

날개 스패길이의 전압력비 설정으로 설계된 튜브 축류팬의 설계 운전점에서 난류유동장 특성 고찰

A Study on the Characteristics of the Turbulent Flow Field at the Design Operating Point of the Tube Axial Fan Designed by Setting the Total Pressure Ratio of the Blade Span Length

김장권*† · 오석형**

Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 05 December 2022, Revision received 25 January 2023, Accepted 31 January 2023)

초록 : 이번 연구는 스패길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 튜브 축류팬의 모델을 3차원, 비압축성 상태에서 LES로 해석하였다. 그 결과 설계 운전점에서 나타난 해석 결과는 다음과 같다. 일정 크기의 운전 부하로 인해 벡터 분포는 유동이 축방향으로 똑바로 진행하지 않고 상대적으로 반경방향으로 더 확산 발달하여 항아리 형상을 갖는다. 또 튜브 축류팬의 항아리 모양의 내부 유동장은 역 유동이 지배하며, 속도가 센 가장자리에서는 재순환 유동도 발생한다. 또 난류운동에너지 분포는 유동 초기에 날개면을 중심으로 가장 큰 크기로 발달하다가 하류로 거리가 증가함에 따라 서서히 감소하다가 250 mm에서는 거의 소멸한다. 한편, 날개면을 중심으로 유동 초기에 쌍봉우리 형상으로 가장 크게 발달한 와도의 크기 분포는 하류로 거리가 증가함에 따라 서서히 감소하다가 250 mm에서는 거의 소멸한다. 또한 와도 크기에 영향을 미치는 각 방향 와도 성분의 절대값 크기 순서는 $\omega_y > \omega_x > \omega_z$ 의 순서로 나타난다.

키워드 : 꾸랑수, 튜브 축류팬, 대규모와 모사, 비자유 와류 흐름, 전압력비

Abstract : In this study, the model of the tube axial flow fan designed by the assumption of the total power ratio of the span length was analyzed by Large eddy simulation (LES) in a three-dimensional, incompressible state. As a result, the analysis results shown at the design operating point are as follows. Due to the operating load of a certain magnitude, the vector distribution does not proceed straight in the axial direction, but develops more diffusely in the radial direction, resulting in a jar shape. In addition, the reverse flow dominates the jar-shaped internal flow field of the tube axial flow fan, and recirculation flow also occurs at the edge where the velocity is high. Also, the turbulent kinetic energy distribution develops to the largest size around the wing surface at the beginning of the flow, gradually decreases as the as the distance increases downstream, and almost disappears at 250 mm. On the other hand, the size distribution of the vorticity, which developed the most in the form of twin peaks at the

*† 김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,
군산대학교 마린엔지니어링전공

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

** 오석형(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) : 교수,
군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) :
Professor, Major of Marine Engineering, Kunsan National
University.

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

**Seok-Hyung Oh(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) :
Professor, School of Mechanical Convergence System
Engineering, Kunsan National University.

beginning of the flow centered on the blade surface, gradually decreased as the distance to the downstream increased, and then almost disappeared at 250 mm. Also, the order of magnitude of the absolute value of each direction vorticity component that affects the magnitude of vorticity appears in the order of $\omega_y > \omega_x > \omega_z$.

Key Words : Courant Number, Tube Axial Fan, Large Eddy Simulation (LES), Non-free Vortex Flow, Total Pressure Ratio

