

허브 캡 형상에 따른 축류송풍기 성능특성

장춘만* · 최승만** · 김광용***

Performance Characteristics of an Axial Flow Fan According to the Shape of a Hub Cap

Choon-Man Jang*, Seung-Man Choi**, Kwang-Yong Kim***

KeyWords : Axial Flow Fan(축류송풍기), Distorted Inlet Flow(불균일 입구유동), Flow Separation(유동박리), Hub-Cap(허브 캡), Numerical Simulation(수치해석)

ABSTRACT

Performance characteristics of an axial flow fan having distorted inlet flow have been investigated using numerical analysis as well as experiment. Two kinds of hub-cap, rounded and right-angled front shape, are tested to investigate the effect of inlet flow distortion on the fan performance. Numerical solutions are validated in comparison with experimental data measured by a five-hole probe downstream of the fan rotor. It is found from the numerical results that non-uniform axial inlet velocity profile near the hub results in the change of inlet flow angle. Large recirculation flow upstream the fan rotor for the right-angled hub-cap induces a negative incidence, thus invokes separated flow on the blade surfaces and deteriorates the performance of fan rotor.

1. 서론

대풍량 특성을 갖는 축류송풍기는 자동차 및 에어컨 등의 시스템 내부에 장착되어 발열부품의 냉각용으로 많이 사용되어 지고 있다. 시스템 내부에 장착되는 냉각용 축류송풍기는 시스템의 내부 구조 특성에 따라 제한된 공간에 설치되며, 송풍기를 구성하는 허브 및 케이싱의 형상도 설계조건과 다르게 장착되는 경우가 많다. 이와 같이, 설계조건과는 다르게 변형된 허브와 케이싱 형

상으로 인하여 불균일한 유입유동이 발생하게 되며, 송풍기의 성능 저하도 야기하게 된다.

일반적으로 축류송풍기 임펠러 설계^{(1)~(3)}에 있어서는 입구유동을 균일유동으로 가정한다. 그러나 냉각용으로 많이 사용되고 있는 축류송풍기는 설치위치에 따라 다양한 입구유동을 갖는다. 이로 인해, 설계유량 조건 하에서도 불균일한 입구유동으로 인하여 성능저하 및 소음발생이 유발될 수 있다.

Charalambous 등⁽⁴⁾은 축류압축기를 대상으로 축방향, 회전방향, 반경방향으로 불균일한 입구유동을 갖는 경우와 균일한 입구유동의 경우를 비교하여 입구유동의 불균일이 성능에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. 이 연구에서 입구유동이 불균일할 경우 압력과 온도는 증가하고 유량과 서지마진은 감소하는 현상이 발견되었

* 한국건설기술연구원 화재설비연구부

** (주) 케피코 시스템용팀

*** 인하대학교 기계공학부

책임저자 E-mail : jangcm@kict.re.kr

다. Lee 등⁽⁵⁾은 프로펠러 휠에서 불균일 입구유동에 의한 소음 증가를 연구하기 위해 반경방향 및 원주방향으로의 유입유동 제어장치를 설치하여 각각의 경우에 대하여 불균일 난류 유동분포와 소음파워를 측정하였다. 연구결과 반경방향의 불균일 유동의 난류강도는 소음파워가 임펠러 속도의 5승에 비례하였고 회전방향의 불균일 유동의 경우 가장 큰 이산소음을 일으키는 유동의 주기를 연구하였다.

Hah 등⁽⁶⁾은 압축기에서 회전방향 불균일 입구유동을 연구하였다. 불균일 유동은 동익을 지나서 정익에까지 영향을 주었으며 날개의 경계층과 통로 충격파와의 강한 상호작용에 의해 공기역학적 손실과 실속여유의 감소를 야기시켰다. 이상의 연구들에서는 축류형 유체기계에서 입구 전체의 불균일 유동이 성능과 소음에 미치는 영향을 고찰하였다.

본 연구에서는 허브형상에 의한 입구유동 불균일 특성이 축류송풍기의 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 즉, 서로 다른 형상을 갖는 허브 캡을 장착한 축류송풍기를 대상으로 날개 전후의 속도분포 및 내부 유동장을 실험 및 수치해석적 방법으로 분석하고, 유동특성을 고찰하였다. 아울러, 입구측의 불균일 유입이 유동장에 미치는 영향을 해석을 통하여 분석하였다.

