

엇회전식 축류팬의 작동조건 변화에 따른 비정상 유동에 관한 실험적 연구

강현구[†] · 조이상* · 조진수**

Experimental Study on the Unsteady Flow under Various Operating Conditions of a Counter Rotating Axial Flow Fan

Hyunkoo Kang, Leesang Cho and Jinsoo Cho

Key Words : Counter Rotating Axial Flow Fan(엇회전식 축류팬), Cross Sectional Passage Flow (단면 유로 유동), Slanted Hot-Wire(경사 열선), Unsteady Flow(비정상유동)

Abstract

Experiments were done for the unsteady flow in a counter rotating axial flow fan near peak efficiency and stall point. Flow fields in a counter rotating axial flow fan were measured at cross-sectional planes of the upstream and downstream of each rotor. Cross sectional passage flow patterns were investigated through the acquired data by the 45° inclined hot-wire. Comparison of flow characteristics between two different operating conditions such as tip vortex, secondary flow and turbulence intensity were performed through the analyses of axial, radial and tangential velocity distributions. As a result, tip vortex and secondary flows are enforced and measured obviously at stall point.

	기호설명	x	: 축방향 거리
		θ	: 캠버각, deg
		θ_0	: 열선각, deg
		θ_p	: 열선 프로브의 피치각, deg
		θ_y	: 열선 프로브의 요우각, deg
		φ	: 절대 유동각, deg
		φ_e	: 열선프로브의 보정식의 매개변수
CRF	: 엇회전식 축류팬		
E	: 측정전압, volts		
N_B	: 블레이드 수		
U	: 평균반경에서의 블레이드 속도, m/s		
U_{tip}	: 팁에서의 블레이드 속도, m/s		
V	: 절대 속도, m/s		
V_z	: 축방향 속도, m/s		
V_e	: 유효 냉각 속도, m/s		
V_r	: 반경방향 속도, m/s		
V_θ	: 원주방향 속도, m/s		
\bar{V}	: 속도벡터의 크기, m/s		

1. 서론

엇회전식 축류팬(counter rotating axial flow fan)은 높은 정압 상승을 필요로 하는 장소에 사용되는 2 단 축류팬의 일종으로, 비틀림 각이 정반대인 2 개의 동익이 서로 반대 방향으로 회전하는 축류팬이다. 엇회전식 축류팬의 고성능, 고효율 성능 향상을 목적으로 최근 몇 년간 성능 및 유동 특성에 관한 연구가 계속적으로 수행되어 왔다. 신현우 등⁽¹⁾은 덕트 없이 항공기 추진용으로 사용되는 엇회전식 축류팬의 동익과 동익간의 상호 작용에 관한 연구를 수행하였으며, 안광원

[†] 한양대학교 대학원 기계공학과
E-mail : hyundola@hotmail.com
TEL : (02)2290-1716 FAX : (02)2294-0547
* 한양대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 한양대학교 기계공학부

등⁽²⁾은 축류식 인라인 덕트 팬의 시간평균 유동장 및 후류 특성에 대한 공력 실험을 수행하였으며, 박현수 등⁽³⁾은 엇회전식 축류팬의 비정상 공력 특성에 관한 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 최대 효율점과 실속점 근처에서 발생하는 비정상 유동특성의 변화를 측정하였다. 엇회전식 축류팬의 작동 조건에 따라 팁 와류, 2 차유동 그리고 난류강도 등의 변화를 서로 비교하였다.

2. 실험 장치

엇회전식 축류팬의 비정상 공력 특성을 측정하기 위한 실험장치는 KS B 6311⁽⁴⁾의 규격에 준하여 Fig. 1 과 같이 제작되었다. 실험 장치의 전체 길이는 7,650mm 이며, 팬의 직경과 테스트 덕트의 직경은 500mm 로 동일하게 제작되었다.

엇회전식 축류팬은 전단 동익과 후단 동익으로 구성되어 있다. 전단 동익의 블레이드 수는 8 개, 후단 동익의 블레이드 수는 7 개이다.

Fig. 2 는 엇회전식 축류팬의 전, 후단 동익 블레이드를 나타낸 것이다. 전단 동익과 후단 동익의 블레이드 비틀림각은 서로 반대방향으로 제작되었다. Table 1 은 전단 동익과 후단 동익 블레이드의 제원을 나타낸 것이다.