— 기 호 설 명 —

A, B, C : 2차식(포물선) 상수 [-]
 c : 현(chord) 길이 [mm]
 DF : 확산계수 [-]
 N : 회전수 [rpm]
 n : 전압력비 함수의 지수 [-]
 p_s : 정압 [Pa]
 $\Delta p_{t,r}$: 반경 r 에서의 전압 [Pa]
 $\Delta p_{t,h}$: 허브(hub)에서의 전압 [Pa]
 Q : 유량 [m^3/min]
 r : 튜브 축류팬 반경 [mm]
 r_h : 튜브 축류팬 허브 반경 [mm]
 r_t : 튜브 축류팬 끝단(tip) 반경 [mm]
 s : 피치(pitch) [-], ($s = 2\pi r / Z$)
 T : 토크(torque) [$N \cdot m$]
 t : 날개 두께 [mm]
 u, u_t : 원주속도, 날개끝단 원주속도 [m/s]
 v_m : 절대속도의 수직성분 [m/s]
 v_{u1}, v_{u2} : 절대속도의 입·출구 원주성분 [m/s]
 $\bar{v}_x, \bar{v}_y, \bar{v}_z$: X, Y, Z축방향 평균속도성분 [m/s]
 w_1, w_2 : 날개 입·출구 상대속도 [m/s]
 w_{u1}, w_{u2} : 상대속도의 입·출구 원주성분 [m/s]
 w_m : 상대속도의 수직성분 [m/s]
 $w(y)$: 날개 흡입면의 상대속도 [m/s]
 $w_{max}(y)$: 날개 흡입면의 최대 상대속도 [m/s]
 x : 날개의 수평거리 [mm]
 x_1, x_2 : 날개의 입·출구 수평거리 [mm]
 Δx : 날개의 수평거리 증분 [mm]
 y : 날개의 축방향거리 [mm]

y_1, y_2 : 날개의 입·출구 축방향거리 [mm]
 Δy : 날개의 축방향거리 증분 [mm]
 y_m : β_m 에 대응하는 날개의 y 거리 [mm]
 Z : 날개 수 [-]
 α_1, α_2 : 날개 입·출구 유동각도 [$^\circ$]
 β_1, β_2 : 날개 입·출구각도 [$^\circ$]
 $\beta_{1,r}$: 반경 r 에서의 날개 입구각도 [$^\circ$]
 $\beta_{2,r}$: 반경 r 에서의 날개 출구각도 [$^\circ$]
 $\beta_{2,r}(y)$: 거리 y 에서의 날개 출구각도 [$^\circ$]
 β_m : 날개 중간각도 [$^\circ$]
 η_s : 정압효율 [%], ($\eta_s = p_s Q / (2\pi NT)$)
 ν : 허브비 [-], ($\nu = r_h / r_t$)
 ρ : 공기 밀도 [kg/m^3]
 σ : 날개 현절비(solidity) [-], ($\sigma = c/s$)
 $l_1(r)$: 반경 r 에서의 현 길이 [mm]
 ω : 와도(vorticity) 크기 [s^{-1}]
 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$: X, Y, Z축방향 와도 성분 [s^{-1}]

1. 서 론

튜브 축류팬(tube axial fan)은 허브비가 0.3~0.5에 속하는 축류팬의 일종¹⁾으로 덕트 축류팬(ducted axial fan)이라고도 불린다. 튜브 축류팬 역시 다른 종류의 팬들과 달리 많은 풍량 발휘에 비해 낮은 정압의 공력성능을 가지므로 시스템저항이 적으나 상대적으로 많은 풍량이 필요한 환경, 즉 냉장고, 컴퓨터, 에어컨, 자동차, 선박, 터널이나 건물 환기 등에서 널리 활용되고 있다.