2. 축류송풍기 사양

본 연구는 저압송풍기를 대상으로 하였으며, 상세한 사양은 Table 1에 수록하였다. 실험 송풍기는 팁반경이 287.5 mm이며, NACA65계열의 익형을 사용하였다. 날개 끝단의 틈새는 2 mm (1.5% 팁코드)로 균일하며, 설계점에서의 유량계수 Φ 및 전압계수 Ψ_t 는 각각 0.41과 0.3이다. 유량계수와 전압계수의 정의식은 각각 다음과 같다.

$$\Phi = \frac{Q}{\pi(R_t^2 - R_h^2)U_t} \quad (1)$$

$$\Psi_t = \frac{2 \Delta P_t}{\rho U_t^2} \quad (2)$$

여기서, Q , ΔP_t , U_t , R_t , R_h 및 ρ 는 각각 유량, 전압상승, 날개 선단의 원주방향 속도, 날개 선단 반경, 허브 반경 그리고 공기 밀도를 각각 의미한다.

Table 1 Axial flow fan specification

| | |
|----------------------------|-----------|
| Flow Coefficient | 0.41 |
| Total Pressure Coefficient | 0.3 |
| Rotor Rotation Frequency | 1000 rpm |
| Tip Radius, r_{tip} | 287.5 mm |
| Hub Radius, r_{hub} | 150 mm |
| Inlet Angle at Rotor Tip | 68.8 deg. |
| Outlet Angle at Rotor Tip | 63.8 deg |

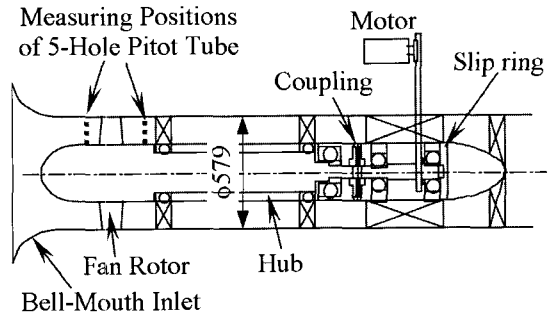


Fig. 1 Schematic view of experimental setup (mm)

3. 5공 피토관을 이용한 축류송풍기 전후의 3차원 속도계측

축류송풍기 동익 전후의 삼차원 속도분포를 측정하기 위하여 송풍기 성능실험장치에 장착된 축류송풍기 상하류 측에 5공 피토관을 장착하였다. 축류송풍기 성능 실험장치의 구성도는 Fig. 1에 나타났다. Fig. 1에서 축류송풍기 로터 전후의 5공 피토관 (Fig. 1의 점선) 측정 위치는 날개 전연 (leading edge) 및 후연 (trailing edge)에서 각각 55 mm 상류 및 200 mm 하류 측으로 하였다. 5공 피토관은 측정부의 직경이 3.6 mm, 압력 측정 파이프의 직경은 0.7 mm로 하여 설계 제작하였다. 5공 피토관의 검정은 포텐셜 코어부의 직경이 50 mm인 별도의 검정용 풍동에서 수행하였다

설계 유량 (=0.41) 및 두 곳의 탈설계점 유량점 (=0.47과 0.28)에 대하여, 날개의 상류 및 하류측에서 5공 피토관으로 측정한 축방향 속도 분포를 Fig. 2에 나타낸다. 그림에서 축방향 속도 V_a 는 날개 끝단의 회전방향 속도 U_t 로 무차원화 하여 표시하였다. 횡축의 반경은 무차원 값으로 허브측이 0을, 날개 끝단이 1을 각각 갖는다. Fig. 2(a)에서 알 수 있듯이, 상류측에서의 축방향 속도는 설계유량조건에서 스펜 방향으로 균일함을 알 수 있

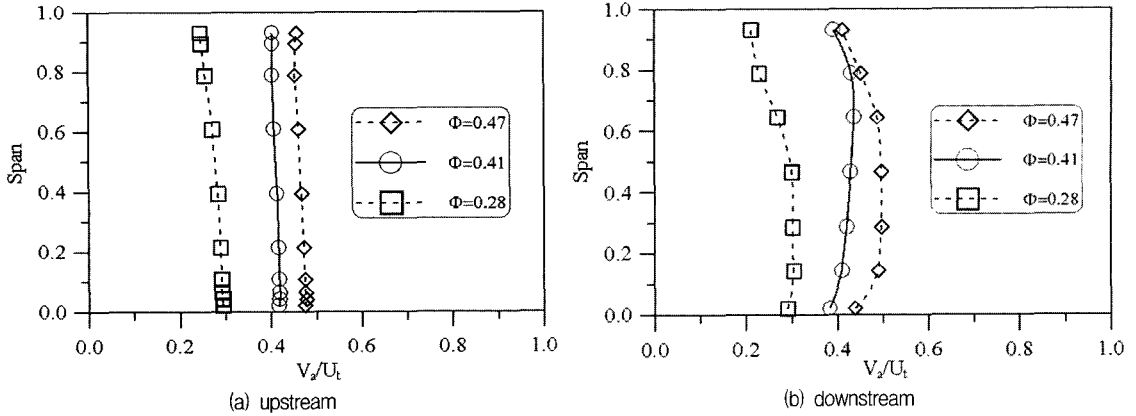


Fig. 2 Distribution of axial velocity measured upstream and downstream of the fan rotor

