

축류 송풍기 허브측 불균일 유입유동 현상 및 성능 특성

장춘만* · 최승만** · 김광용***

Performance Characteristics Due to the Inflow Distortion near Hub in an Axial Flow Fan

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

Key Words : Axial Flow Fan(축류송풍기), Hub Cap(허브 캡), Numerical Simulation(수치해석), Five-Hole Probe(5공 프로브), Distorted Inlet Flow(불균일 입구유동)

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, round shape and right-angled front shape, are tested to investigate the effect of inlet flow distortion on the fan performance. In case of right-angled front shape, axisymmetric distorted inflow is induced by flow separation at the sharp edge of hub-cap, and the characteristics of the inflow depends on the distance between hub-cap and blade leading edge. Flow analysis of the blade passage is performed by solving the three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. 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. The changed inlet flow angle near the hub invokes a flow separation on the blade surfaces, thus deteriorating the fan efficiency. The effect of the distance between hub-cap and blade leading edge on the efficiency is also discussed.

1. 서론

대풍량 특성을 갖는 축류송풍기는 환기 및 공조기 용으로 널리 사용되며, 성능 및 소음 개선을 위해 지금까지도 많은 연구가 이루어지고 있다. 즉, 임펠러의 설계방법을 비롯하여, 내부 유동장 계측 및 해석 그리고 최근에는 익형의 최적화 연구에 이르기까지 다양하게 수행되어지고 있다.

일반적으로 축류송풍기 임펠러 설계에 있어서는 입구유동을 균일유동으로 가정한다. 그러나 환기용으로 많이 사용되고 있는 축류송풍기는 설치위치에 따라 다양한 입구유동을 갖는다. 이로 인해, 설계유량 조건 하에서도 불균일한 입구유동으로 인하여 성능저하 및 소음발생이 유발될 수 있다.

예를 들어, Hah 등⁽¹⁾은 천음속 압축기에서 회전방향 불균일 입구유동을 연구하였다. 불균일 유동은 동익을 지나서 정익에 까지 영향을 주었으며 날개의 경계층과 통로 충격파와의 강한 상호작용에 의해 공기역학적 손실과 실속여유(stall margin)의 감소를 야기시킴을 밝혔다. Hale과 O'Brien⁽²⁾은 축류압축기에 있어서 입구유동 불균일이 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

* 한국건설기술연구원 화재 및 설비연구부
E-mail : jangcm@kict.re.kr

** (주) 캐피코 시스템용융팀

*** 인하대학교 기계공학과

Table 1 Axial flow fan specifications

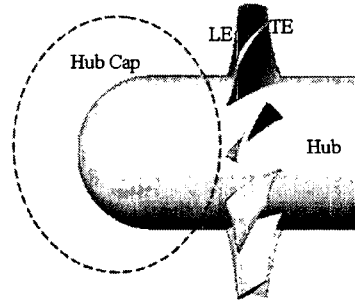
Flow Coefficient	0.41
Total Pressure Coefficient	0.3
Rotor Rotation Frequency	1000 rpm
Tip Radius	287.5 mm
Hub-Tip Ratio	0.52
Inlet Angle at Rotor Tip	68.8 degree
Outlet Angle at Rotor Tip	63.8 degree

즉, 압축기의 입구에 설치된 distortion screen이 유동장에 강한 소용돌이를 일으키고 이것으로 인하여 압력상승이 낮아지는 현상을 보고하였다. Charalambous 등⁽³⁾은 축류압축기를 대상으로 축방향, 회전방향, 반경방향으로 불균일한 입구유동을 갖는 경우와 균일한 입구유동의 경우를 비교하여, 입구유동이 불균일할 경우 압력과 온도는 증가하고 유량과 서지마진은 감소함을 밝혔다. 또한, Lee 등⁽⁴⁾은 프로펠러팬에서 불균일 입구유동에 의한 토널소음 증가를 연구하기 위해 반경방향 및 원주방향으로의 유입유동 제어장치를 설치하여 각각의 경우에 대하여 불균일 난류 유동분포와 소음파위를 측정하였다. 연구결과 반경방향의 불균일 유동의 난류강도는 소음파위가 임펠러 속도의 5승에 비례하였고 회전방향의 불균일 유동의 경우 가장 큰 이산소음을 일으키는 유동의 주기를 연구하였다.