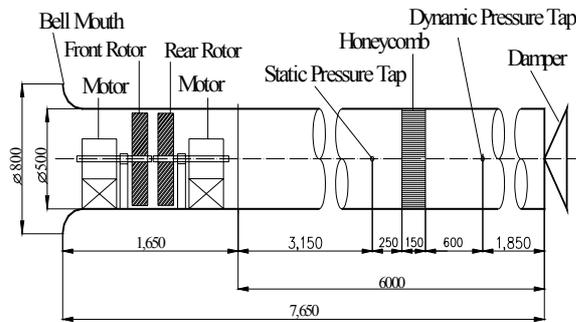
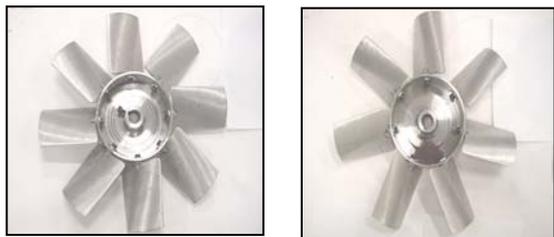


Fig. 1 Experimental apparatus(dimension : mm)



(a) Front rotor (N_B=8) (b) Rear rotor (N_B=7)

Fig. 2 Front view of rotors

Table 1 Specifications of rotor blades

	Front rotor	Rear rotor
Tip diameter	497 mm	497 mm
Hub diameter	200 mm	200 mm
Tip clearance	3 mm	3 mm
Airfoil	NACA65-series	
Camber angle	18 deg	
Thickness	10 % (=12.825 mm)	
Blade angle at 0.75 radius	38.0[deg]	36.0[deg]
Solidity at 0.75 radius	0.8	0.7
Number of blades	8	7

3. 실험 방법

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 작동조건 변화에 따른 3차원 비정상 공력특성을 파악하기 위해 전단 동익과 후단 동익의 전방과 후방에서 45° 경사 열선(slanted hot-wire)을 사용하여 3 차원 유동장을 측정하였다.

3.1 열선프로브의 보정실험

엇회전식 축류팬의 비정상 공력특성을 파악하기 위한 열선의 보정 실험은 Grand 와 Kool⁽⁵⁾의 방법을 이용하였다. 경사 열선에서의 유동 벡터와 열선 벡터 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$\cos \phi = \cos \theta_0 \cdot \cos \theta_p \cdot \cos \theta_y + \sin \theta_0 \cdot \sin \theta_p \quad (1)$$

Fig. 3 은 경사 열선의 형상으로, 식 (1)에 사용된 여러 각도의 기준 좌표를 나타낸다. 열선과 유동이 수직을 이룰 경우, 유효냉각속도와 열선 유속계의 전압과의 관계는 다음과 같다.

$$E^2 = A + B \cdot V_e^n \quad (2)$$

여기서, E 는 전압, V_e 는 유효 냉각속도를 나타내며, A, B, n 은 속도와 전압과의 곡선적합(curve fitting)을 통해 얻어지는 상수 값이다.

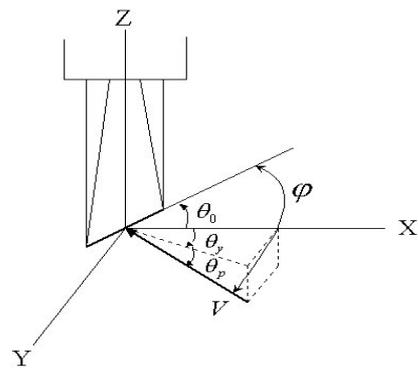


Fig. 3 Geometry of a slanted hot-wire

Grande 와 Kool⁽⁵⁾은 유효 냉각 속도와 실제 유동의 속도 비를 프로브 피치각, 요우각 및 유동각의 함수로 가정하여 다음의 식으로 표현하였다.

$$\frac{V_e}{V} = \cos \varphi_e \quad (3)$$

$$\sin \varphi_e = A_2 \cdot \cos \theta_p \cdot \cos\left(\frac{\theta_y}{A_1}\right) + A_2 \cdot \tan \theta_0 \cdot \sin \theta_p \quad (4)$$

여기서, φ_e 는 프로브 요우각의 보정실험을 통해 얻어지는 매개 변수이고 A_1, A_2 는 보정상수이다. 열선 프로브의 보정 실험에 관한 내용은 박현수 등⁽³⁾에 자세히 설명되어 있다.