다. 이는 일반적인 임펠러 설계조건과 동일하며, 입구 속도가 불균일함이 없이 균일하게 유입됨을 의미한다. 한편, Fig. 2(b)의 하류측 축방향 속도에서는 익단누설과 류에 의한 날개선단에서의 속도감소가 설계유량조건에서도 80% 스펠 이상에서 나타남을 알 수 있으며, 유량이 적은 경우 ($\Phi=0.28$)에는 축방향 속도손실이 날개 끝단에서 더욱 증가함을 알 수 있다.

4. 유동해석

4.1 계산기법 및 격자

축류송풍기의 내부 유동장 특성 및 성능을 평가하기 위하여 상용 소프트웨어인 CFX-5.7⁽⁷⁾을 사용하였다. 비압축성 삼차원 정상유동에 대한 연속방정식과 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 방정식 등의 지배방정식은 유한체적법으로 이산화되며, 대류항과 확산항의 이산화 방법으로는 각각 수정된 상류차분도식과 중심차분법이 사용되었다. 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 벽 함수로는 Scalable wall function을 적용하였다.

계산격자는 Fig. 3에서 나타냈듯이, 사면체를 이용한 비정렬격자로 구성하였으며, 본 계산에 사용한 계산 노드수는 약 28만개이다. 주기 경계조건을 적용하여 날개 1피치만을 해석하였다. 입구조건은 임펠러 설계조건과 같이 유량계수에 따른 균일 유속조건을 사용하였고, 출구경계에서는 대기압력 조건을 적용하였다. 작동유체는 상온의 공기이며 송풍기의 회전속도는 1,000 rpm이다. 한 번의 완전한 수렴된 결과를 얻기 위해 3.0GHz의

Pentium-IV 프로세서에서 약 24시간의 CPU 시간이 소요되었다.

4.2 형상 변수

본 연구에 사용된 두 종류의 허브를 갖는 축류송풍기의 형상도를 Fig. 4에 나타내었다. 즉, 입구측 허브면에서 박리에 의한 불균일한 입구유동이 발생되지 않도록 설계된 축류송풍기를 Fig. 4(a)에 나타내었다. 그림에서 보듯이 날개 끝단의 전연과 허브 캡 사이의 거리가 충분히 떨어져 있고 ($=330\text{ mm}$), 허브 캡의 형상이 완전한 반구 (반경= 150 mm)의 형태를 띠고 있기 때문에 허브 캡에 의해서 발생된 반경방향 속도는 날개의 전연 부근에

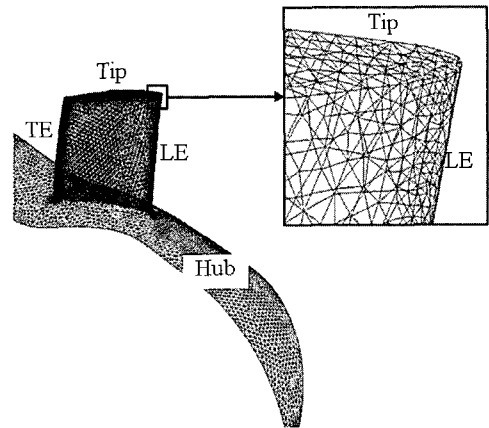
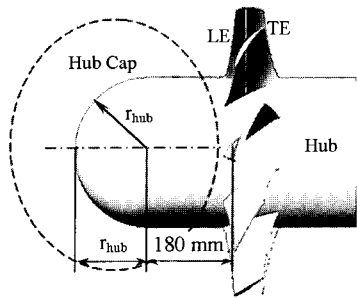
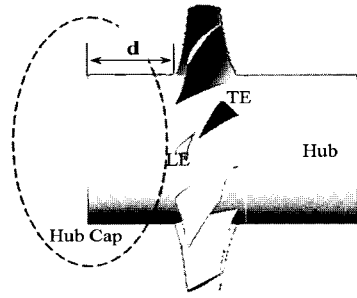


Fig. 3 Computational grid



(a) axial fan having a reference hub-cap



(b) axial fan having a right-angled hub-cap

Fig. 4 Side views of hub-cap

도달하기 전에 소멸되도록 설계되었다. Fig. 2(a)의 날개 상류측 축방향 속도분포에서 알 수 있듯이, 본 형상으로 축류송풍기의 설계 시에 가정한 균일한 입구유동을 구현할 수 있도록 하였다.