이번 연구의 튜브 축류팬은 지난 연구²⁾에서 설계한 직경 110 mm의 팬을 그대로 이용하였다. 이

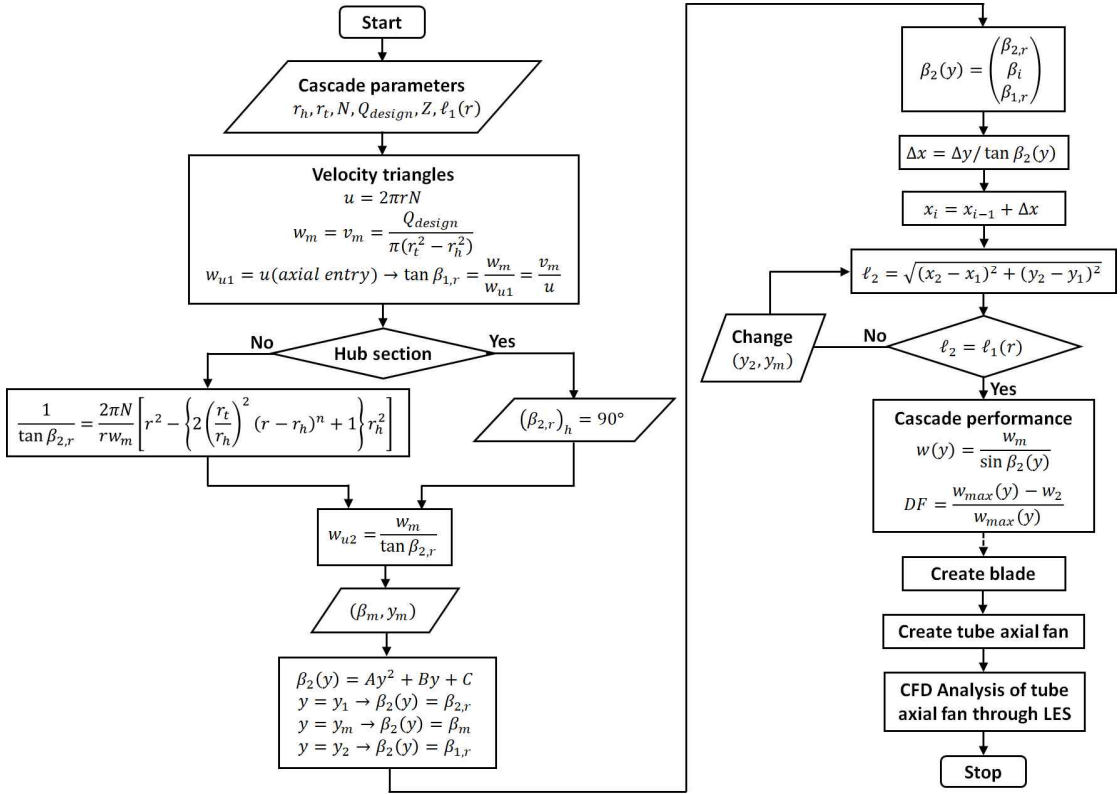


Fig. 1 Flow chart for designing tube axial fan

튜브 축류팬은 허브비가 0.409로 Pascu^{3,4)}가 제안한 스펠(span) 방향으로 허브에서의 전압에 대한 반경별로 형성된 전압의 비율을 임의의 와류유동으로 가정한 다음 허브비를 매개변수로 하는 함수를 만들어 날개 출구각도를 구하는 방법으로 튜브 축류팬의 날개를 설계하였다.

이번 연구에서는 지난 연구²⁾의 후속 연구로서 튜브 축류팬의 유량대 정압성능의 공력성능 곡선이 유로(flow path)에서 생성된 시스템저항 곡선과 만나는 설계 운전점(operating point)에서 형성된 하류의 난류유동장 특성을 분석하고자 기존의 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방법보다 수치해석의 정확도가 더 높다고 잘 알려진 대규모와 모사(LES, Large Eddy Simulation)⁵⁻⁷⁾의 전산 유동해석을 이용하였다. 여기서 저자들은 기존 축류팬의 공력성능에 대한 실험결과⁸⁾를 RANS에 의해 예측한 해석결과⁹⁾와 LES로 예측한 결과⁵⁾들을

서로 비교하여 정확성을 확인한 바 있다. 한편, LES 기법¹⁰⁾은 다양한 크기의 척도(scale)를 갖는 난류 와(eddy)들에 의해 조직화된 난류유동을 정확히 해석하기 위해 주어진 격자 크기의 필터(filter)보다 더 큰 대규모와(large scale eddy)는 어떠한 가정이나 모델 없이 직접 계산하고, 필터보다 더 작은 소규모와(small scale eddy)는 아격자 척도(sub-grid scale)라는 난류모델을 도입하여 해를 구하는 방법이다. 이를 위해 이번 연구에서 사용한 SC/Tetra¹⁰⁾는 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어이다.