3.2 작동조건 변화에 따른 비정상 유동장 측정

엇회전식 축류팬의 작동조건 변화에 따른 유동 특성을 비교하기 위해 Fig. 4의 성능곡선에 근거하여 테스트 덕트의 맵퍼로 유량을 조절하였다. 엇회전식 축류팬의 최대효율점 근처에서 유량계수는 약 0.35이며, 실속 영역 근처에서는 0.27이다.

엇회전식 축류팬의 작동조건 변화에 따른 비정상 유동장 측정 비교는 전단 동익과 후단 동익 사이의 3개의 단면에서 수행되었다. 엇회전식 축류팬의 각각의 측정위치에서 45°경사 열선을 사용하여 반경 방향으로 총 23 포인트를 측정하였다.

각 측정점에서 3차원 속도성분을 얻기 위하여 측정위치에서 열선을 3방향으로 120°회전시키면서 각 방향에 대한 주기적인 신호를 획득하였다. 블레이드 팁과 허브부분에서는 정밀한 유동 계측을 위해 측정 간격을 좁게 하였다.

4. 결과 및 고찰

작동조건 변화에 따른 CRF의 공력특성을 비교 분석하기 위해 전단 동익과 후단 동익의 전방과 후방에서 45° 경사 열선을 사용하여 3차원 유동장을 측정하였다.

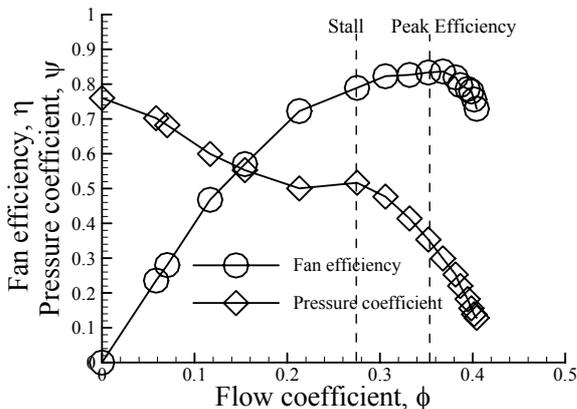
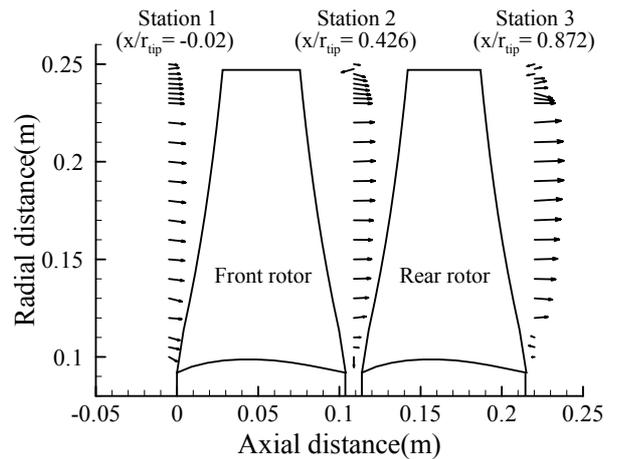