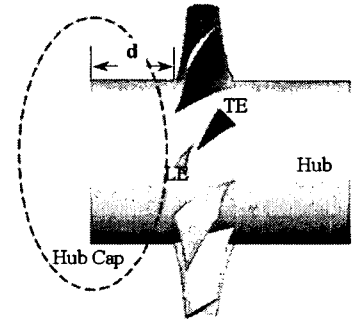
본 연구에서는 허브형상에 의한 입구유동 불균일 특성이 축류송풍기의 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 즉, 서로 다른 형상을 갖는 허브 캡을 장착한 축류송풍기를 대상으로 송풍기 전후의 속도분포 및 내부 유동장을 실험 및 수치해석적 방법으로 분석하고, 성능 특성을 고찰하였다. 아울러, 입구측의 불균일 유입이 유동장에 미치는 특성을 수치해석을 통하여 분석하였다.

2. 축류송풍기 사양 및 허브 캡 모델

본 연구는 저압송풍기를 대상으로 하였으며, 상세한 사양은 Table 1에 수록하였다. 본 실험 송풍기는 외경이 287.5 mm이며, NACA65계열의 익형을 사용하였다. 날개 끝단의 틈새는 2 mm (1.5 % 팁 코드)로 균일하며, 설계점에서의 유량계수 Φ 및 전압계수 Ψ 는 각각 0.41 과 0.3이다.



(a) Axial fan having a reference hub-cap



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

Fig. 1 Side views of hub-cap

유량계수와 전압계수의 정의식은 각각 다음과 같다.

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

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

여기서 Q , ΔP_t , R_t , R_h , ρ 는 각각 유량, 전압상승, 날개 끝단의 회전방향속도, 날개 끝단의 외경, 허브경, 그리고 공기밀도를 의미한다.

본 연구에 사용된 두 종류의 허브를 갖는 축류송풍기의 형상도를 Fig. 1에 나타내었다. 즉, 입구 허브면에서 박리에 의한 불균일한 입구유동이 발생되지 않도록 설계된 축류송풍기를 Fig. 1(a)에 나타내었다. 즉, 날개 전연과 허브 캡 사이의 거리가 충분히 떨어져 있고, 허브 캡의 형상이 반구의 형태를 띠고 있기 때문에 허브 캡에 의해서 발생된 반경방향 속도는 날개의 전연 부근에 도달하기 전에 소멸되도록 설계되었다.

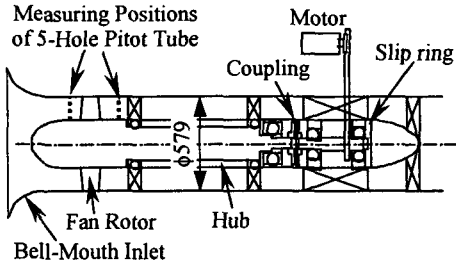


Fig. 2 Schematic view of experimental setup (mm)

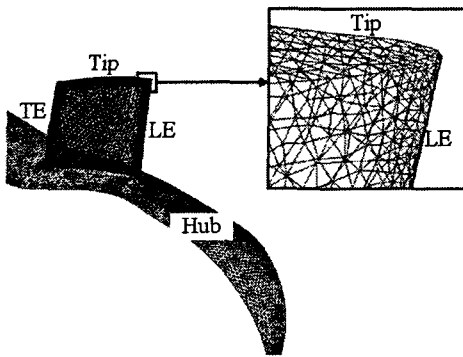


Fig. 3 Computational grids

본 형상으로 축류송풍기의 설계 시에 가정한 균일한 입구유동을 구현할 수 있도록 하였다

Fig. 1(b)에 나타낸 송풍기 형상은 허브 캡 부분을 직각으로 만들어서 인위적으로 박리가 생성되도록 설계하였다.