2. 튜브 축류팬 설계

Fig. 1은 이번 연구에서 사용한 튜브 축류팬의 설계순서이다. 또 Table 1은 날개의 설계에 필요한 주요 자료이다. 여기서 날개의 설계는 유동이

Table 1 Specifications for designing tube axial fan

| Item | Specification |
|-------------------------------------|---------------|
| Flowrate, Q [m^3/min] | 1.35 |
| Number of revolution, N [rpm] | 2400 |
| Tip radius, r_t [mm] | 55 |
| Hub radius, r_h [mm] | 22.5 |
| Blade thickness, t [mm] | 1.5 |
| Blade number, Z [-] | 4 |

축방향(axial)으로 들어온다는 전제하에 시작된다. 참고로 Fig. 2는 유동이 축방향으로 흘러 들어 올 때 형성된 입·출구의 속도 3각형을 나타낸 그림이다. 허브에서는 날개 출구각도가 90° 이며, 이것은 유량을 최대로 만들어준다. 그 밖의 반경에서는 허브에서의 전압에 대한 반경별로 형성된 전압의 비율을 식 (1)과 같이 함수로 가정하여 허브비에 역비례하는 비자유와 설계형식의 날개 출구각도를 식 (2)로 정하여 사용하였다.

$$\frac{\Delta p_{t,r}}{\Delta p_{t,h}} = f(r) = 2 \left(\frac{r_t}{r_h} \right)^2 (r - r_h)^n + 1 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\tan \beta_{2,r}} = \frac{2\pi N}{r w_m} \{ r^2 - [2\nu^{-2}(r - r_h)^n + 1] r_h^2 \} \quad (2)$$

여기서 지수 n 은 압력변동과 Lieblein^{3,4)}이 제시한 날개열(cascade)의 전압손실을 줄이기 위해 확산계수 DF 를 0.6 이하로 고려하여 산출되었다. 이에 따라 이번 연구에서는 반경별로 $n = 0.49 \sim 1.0$ 의 값을 사용하였다.

한편, Fig. 3은 반경별로 날개를 이루는 평면의 좌표(x, y) 자료를 얻는 과정을 나타낸 그림이다. 이 날개좌표자료는 일단 날개 출구각도가 구해지면, 이 각도들을 축방향 거리 y 의 2차식(포물선)으로 가정하여 2차식을 만족하는 계수 A, B, C 를 반경별로 얻어진 입·출구각도 및 중간각도로부터 구하여 반경별로 초기 축방향거리 y_1 에서 Δy 만큼 변화시킬 때 상응하는 횡방향 거리 Δx 를 구하여