Figure 4(b)에 나타난 송풍기 형상은 허브 캡 부분을 직각으로 만들어서 인위적으로 박리가 생성되도록 설계하였다. 이러한 허브형상을 갖는 축류송풍기는 실제 시스템 (에어컨, 자동차 등)에 장착된 냉각용 송풍기에 다수

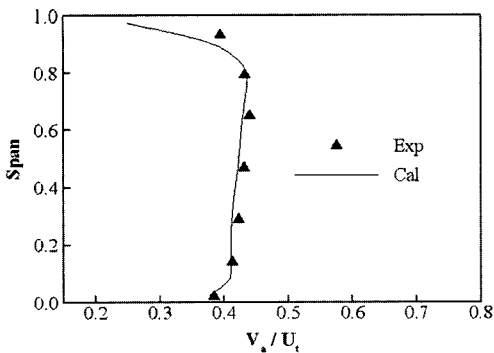


Fig. 6 Distributions of an axial velocity downstream of the fan rotor at design flow condition

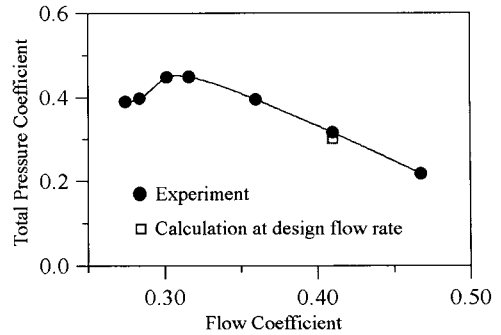


Fig. 5 Fan performances

채용되어지고 있다. 즉, 허브 캡의 형상에 의해 생성된 박리와 이로 인해 날개 전면 전방부의 반경방향 불균일 입구 유동 속도분포는 축류송풍기의 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 허브형상에 의해 발생하는 입구유동을 확대칭으로 가정하고 수치해석을 수행하였다.

5. 결과 및 고찰

5.1 수치계산의 타당성 검증

본 수치계산의 타당성을 검증하기 위하여, 5공 피토관을 사용하여 측정한 축류송풍기의 전압계수와 수치계산을 통하여 예측한 성능특성을 설계 유량점 (=0.41)에서 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이, 설계유량에서 수치해석을 통해 예측된 전압값이 실험값과 잘 일치함을 알 수 있다.

Figures 6과 7은 설계유량점에서 날개후연에서부터 200 mm (150 percent tip chord) 하류에서의 축방향 및

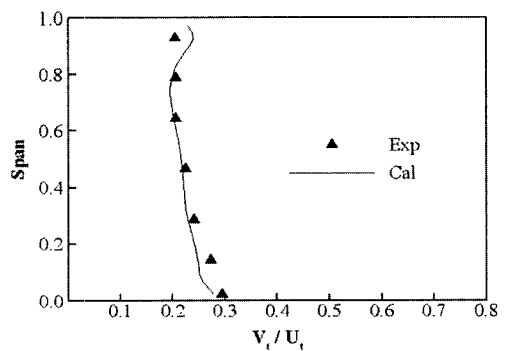


Fig. 7 Distributions of a tangential velocity downstream of the fan rotor at design flow condition

Table 2 Comparison of performances obtained by numerical calculation

| | Total pressure efficiency (%) |
|--|-------------------------------|
| Reference hub cap | 87.01 |
| Right-angled hub cap (d=103.3 % hub radius) | 77.72 |

회전방향 속도분포를 실험값과 수치계산을 통해 얻은 예측결과와 비교한 것이다. 그림에서 각각의 속도성분은 날개 선단에서의 회전방향 속도로 무차원화 하였으며, 또한 회전 방향에 대해 평균화된 값을 사용하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 전체적으로 수치해석에서 예측된 속도값의 분포가 날개 끝단부를 제외하고는 실험값과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

이상의 비교를 통하여 본 수치계산의 예측값들이 실험값들과 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며, 이를 통해 본 수치계산이 타당함을 알 수 있다.

5.2 성능 및 내부유동장 특성

Table 2는 수치해석을 통하여 구한 값으로, Fig. 4에서 표시한 두 종류의 허브형상에 대한 축류송풍기의 전압효율을 나타낸 것이다.

축류송풍기의 전압효율 (total pressure efficiency)은 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta P}{\tau \cdot \omega} \tag{3}$$

여기서 τ 와 ω 는 각각 입력토크와 임펠러의 회전 각속도를 의미한다.

Table 2에 나타난 설계유량점 (=0.41)에서의 효율은 허브 캡이 직각인 경우 (Fig. 5(b)의 거리 d=허브반경의 103.3%)가 기존 형상의 경우보다 약 10% 감소함을 알 수 있다.

