에 설치된 stem fin은 유량 증대효과보다 가이드핀 주변에서 발생하는 유동 박리로 인해 유량이 감소된다.

(3) 블레이드 압력면에 설치된 radial fin은 유동 가이드핀 역할을 함으로써 유동의 슬립현상 저감과 와류성장을 억제하며, 블레이드 팁 가깝게 설치된 가이드핀이 유량증대에 큰 효과가 있음을 알 수 있었다.

(4) 가이드핀 부착으로 인한 블레이드의 중량 증가와 이로 인한 회전수 변화는 블레이드 전체 무게에 비하여 무시 할 정도로 평가되었다. 따라서 팬 구동모터의 회전수 변화를 최소화 하면서 블레이드 압력면에 형성되는 압력증대를 통한 유량증대 효과를 달성할 수 있는 radial fin 부착 효과를 실험적으로 확인할 수 있었다.

참고문헌

- Pandya, A. and Lakshminarayana, B., 1983, Investigation of the tip clearance flow inside and at the exit of a compressor rotor passage-part 1: Mean velocity field, ASME J. Eng. Power, Vol. 105, pp. 1-12.
- Estevadeordal, J., Gogineni, S., Copenhaver, W., Bloch G. and Brendel M., 2000, Flow field in a low-speed axial fan: a DPIV investigation, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 23, pp. 11-21.
- Kamieier F. and Neise W., 1997, Experimental study of tip clearance losses and noise in axial turbomachines and their reduction, Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 460-471.
- Hunter I. H. and Cumpsty, N. A., 1982, Casing wall boundary-layer development through an isolated compressor rotor, ASME J. Eng. Power, Vol. 104, pp. 805-818.
- Lee, G. H., Myung, H. J. and Back, J. H., 2003, Effect of blade loading on the structure on tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan, Journal of SAREK, Vol. 15, No. 4, pp. 294-304.
- Kim, K. Y., Kim, J. Y. and Chung, D. S., 1997, Three-dimensional analysis of the flow

- through an axial-flow fan, KSME Journal(B), Vol. 21, No. 4, pp. 541-550.
7. Kim, J. W. and Nam, I. W., 2001, Reverse flow on blade-surface of propeller fan, Journal of KFMA, Vol. 4, No. 2, pp. 7-14.
 8. Masad, J. A. and Malik, M. R., 1995, Link between flow separation and transition onset, AIAA Journal, Vol. 33, No. 5, pp. 882-887.
 9. Koo, J. I., Chung, J. T. and Kim, K. H., 2001, Study on performance prediction of axial flow fan with various stagger angles blades, Proceedings, SAREK Summer Annual Meeting, pp. 1257-1261.
 10. Kim, C. S., Shin, Y. H., Kim, K. H. and Chung, J. T., 1999, Experimental study on effects of stagger angle on performance and flow characteristics of axial fan, Proceedings, SAREK Summer Annual Meeting, pp. 453-457.
 11. Cho, S. S., Choi, J. H. and Kim, K. Y., 1998, Flow analysis and design optimization of an axial-flow fan, Proceedings, SAREK Winter Annual Meeting, pp. 135-140.
 12. Shyu, J-M, 1993, Axial-flow fan-blade with profiled guide fins, United States Patent, Patent No 5, pp. 193-983.
 13. KSA, KS B 6311.