Fig. 4 CRF performance curve

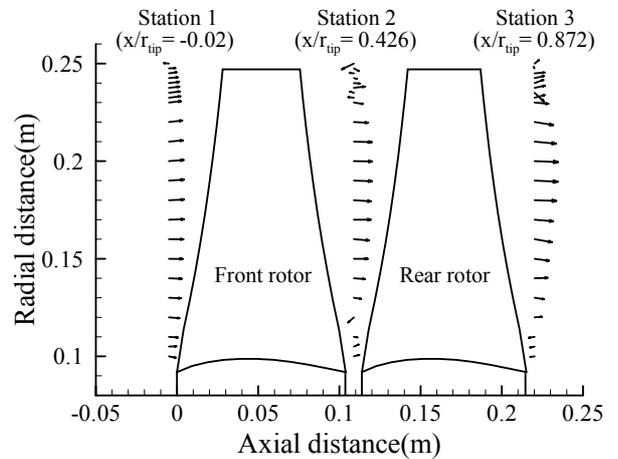
Fig. 5는 각 단면에서의 축방향 및 반경방향의 속도성분을 나타내고 있다. 최대 효율 영역과 비교했을 때 실속 영역에서는 전반적으로 속도의 크기가 작아지게 되며 유동은 복잡해진다. Fig 5(b)에서 볼 수 있듯이, 최대효율 영역에서 상대적으로 안정적인 경향을 보였던 station 1의 팁 부분, 그리고 station 2, 3의 허브 부근 유동에서 역류 현상과 허브 경계층 및 와류의 영향으로 인해 불안정한 양상을 띠게 된다. 또한 station 2와 3의 팁 부근의 유동이 더욱 복잡해지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6~ Fig. 14는 전단 동익의 전, 후방과 후단 동익의 후방에서 수직 단면의 2개 유로 유동을 블레이드 팁에서의 회전 속도로 무차원화한 결과이다.

Fig. 6은 전단동익의 전방에서 측정된 축방향 속도분포의 윤곽(contour)을 최대효율 영역과 실속 영역의 두분으로 나누어 비교한 것이다. 최대효율 영역에서는 팁누설 유동으로 인한 역류현상을 보

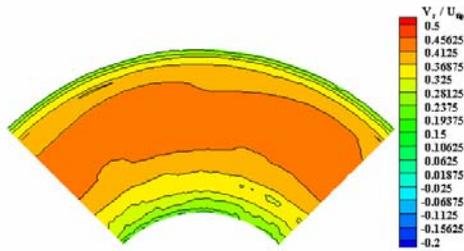


(a) near peak efficiency ($\phi=0.35$)

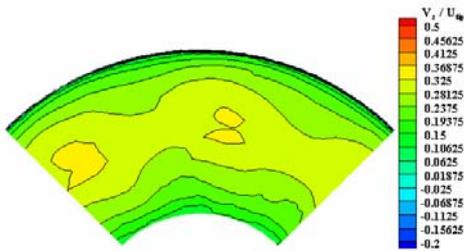


(b) near stall ($\phi=0.27$)

Fig. 5 Axial and radial velocity vectors

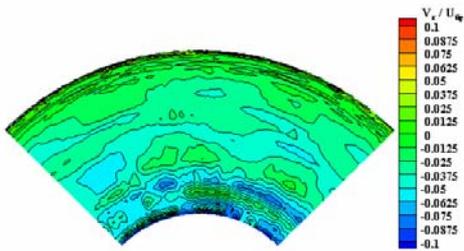


(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)

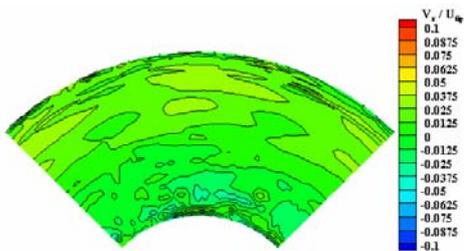


(b) near stall($\phi=0.27$)

Fig. 6 Comparison of axial velocities at station1



(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)

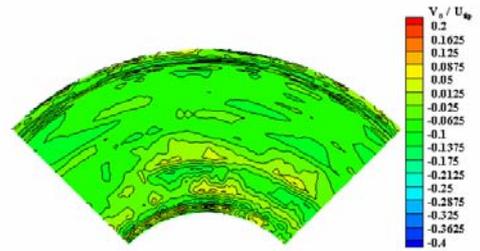


(b) near stall($\phi=0.27$)

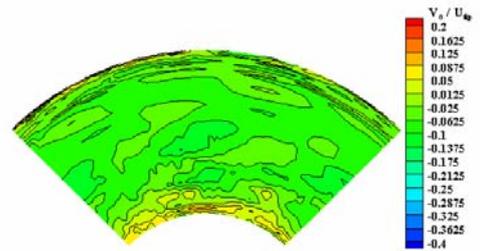
Fig. 7 Comparison of radial velocities at station1

기 힘들며 비교적 균일한 유동이 유입된다. 그러나 실속 상태에서는 역압력 구배의 증가와 팁누설로 인한 역류현상이 두드러지며 주기성을 갖는 비균질 유동이 유입되는 것을 볼 수 있다. 이 현상은 블레이드 경계층 영역의 증가로 인해 발생하는 것으로 생각된다.