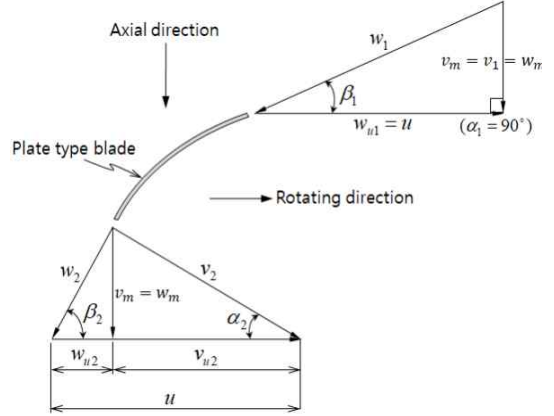


Fig. 2 Velocity diagram with axial entry

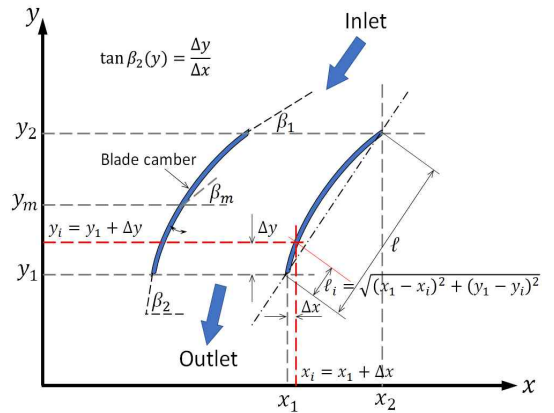


Fig. 3 View of the calculated blade shape in (x, y) coordinates²⁾

얻어진다. 그런 다음 이 좌표를 이용하여 현 길이 l_2 를 구하고, 원래 반경별로 주어진 현 길이 $l_1(r)$ 과 비교하여 서로 일치할 때까지 y_2 와 y_m 을 변화시키고 최종 일치하면 확산계수를 $DF < 0.6$ 인지 확인하면서 지수 n 의 값을 결정하여 최종 날개형상 자료인 x, y 좌표값을 결정한다. 여기서 반경별로 정해진 최소 현 길이 $l_1(r)$ 는 현길이에 대한 피치 비율인 현절비에 의해 주어졌다. 한편, 이번 연구에서 적용된 현절비는 허브에서 $\sigma = 1.05$ 와 날개끝단에서 $\sigma = 0.65$ 로 Pascu^{3,4)}가 제시한 자료를 따랐으며, 나머지 반경별로 필요한 현절비는 선형식으로 가정하여 배분하였다.

3. 수치해석

3.1 해석모델

Fig. 4는 반경별로 형성된 날개형상의 좌표 자료를 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 모형화한 3차원 형상의 튜브 축류팬과 팬테스터(fan tester)에 설치한 벨마우스(bellmouth) 및 튜브와의 기하학적 조건을 나타낸 그림이다. 또한 Fig. 5는 이 튜브 축류팬을 LES로 해석하기 위해 사용한 팬테스터의 기하학적 제원과 경계조건을 보여준 그림이다. 여기서 팬테스터를 이루는 원통형 챔버(chamber)는 벨마우스가 설치된 벽을 기준으로 앞뒤에 2개가 붙었으며, 그 크기는 각각 반경 500 mm, 길이 1,000 mm이다. 이것은 튜브 축류팬의 주 유동이 계산영역의 크기에 영향을 받지 않도록 튜브 축류팬의 직경대비 약 9배 이상으로 키운 크기이다.⁵⁻⁷⁾

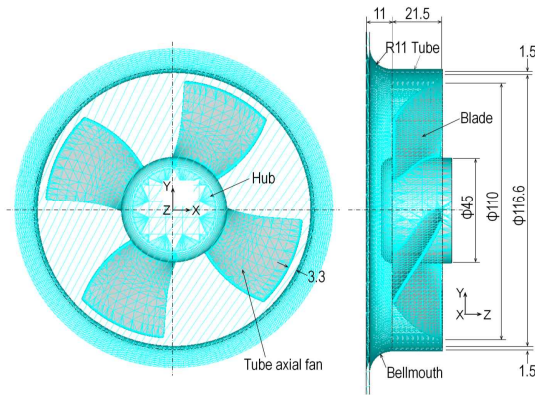


Fig. 4 Geometry configuration between tube axial fan and bellmouth

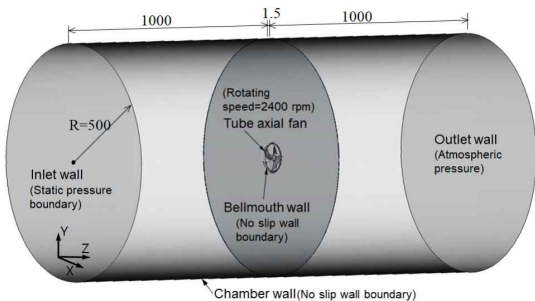


Fig. 5 Geometry configuration for the numerical analysis of tube axial fan tester