Figure 8은 날개의 Mid-pitch에서 속도벡터 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 둥근 입구 형상을 갖는 기존의 축류송풍기에서는 유동이 허브 캡의 곡면을 따라 진행하면서 박리를 발생시키지 않고 날개 입구부로 부드럽게 유입되는 반면, 허브 캡이 직각인 축류송풍기의 경우에는 허브 캡의 직각모서리에서 발생한 박리로 인해 허브 캡 후류에서 날개 입구부에 이르기까

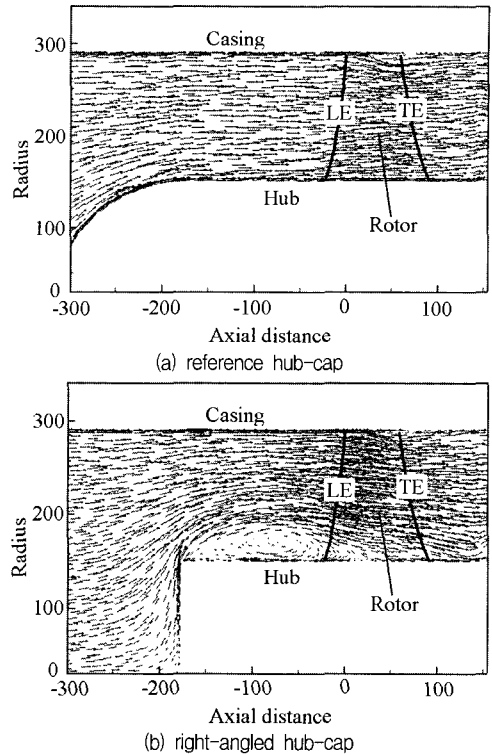


Fig. 8 Distributions of velocity vectors at mid-pitch (mm)

지 커다란 박리영역이 형성됨을 알 수 있다.

Figure 8(b)에서 알 수 있듯이 날개 입구 상류의 커다란 와류영역 (재순환영역)으로 날개 입구부의 축방향속도가 허브 근처에서 국부적으로 설계조건인 균일 유동분포와 달리 감소하게 된다. 축방향 속도의 감소로 입구유입각이 설계값보다 크게 됨으로써, 날개의 부압면에서 유동박리가 발생될 수 있음을 예상할 수 있다. 이와 같은 날개면에서의 유동박리는 축류송풍기의 입력상승에 나쁜 영향을 미쳐, Table 2에서와 같이 기존 허브형상에 비해 직각형 허브를 갖는 축류송풍기가 낮은 효율을 갖게 된다고 사료된다.

직각형 허브 캡이 송풍기 성능에 미치는 영향을 이해하기 위하여 허브 캡과 날개 전면 사이의 거리를 변화시켜가며 성능특성을 고찰하였다.

Figure 4(b)에서 기호 d로 나타냈듯이, 거리 d는 51.7, 103.3 및 155% 허브반경으로 변화시켜 가면서 허브 캡에 의해 발생하는 불균일 유동의 영향을 살펴보았다. Fig. 9에 각각의 거리에 대한 자오면에서의 속도벡터를 나타내었으며, 최대거리 d=155% 허브반경에서는 허브면에서의 박리영역의 재부착점이 날개 전면보다 상류에

Table 3 Effect of installation distance on efficiency

| d (percent hub radius) | Total pressure efficiency (%) |
|------------------------|-------------------------------|
| 51.7 | 74.73 |
| 103.3 | 77.72 |
| 155.0 | 78.46 |

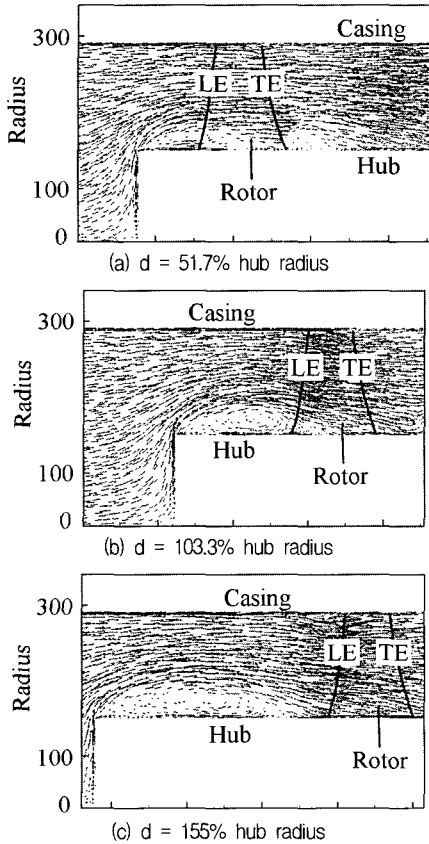


Fig. 9 Distributions of velocity vector on the meridional plane of mid-pitch (mm)

위치한다.