Fig. 7 은 station 1 에서 측정된 반경 방향 속도 분포를 나타낸 것이다. 두 영역 모두 대체로 안정적인 경향을 보이나, 실속 영역에서 보다 균일한 유동을 나타내는데 이것은 전방 동익 앞의 모터와 덕트 내부 압력상승의 혼합작용에 기인한 것으로 생각된다.

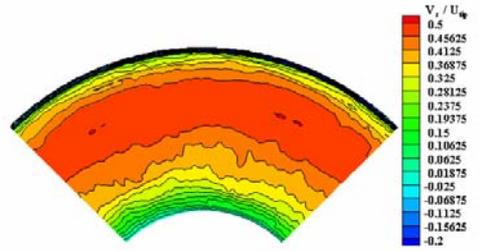


(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)

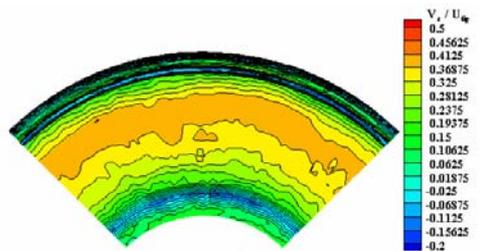


(b) near stall($\phi=0.27$)

Fig. 8 Comparison of tangential velocities at station1



(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)

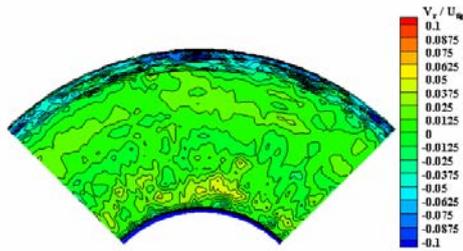


(b) near stall($\phi=0.27$)

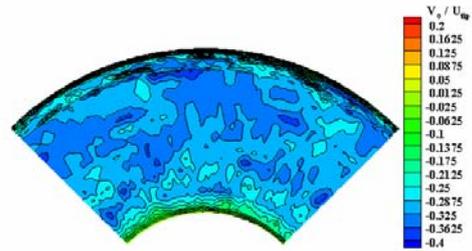
Fig. 9 Comparison of axial velocities at station2

Fig. 8 은 두 영역에서의 원주방향 성분을 나타낸 것이다. 두 영역 모두 원주방향 속도는 전반적으로 전단 동익의 회전 방향과 같게 나타난다. 그리고 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 허브와 팁 부분에서 회전방향과 반대로 원주방향 속도 성분이 증가하였다.

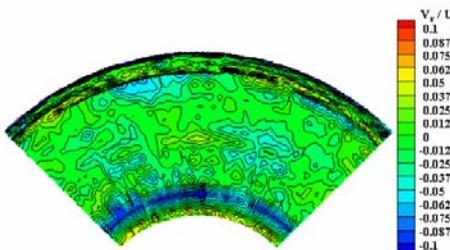
Fig. 9 는 전단 동익 후방의 축방향 속도 분포이다. 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 두 영역 모두 허브와 팁 부분에서 축방향 속도가 감소하는 것을 볼 수 있는데, 상대적으로 실속 영역에서 그 범위가 넓고 복잡한 유동양상을 보이는 것을 관찰할 수 있다. 이는 시스템 저항의 증가로



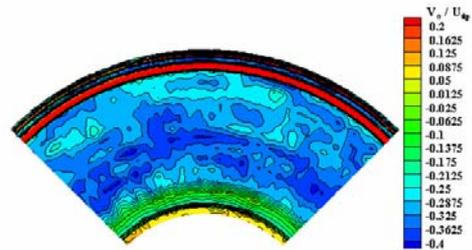
(a) near peak efficiency ($\phi=0.35$)



(a) near peak efficiency ($\phi=0.35$)



(b) near stall ($\phi=0.27$)



(b) near stall ($\phi=0.27$)

Fig. 10 Comparison of radial velocities at station2

Fig. 11 Comparison of tangential velocities at station2

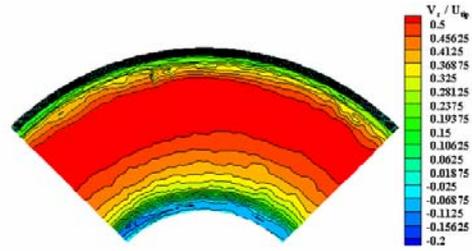
허브 부근에서 생성된 와류에 의한 2 차 유동이 더욱 활발해졌기 때문이다.