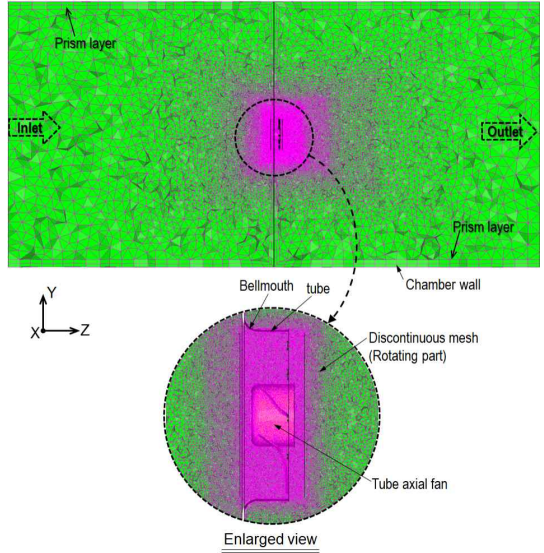


Fig. 6 Mesh configuration for the numerical analysis of tube axial fan tester

Fig. 6은 튜브 축류팬을 포함한 팬테스터 챔버의 계산영역을 위해 SC/Tetra¹⁰⁾의 전처리 소프트웨어를 이용하여 만들어진 비정형 격자(mesh) 형상이다. 이 형상은 각각의 벽 표면들에 경계조건을 부여하여 격자 크기를 제어하는 "Octree" 기능으로 튜브 축류팬을 포함하는 회전부로 갈수록 격자를 팬 자체의 최소 격자 크기가 약 0.684 mm가 될 때까지 점차 세분화하였다. 그 결과, 요소(element) 총수와 교점(node) 총수는 각각 약 1921만 개와 약 348만 개가 생성되었다. 이와 같은 격자 요소수의 생성 방법은 공력성능의 실험값과 잘 일치한 LES의 해석⁵⁾에서 사용한 방식과 일치한다. 여기서 튜브 축류팬을 에워싼 회전부인 불연속격자(discontinuous mesh) 내부는 팬의 회전효과가 적용되는 미끄럼(sliding) 격자의 영역이다. 또 유체와 접하는 고체 경계면, 즉 튜브 축류팬과 벨마우스와 튜브 및 챔버 벽면들의 표면에는 해의 수렴성을 높이기 위해 모두 기본적으로 주어지는 2개의 프리즘층(prism layer)을 넣었다.

3.2 수치기법

팬테스터 챔버의 해석모델인 Fig. 5와 Fig. 6에

서 적용한 벽 표면들의 경계조건들을 살펴보면, 먼저 벨마우스와 튜브 및 챔버 표면의 벽들은 모두 점착(no-slip) 조건으로 설정하였다. 또 입구 벽면은 압력변화를 반영할 수 있도록 정압 조건으로, 그리고 출구 벽면은 대기압조건으로 각각 설정하였다. 또 튜브 축류팬의 회전수는 2,400 rpm으로 설정하여 회전체 조건¹⁰⁾을 반영하였다.

LES의 난류모델에는 동적 아격자척도(dynamic subgrid-scale) 모델을 사용하였으며, 시간 미분항은 2차 음함수(2nd order implicit)기법을, 또 대류항은 2차 중앙차분(2nd order central difference)기법을 각각 적용하였다. 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다. 한편, 초기시간 간격은 회전수 2,400 rpm에 대한 튜브 축류팬의 원주속도와 최소격자 크기를 고려한 4.95×10^{-5} 초로 정하였으며, 어떠한 시간 간격(time interval)에도 영향을 받지 않는 해석 결과를 얻기 위해서 쿠랑수(Courant number)¹⁰⁾는 1로 정하였다. 이를 토대로 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 10만 회까지 비정상상태로 해석한 다음 이를 토대로 다시 앙상블(ensemble) 평균 계산을 10만 회 더 해석하였다.

4. 계산결과 및 고찰

4.1 공력성능 분포

Fig. 7은 지난 연구²⁾에서 얻어진 유량대 정압 및 정압효율의 공력성능을 나타낸 그림이다. 여기서 설계 운전점은 가상의 시스템저항이 공력성능 곡선과 만나는 지점으로 이에 해당하는 유량은 Table 1에서 나타난 바와 같이 $1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 이다. 한편, 이 튜브 축류팬의 설계 운전점은 유량 변화량 대비 정압의 크기 차이가 작은 서징(surging) 영역에 존재하며, 정압효율의 최대값은 설계 운전점보다 유량이 더 많은 우측에서 형성됨을 알 수 있다. 따라서 이 튜브 축류팬의 바람직한 운전점은 현재의 운전점보다 우측으로 옮겨진 최대 정압효율에 해당하는 유량에서 형성하는 것이 더 좋다고 판단된다.