3. 실험장치 및 방법

축류송풍기 동역 전후의 삼차원 속도분포를 측정하기 위하여 송풍기 성능실험장치에 장착된 축류송풍기 상하류 측에 5공 피토관을 장착하였다. 축류송풍기 성능실험장치의 구성도는 Fig. 2에 나타냈다. Fig. 2에서 축류송풍기 로터 전후의 5공 피토관(Fig. 2의 점선) 측정 위치는 날개 전연(leading edge) 및 후연(trailing edge)에서 각각 55 mm (41.3 percent tip chord) 상류 및 200 mm (150 percent tip chord) 하류 측으로 하였다. 5공 피토관은 측정부의 직경이 3.6 mm, 압력 측정 파이프의 직경은 0.7 mm로 하여 설계 제작하였다.

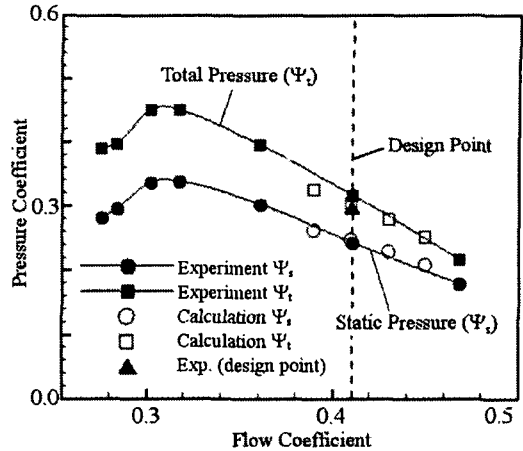


Fig. 4 Fan performances

5공 피토관의 검정은 포텐셜 코어(potential core) 경이 50 mm인 별도의 검정용 풍동에서 수행하였다. 풍동 코어부의 제트 속도 값은 20 m/s이며, 실 측정값과 검정 결과를 비교하여 측정의 신뢰성을 검토하였으며 자세한 검정 및 실험 내용은 기 발표된 논문⁽⁵⁾에 수록하였다.

4. 유동해석 방법 및 계산격자

축류송풍기의 내부유동장을 평가하기 위하여 상용 소프트웨어인 CFX-5.7⁽⁶⁾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- ϵ 모델을 사용하였다. 벽함수로는 Scalable wall function을 적용하였다.

계산격자는 Fig. 3에서 보듯이, 사면체를 이용한 비정렬격자로 구성하였으며, 본 계산에 사용한 계산 노드수는 약 28만개이다. 주기 경계조건을 적용하여 날개 1피치만을 해석하였다.

입구조건은 유량계수에 따른 균일 유속조건을 사용하였고, 출구경계에서는 대기압력 조건을 적용하였다. 작동유체는 상온의 공기이며 송풍기의 회전속도는 1000 rpm 이다. 한번의 완전한 수렴된 결과를 얻기 위해 3.0GHz의 Pentium-IV 프로세서에서 약 24시간의 CPU 시간이 소요되었다.

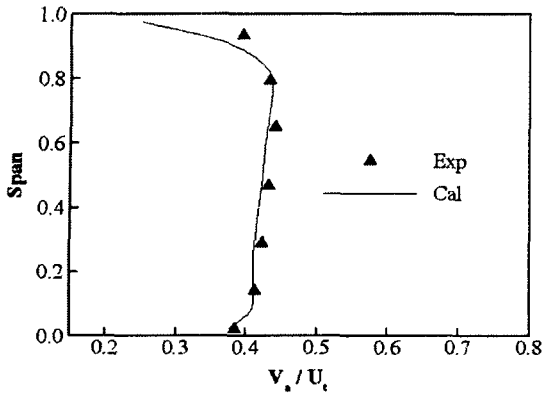


Fig. 5 Distributions of axial velocity component downstream of the fan rotor

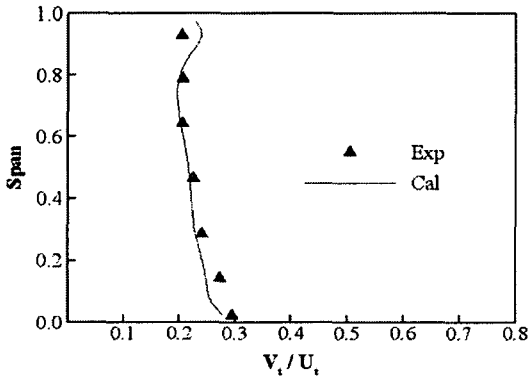
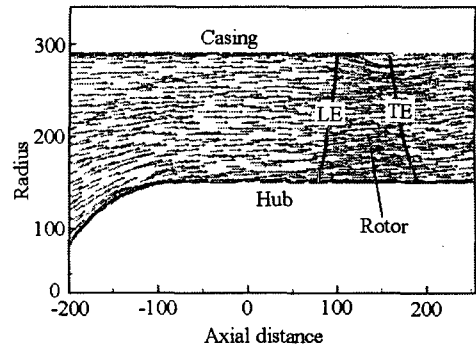