Fig. 10 은 전단 동익 후방의 반경방향 속도분포이다. 두 영역 모두 허브의 유동 박리와 팁 누설 유동에 의해 허브와 팁 부분에서 상대적으로 반경방향 속도성분이 크게 증가하였다. 실속 영역에서는 블레이드 평균반경 부근과 허브 근방에서 2 차유동이 상대적으로 크게 나타나는 것을 볼 수 있다.

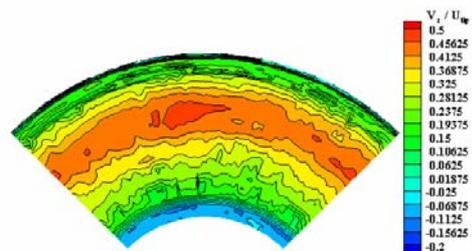
Fig. 11 은 전단 동익 후방의 원주방향 속도분포를 나타낸 것이다. 최대효율 영역에서는 전반적으로 전단 동익 로터의 회전방향과 일치하는 경향을 보인다. 그러나 Fig. 11(b)에서 볼 수 있듯이 실속 영역의 경우 팁 근방에서 전단 동익과 반대방향의 회전성분이 크게 발생하는데, 이는 앞서 언급했던 2 차 유동 그리고 시스템 저항의 상승으로 인한 과부하로 상대적으로 후방 동익의 영향을 많이 받았기 때문이다.

Fig. 12 는 후단동익 후방의 축방향 속도성분을 나타낸 그림이다. 최대효율 영역과 비교했을 때 실속 상태에서는 축방향 속도가 많이 감소된 것을 볼 수 있으며 속도 분포가 블레이드 반경 방향으로 비균일하게 펼쳐져 있는 것을 볼 수 있다. 또한 허브 및 팁 근처에서의 유동박리 및 와류현상이 상대적으로 매우 크고 복잡하다는 사실을 통해, 작동조건 변화로 인한 에너지 손실 및 팬 성능의 저하를 짐작할 수 있다.

Fig. 13 은 후단동익 후방의 반경방향 속도성분을 나타낸 그림이다. 균일한 입구유동이 전단 동



(a) near peak efficiency ($\phi=0.35$)

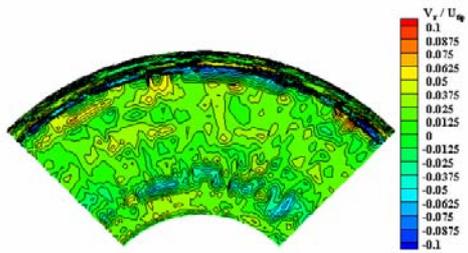


(b) near stall ($\phi=0.27$)

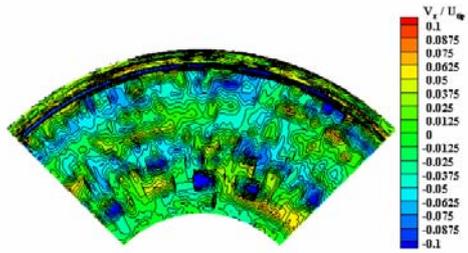
Fig. 12 Comparison of axial velocities at station3

익과 후단 동익을 지나면서 블레이드 회전에 의한 원심력, 허브에서의 유동박리, 팁 누설 유동 등의 복잡한 혼합 작용에 의해 반경방향 속도성분은 두 그림 모두 복잡한 양상을 나타낸다. 그러나 상대적으로 실속 영역에서의 속도성분이 더욱 복잡한 양상을 띠는 것은 시스템저항으로 인해 상대적으로 원심력과 와류 성분이 크게 증가했기 때문이다.