Figure 9(a)와 같이 거리 d 가 짧은 경우에는 허브선 단에서 발생한 박리유동이 날개의 허브근방에서 날개와 간섭하기에 흐름의 비정상 특성이 강하다고 생각된다. 각각의 거리에 대한 효율특성의 계산 결과는 Table 3에 나타내었다. 표에서 부터, 허브 캡과 날개 전연 사이의 거리가 멀어질수록 효율이 향상됨을 알 수 있다.

이는 허브 캡에서 박리로 인해 발생하는 재순환 유동에 의한 불균일 입구유동의 반경방향 영역이 설치거리가 길수록 줄어들기 때문이다. 박리에 의한 재부착점이 날개 전연의 상류에 오도록 한 $d=155\%$ 허브반경인 경우가 상대적으로 효율이 가장 높은 것을 알 수 있다.

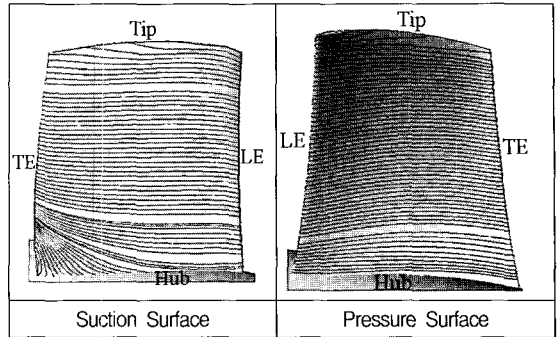


Fig. 10 Limiting streamlines on blade surfaces for the fan having a reference hub-cap

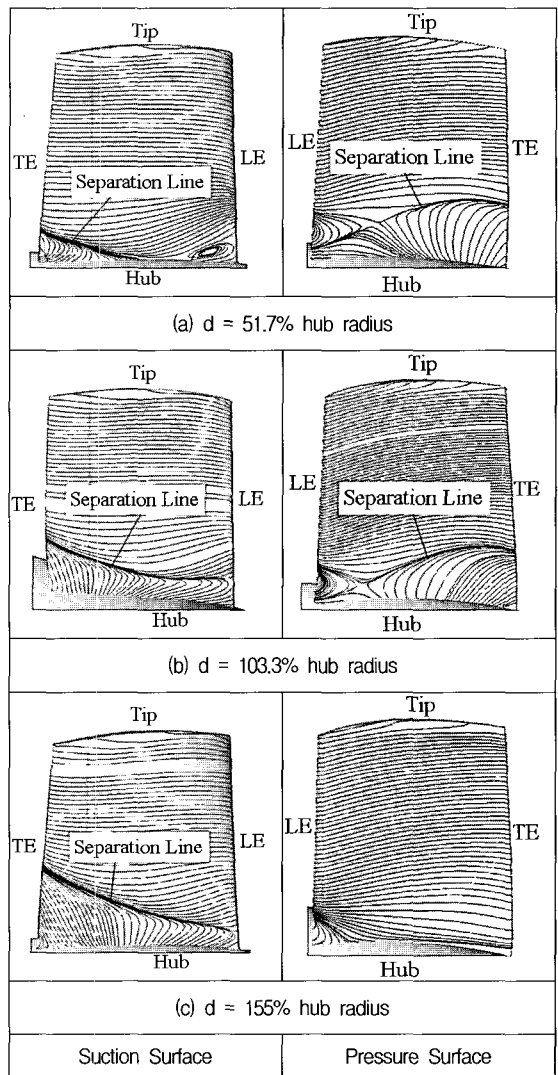


Fig. 11 Limiting streamlines on blade surfaces for the fan having a right-angled hub-cap

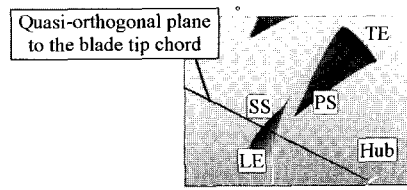
Figures 10과 11은 두 종류의 허브 캡의 형상을 장착한 축류송풍기에 대하여 날개의 압력면과 부압면에서의 한계유선 분포를 나타낸 것이다. Fig. 10에 나타냈듯이, 둥근 허브형상을 갖는 축류송풍기에서는 날개 압력면 및 부압면 모두에서 유동박리가 발생하지 않음을 알 수 있다. 다만, 날개 부압면 후연측의 허브근방에서는 원심력에 의해 반경류가 증가함이 나타나고 있으나, 이로 인한 유동박리는 발생되지 않는다.