Fig. 6 Distributions of tangential velocity component downstream of the fan rotor

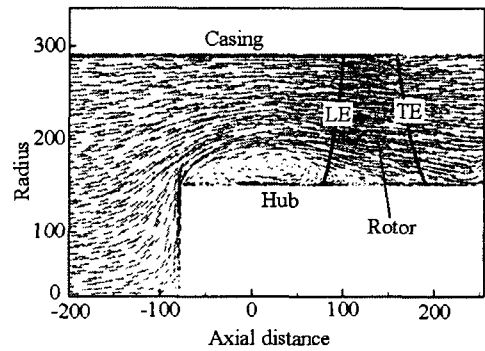
5. 결과 및 고찰

5.1 수치계산의 타당성 검증

본 수치계산의 타당성을 검증하기 위하여, 5공 피토판을 사용하여 측정된 축류송풍기의 성능곡선과 수치계산을 통하여 예측한 성능특성을 설계 유량점 (=0.41) 및 3곳의 탈설계 유량점 (=0.385, 0.425, 0.450)에서 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 점선은 설계유량점 위치를 나타내며, 두 곡선은 유량에 따른 정압 및 전압의 특성을 각각 나타내고 있다. 그림에서 알



(a) Reference hub-cap



(b) Right-angled hub-cap

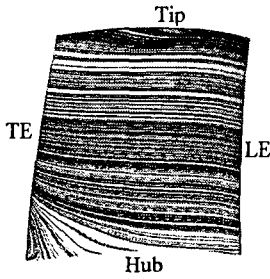
Fig. 7 Distributions of velocity vector on the meridional plane of mid-pitch

수 있듯이, 설계유량 근방에서 수치해석을 통해 예측된 정압과 전압값이 각각의 계산 유량점에서 실험값들과 잘 일치함을 알 수 있다.

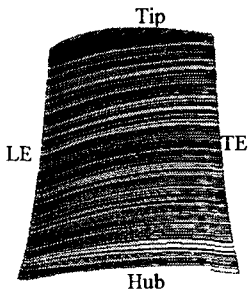
Fig. 5과 Fig. 6은 날개후연에서부터 200 mm (150 percent tip chord) 하류에서의 축방향 및 회전방향 속도분포를 실험값과 수치계산을 통해 얻은 예측결과와 비교한 것이다. 그림에서 각각의 속도성분은 날개 선단에서의 회전방향속도로 무차원화 하였으며, 또한 회전 방향에 대해 평균화된 값을 사용하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 전체적으로 수치해석에서 예측된 속도값의 분포가 날개 끝단부를 제외하고는 실험값과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 2 Comparison of performances at design point

	Total pressure efficiency %	Total pressure coefficient
Reference hub cap	87.01	0.31
Right-angled hub cap	77.72	



(a) Suction surface



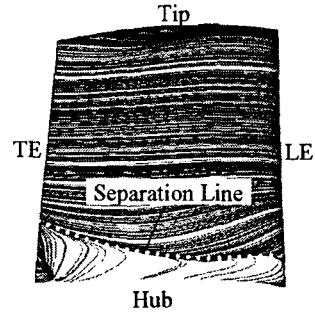
(b) Pressure surface

Fig. 8 Limiting streamlines on blade surfaces for the fan having a reference hub-cap

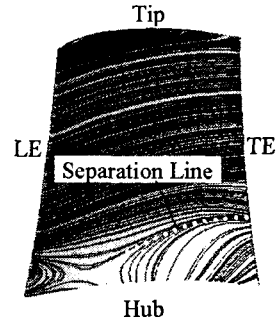
이상의 성능 특성값과 속도분포의 비교를 통하여 본 수치계산의 예측치들이 실험값들과 잘 일치함을 알 수 있으며, 이를 통해 본 수치계산이 타당함을 알 수 있다.