Fig. 14 는 후단동익 후방의 원주방향 속도성분을 나타낸 그림이다. Fig. 14 (a)의 그림을 살펴보면, 전단 동익에 의해 증가된 원주방향 속도 성분이

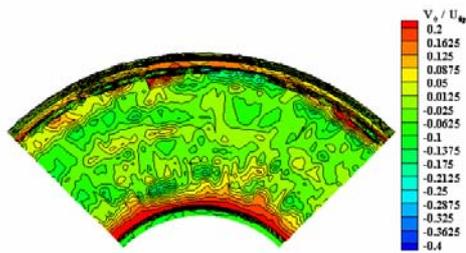


(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)

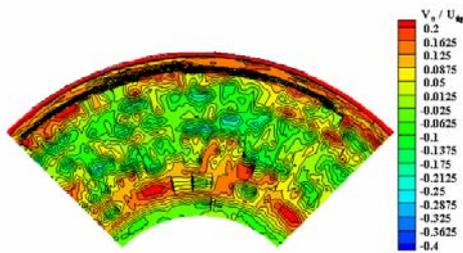


(b) near stall($\phi=0.27$)

Fig. 13 Comparison of radial velocities at station3



(a) near peak efficiency($\phi=0.35$)



(b) near stall($\phi=0.27$)

Fig. 14 Comparison of tangential velocities at station3

반대방향으로 회전하는 후단 동익에 의해 대부분 정압 성분으로 회수됨을 통해 엇회전식 축류팬의 성능향상 메커니즘을 확인할 수 있다. Fig. 14(b)의 그림에서도 그 경향은 비슷하지만, 유로의 전면에 걸쳐 와류가 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 엇회전식 축류팬의 작동조건 변화에 따른 비정상 유동장을 측정, 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 엇회전식 축류팬의 전방 동익으로 유입되는 유동은 최대효율 영역의 경우 스팬방향으로 비교적 균일한 유동이 들어오지만, 실속 상태에서는 블레이드 경계층의 증가로 인해 스팬방향으로 주기성을 갖는 비균일 유동이 크게 증가하였다.
- (2) 엇회전식 축류팬의 실속점 영역에서, 전단동익 후방 유동은 시스템 저항의 상승과 허브 부근의 와류가 크게 증가하였으며, 2 차 유동이 최대효율 영역보다 더욱 활발하게 나타나는 것을 알 수 있었다.
- (3) 엇회전식 축류팬의 실속점 영역에서, 후단 동익의 후방 유동은 블레이드 스팬방향에 따라 전체적으로 와류 성분이 크게 발생하였다.

참고문헌

- (1) Hyounwoo Shin, Charlotte E, Whitfield and David C Wisler, 1994, "Rotor-Rotor Interaction for Counter-Rotating Fans, Part 1: Three-Dimensional Flow field Measurements," *AIAA*, Vol. 32, No. 11, pp 2224-2233
- (2) Kwangweon Ahn, Leesang Cho, Hyunsoo Park and Jinsoo Cho, 2002, "Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of Axial-Type In-line Duct Fans," *Proceedings of the KAMES 2002 joint symposium A*, pp 1990-1996.
- (3) Hyunsoo Park, Leesang Cho, Hyunkoo Kang and Jinsoo Cho, 2003, "Experimental Study on the Three Dimensional Unsteady Flow in a Counter Rotating Axial Flow Fan," *Proceedings of the KSME 2003 Fall Annual Meeting*, pp 822-827
- (4) KS B 6311, *Testing methods for turbo-fans and blowers*, 1982 Korea Standard Association.
- (5) G De Grande and P Kool, 1981, "An improved experimental method to determine the complete Reynolds stress tensor with a single rotating slanting hot wire," *The Institute of Physics*, Vol. 14, pp.196-201.
- (6) Kodama, Y., Hayashi, H., Fukano, T., and Tanaka, K., 1994, "Experimental Study on the characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," *Transactions of the JSME(B)*, Vol. 60, No. 576, pp. 2764-2777
- (7) Wallis, R. A., 1983, *Axial flow fans and ducts*, John Wiley & Sons Inc.
- (8) H. H. Bruun, 1995, *Hot-wire anemometry*, Oxford University Press.