Figure 11은 9에서와 같이 허브 캡과 날개 전연사이의 거리 d 를 3종류로 변화시킨 경우의 날개 입구면과 부압면에서의 한계유선 (limiting streamline)을 나타낸다. 한계유선은 날개표면에서 흐름의 전단속도 (shear velocity) 방향을 나타내기에 익면에서의 흐름특성을 파악하는데 유용하다.

Figure 11에서 나타냈듯이, 허브 캡이 직각부를 갖는 축류송풍기의 날개 부압면에서는 입구유입각이 설계값보다 크게 되어 날개의 허브근방의 전연에서부터 유동박리가 발생함을 알 수 있다. 한편, 날개의 압력면은 축류송풍기의 압력상승에 중요한 역할을 하기에 Fig. 10의 둥근 허브형상을 갖는 날개의 압력면에서와 같이 익면상에서는 유동박리가 발생함이 없이 축방향 흐름만이 존재하는 것이 바람직하다.

Figure 11의 압력면에서의 한계유선에서 알 수 있듯이, 거리 $d=51.7\%$ 허브반경인 경우에는 날개의 전연에서부터 유동박리가 발생하며, 후연으로 흐름이 이동할수록 박리영역이 증가함을 알 수 있다. 즉, 유동박리선의 위치는 날개의 후연 근방에서는 유속의 감소로 코너스톨 (corner stall) 및 원심력의 영향으로 그 영역이 반경방향으로 확대됨을 알 수 있다. 이와 같이 날개의 압력면의 허브근방에서 큰 박리영역이 생기는 것은 날개의 효율 저하에 중요한 원인이 된다. 이러한 압력면에서의 박리영역은 거리 d 가 증가할수록 감소하며, $d=155\%$ 허브반경에서는 날개 전연에서만 박리가 발생함을 알 수 있다.

Figure 12는 날개 전연 근방 (날개 팁전연에서부터 10% 팁코드 위치)에서 날개와 준직교하는 면에서의 축방향 속도분포를 나타낸 것이다. 축방향 속도는 날개 선단의 회전방향 속도로 무차원화 하였으며 측정위치는 Fig. 12(a)에 나타냈다. Fig. 12(b)에서 보듯이, 둥근 허브 캡을 갖는 축류송풍기의 경우에는 날개 입구부의 허브근방에서 비교적 균일한 축방향 속도 분포를 나타내는 것을 알 수 있다. 이는 유입측의 허브면에서 허브형상으로 인한 박리영역이 존재하지 않고, 유선이 허브면을 따라 균일하게 유입되었다는 것을 의미한다.



(a) position of quasi-orthogonal plan

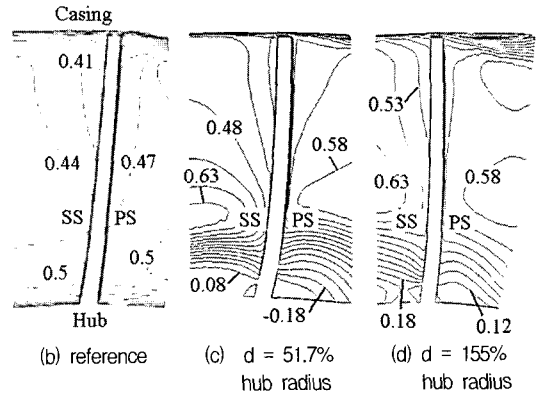


Fig. 12 Contours of axial velocity on the quasi-orthogonal plane to the blade tip chord

한편, Fig. 12(c) 및 (d)에서 보듯이, 직각인 허브 캡을 갖는 축류송풍기의 입구부 단면에서의 축방향 속도는 국부적으로 상류측에 형성된 재순환영역으로 인하여 국부적으로 가속되는 영역이 존재하며, 허브방향으로는 가속된 축방향속도가 급격히 감소하는 등 불균일한 유입 유동 분포를 나타냄을 알 수 있다. 약 30~50% 스펠에서 평균 축방향속도보다 빠른 속도로 인하여, 이 영역에서는 날개입구에서 감소한 상대흐름각으로 인하여 부의 인시던스를 나타내게 된다.

허브캡과 날개팁 전연간의 거리가 51.7% 허브반경인 Fig. 12(c)는 Fig. 9(a)의 자오면 속도벡터에서도 알 수 있듯이 허브측 재순환영역의 부착선이 익면 내부에 존재하고 이로 인하여 허브반경으로 급격한 축방향 속도 감소를 가져온다. 이는 상대흐름 관점에서 입구 유입각이 증가하는 효과를 가져와서 익면에서의 유동박리 현상을 증가시키게 되고, 이로 인하여 효율이 감소한다. 또한, 날개 압력면의 허브근방에는 마이너스 축방향 속도도 나타난다. Fig. 12(d)의 경우는 날개 전연 상류에서 발생한 재순환 영역의 부착선이 날개 전연 상류측에 존재하나, 날개 상류측의 재순환영역의 블록케이지 영향으로 가속된 축방향 속도가 여전히 40~50% 스펠영역에 존재하여, Fig. 12(c)와 같이 유입입구 흐름각의 변동으

로 인하여 효율은 등근허브를 갖는 송풍기보다 상대적으로 낮게 됨을 알 수 있다.