5.2. 성능 및 내부유동장 특성

Fig. 7은 날개의 중간 피치의 자오면에서 두 종류의 허브 캡을 장착한 축류 송풍기의 속도분포를 나타낸다. Fig. 7(b)에서 허브 캡의 전면과 허브면의 날개 전연까지의 거리 (Fig. 1에서 "d")는 허브반경의 103 퍼센트에 상당한다.



(a) Suction surface



(b) Pressure surface

Fig. 9 Limiting streamlines on blade surfaces for the fan having a right-angled hub-cap

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 박리요인 때문에 허브 캡 후류에서 날개 입구부에 이르기까지 커다란 박리영역이 형성됨을 알 수 있다.

Fig. 7(b)에서, 날개 입구 상류의 커다란 와류영역(재순환영역)으로 날개 입구부의 축방향속도가 허브 근처에서 설계조건인 균일 유동분포와 달리 감소하게 된다. 축방향 속도의 감소로 입구 유입각이 설계값보다 크게 됨으로써, 날개의 부압면에서 유동박리가 발생할 수 있음을 예상할 수 있다. 이와 같은 날개면에서의 유동박리는 축류송풍기의 전압효율 및 압력상승에 나쁜 영향을 미쳐, 기존 허브형상에 비해 직각형 허브를 갖는 축류송풍기가 낮은 효율을 갖게 된다고 사료된다.

Table 3 Effect of installation distance on efficiency

d (percent hub radius)	Total pressure efficiency %
0	73.42
51.7	74.73
103.3	77.72
155.0	78.46

Table 2는 설계 유량점에서 두 종류의 허브형상에 대한 축류 송풍기의 전압효율 및 전압계수를 나타낸다. 축류 송풍기의 전압효율(total pressure efficiency)은 다음과 같이 정의하였다.

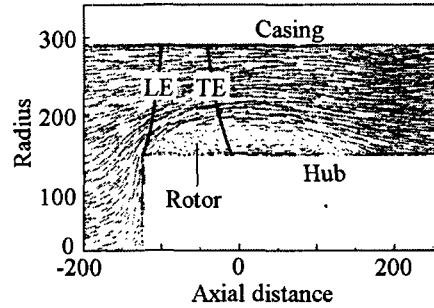
$$\eta = \frac{Q \cdot \Delta P_t}{\tau \cdot \omega} \quad (3)$$

여기서 τ 와 ω 는 각각 입력토크와 임펠러의 회전 각 속도를 의미한다. 설계 유량점 (= 0.41)에서의 효율은 허브 캡이 직각인 경우가 기존 형상의 경우보다 약 10% 감소함을 알 수 있다.

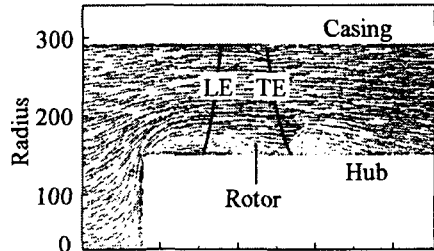
Fig. 8과 Fig. 9는 두 종류의 허브 캡의 형상을 장착한 축류송풍기에 대하여 날개의 압력면과 부압면에서의 한계유선 분포를 나타낸 것이다. Fig. 8에 나타냈듯이, 둥근 허브형상을 갖는 축류송풍기에서는 날개 압력면 및 부압면 모두에서 유동박리가 발생하지 않음을 알 수 있다. 다만, 날개 부압면 후연측의 허브근방에서는 원심력에 의해 반경류가 증가함이 나타나고 있으나, 이로 인한 유동박리는 발생되지 않는다.