이상에서 알 수 있듯이, 허브근방에서의 축방향 속도는 날개 전연에서 발생하는 재순환영역의 영향으로 설계치보다 축소되어 날개 전연의 입구유입각을 크게 하며, 이로 인해 날개면에서 유동박리가 발생, 축류송풍기의 성능이 감소하게 되는 것이다.

6. 결론

허브형상에 의한 입구유동 불균일 특성이 축류송풍기의 성능에 미치는 영향을 연구하기 위해, 실험 및 수치해석적 방법을 통하여 유동장을 분석하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 자동차 및 에어컨 등 시스템의 내부에 주로 장착되는 직각인 허브 캡에서는 날개 상류측의 허브에서 박리로 인한 재순환영역 발생으로 날개 허브측에 저속도 영역이 존재하게 되며, 이로 인하여 허브측에 코너스톨 현상이 발생함과 동시에 익면상에는 유동박리가 일어나 결과적으로 송풍기 효율이 저하하게 됨을 알 수 있다.
- (2) 직각형 허브 캡을 갖는 축류송풍기는 날개 상류의 허브면 상에서 발생하는 재순환영역의 영향으로 재순환영역 경계면 상부에서 축방향 속도의 가속이 일어나며, 날개의 30~50% 스팬영역에 걸쳐서 존재한다. 이와 같이 가속된 축방향 속도는 날개의 유입 상대흐름각을 감소시켜 결국 마이너스 인시던스 (incidence)를 갖으며 이로 인하여 익면박리를 야기하여 성능이 감소하게 된다. 재순환 영역이 날개의 허브면에 영향을 미치는 경우에는 반대로 설계값보다 큰 유입각으로 날개 전연에서 유동박리가 발생하게 된다.
- (3) 허브 캡이 직각형인 경우, 허브 캡과 날개 전연 사이의 거리가 멀어질수록 불균일 입구유동의 반경방향 영역이 축소되고 효율은 향상됨을 알 수 있으며, 날개 상류측에 재순환 영역의 부착선이 존재하는 경우도 블록케이지 영향으로 가속된 축방향속도가 여전히 40~50% 스팬영역에 존재하여 유입입구 흐름각의 변동을 야기시켜서 효율은 등근허브를 갖는 송풍기보다 상대적으로 낮게 됨을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 건설교통부 건설교통기술연구개발사업 “지하공간 환경개선 및 방재기술” 연구단 제5세부과제 “제연용 송풍기 개발” 과제와 한국과학기술정보연구원의 제7차 슈퍼컴퓨팅 응용연구 전략지원 프로그램의 지원으로 수행되었음을 밝힌다.

참고문헌

- (1) Roberts, D. A. and Kacker, S. C., 2002, “Numerical Investigation of Tandem-impeller Designs for a Gas Turbine Compressor,” ASME J. Turbo-machine., Vol. 124, pp. 36~44.
- (2) Downie, R. J., Thompson, M. C. and Wallis, R. A., 1993, “An Engineering Approach to Blade Design for Low to Medium Pressure Rise Rotor-Only Axial Fans,” Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 6, pp. 376~410.
- (3) Jang, C.-M., Kim, K. Y. and Fukano, T., 2004, “Frequency Characteristics of Fluctuating Velocity According to Flow Rates in a Tip Leakage Vortex and a Wake Flow in an Axial Flow Fan,” Trans. of the KSME(B), Vol. 28, No. 2, pp. 181~188.
- (4) Charalambous, N., Ghisu, T., Lurisci, G., Pachidis, V. and Pilidis, P., 2004, “Axial Compressor Response to Inlet Flow Distortions by a CFD Analysis,” ASME Turbo Expo, GT2004-53846.
- (5) Lee, S. B., Kim, K. Y., Kim, J. Y. and Yang, G. C., 1998, “A Study on the Effects of Non-Uniform Inlet Flows upon Performance and Tonal Radiation from a Propeller Fan,” ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, FEDSM98-3445.
- (6) Hah, C., Rabe, D., Sullivan, T. and Wadia, A., 1998, “Effects of Inlet Distortion on the Flow Fields in a Transonic Compressor Rotor,” ASME J. Turbo-machine., Vol. 120, No. 4, pp. 233~246.
- (7) CFX-5.7 User Manual.