한편, Fig. 9(a)에 나타냈듯이, 허브 캡이 직각부를 갖는 축류송풍기의 날개 부압면에서는 입구유입각이 설계값보다 크게 되어 날개의 허브근방의 전연에서부터 유동박리가 발생함을 알 수 있다. 그림에서 흰색의 점선은 유동박리선의 위치를 나타내고 있다. 즉, 유동박리선의 위치는 날개의 후연으로 갈수록 날개의 회전에 의한 원심력의 영향으로 그 영역이 반경방향으로 확대됨을 알 수 있다. 본 직각형 허브 캡을 갖는 축류송풍기에서는 박리영역이 날개의 허브면에서부터 약 20% 스펠영역까지 발달하고 있음을 알 수 있다. Fig. 9(b)에 나타난 날개 압력면에서는 날개 허브측의 중간 코드에서부터 후연에 걸쳐서 박리영역이 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 날개 압력면의 전연부에서도

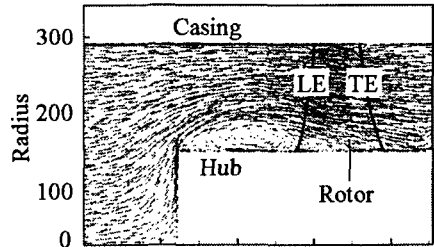
작은 영역이지만 박리영역이 존재하며, 이는 축류송풍기의 압력손실에 크게 영향을 미치는 중요한 원인이라고 사료된다.



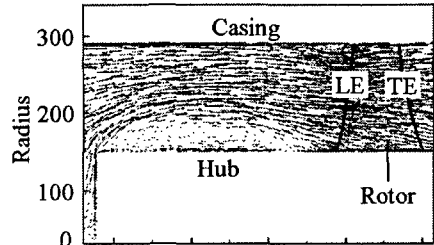
(a) d = 0



(b) d = 51.7 % hub radius



(c) d = 103.3 % hub radius



(d) d = 155 % hub radius

Fig. 10 Distributions of velocity vector on the meridional plane of mid-pitch

축류송풍기의 직각형 허브 캡이 송풍기 성능에 미치는 영향을 상세히 평가하기 위해서 허브 캡과 날개 전연 사이의 거리를 변화시켜가며 성능특성을 고찰하였다. 허브 캡과 날개 전연 사이의 거리는 Fig. 1(b)에 서와 같이 기호 d 로 표시하였다. 허브 반경(=150 mm)으로 무차원화한 거리 d 는 0 (허브 캡이 없는 경우), 51.7, 103.3 및 155로 변화시켜 가면서 허브 캡에 의해 발생하는 불균일 유동의 영향을 살펴보았다. 각각의 거리에 대한 효율특성의 계산 결과는 Table 3에, 자오면 유속 특성을 Fig. 10에 각각 나타내었다. 즉, 허브 캡과 날개 전연 사이의 거리가 멀어질수록 효율이 향상됨을 알 수 있으며, 이는 허브 캡에서 박리로 인해 발생하는 재순환 유동에 의한 불균일 입구유동의 반경방향 영역이 설치거리가 길수록 줄어들기 때문이다.

6. 결론

허브형상에 의한 입구유동 불균일 특성이 축류송풍기의 성능에 미치는 영향을 연구하기 위해, 실험 및 수치해석적 방법을 통하여 유동장을 분석하였다. 허브 캡이 직각형인 축류 송풍기는 날개 상류의 허브면 상에서 발생하는 재순환영역의 영향으로 허브면 근방의 축방향 유입속도가 감소하고 이로 인해 날개 입구유입각이 설계값 보다 커져 날개 부압면 상의 허브근처 전연에서부터 유동의 박리가 발생하게 됨을 알 수 있었다. 또한, 이 부압면 전연의 박리영역은 날개의 후연으로 진행될수록 원심력의 영향으로 반경방향으로 발달하며, 허브에서부터 약 20 % 스펙까지 영향을 미친다. 이와 같이 허브형상의 영향으로 발생된 큰 입구유입각은 허브근방의 날개 압력면 후연에서도 큰 박리영역을

형성시키며, 이로 인해 송풍기의 효율이 감소하게 됨을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) 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. Turbomachinery., Vol. 120, No. 4, pp. 233~246.
- (2) Hale, A. and O'Brien, W., 1998, "A Three-Dimensional Turbine Engine Analysis Compressor Code (TEACC) for Steady-State Inlet Distortion," ASME J. Turbomachin., Vol. 120, No.3, pp. 422~430.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) Fukano, T. and Jang, C.-M., 2004, "Tip Clearance Noise of Axial Flow Fans Operating at Design and Off-Design Condition," Journal of Sound and Vibration, Vol. 275, pp. 1027-1050.
- (6) CFX-5.7 User Manual.