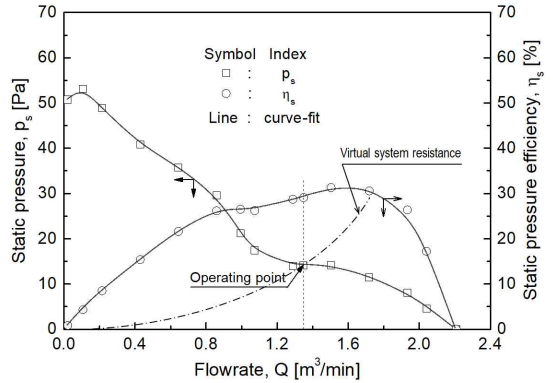


Fig. 7 Static pressure and static pressure efficiency profiles versus flowrate

4.2 벡터 분포

Fig. 8은 유동장 구조를 비교하기 위해 설계 운전점과 최대유량의 Y-Z 평면 내에서 형성된 벡터 분포를 나타낸 그림이다. Fig. 8(b)의 최대유량에서 보인 벡터 분포는 유동축 방향으로 갈수록 허브 영역을 제외한 주로 날개에 의해 형성된 유동은 직진성을 갖고 확산 발달하며, 경계면에서는 반경 방향으로 확산하는 분포를 하고 있다. 다만 허브 후류(wake)는 날개면의 주 유동을 따라가지 못해 역 유동(reverse flow)을 나타내며, 어느 정도의 축방향 거리까지는 후류 폭이 감소하면서 주 유동과 분리된 모습을 보이거나, 그 이후부터는 주 유동과 혼합하여 확산 발달하고 있다. 최대유량은 유동저항이 전혀 작용하지 않기 때문에 이것은 대부분 축류팬의 최대유량에서 나타난 현상과 유사하다.⁷⁾ 그러나 Fig. 8(a)의 설계 운전점에서 나타난 벡터 분포는 Fig. 7에서 보는 바와 같이 정압²⁾이 약 14 Pa인 운전 부하가 작용하므로 날개면에서 발달한 주 유동은 최대유량에서 보인 벡터 분포와 달리 축방향으로 똑바로 흐르지 못하고 어느 정도의 축방향 거리까지는 반경 방향으로 크게 확산 발달하여 항아리 모양을 나타내고, 그 이후부터는 속도 크기가 매우 감소하여 반경 방향으로 크게 확산하고 있음을 알 수 있다. 동시에 허브 중앙영역에서 발달한 벡터 분포는 속도 크기가 매우 작아진 역 유동이 주로 발생하며, 반경 방향으로 확대된 주 유동 내부의 비교적 속도가

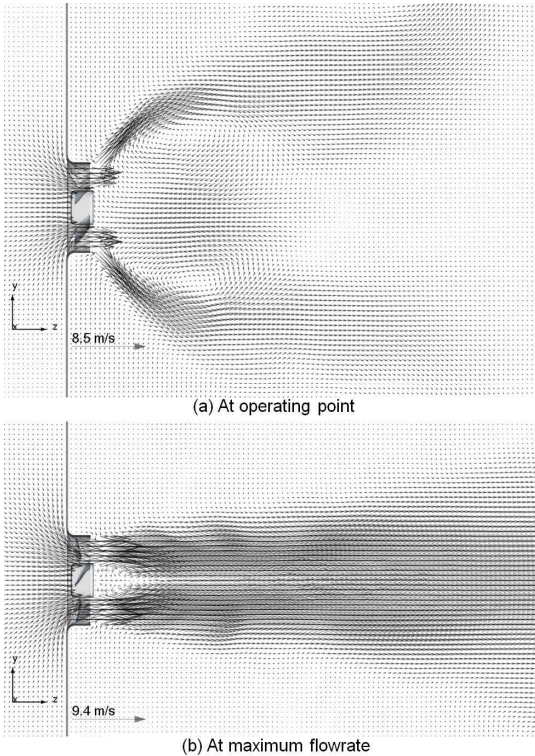


Fig. 8 Vector plots of tube axial fan

빠른 가장자리 근처 영역에서는 재순환유동 (recirculation flow)이 발달하고 있다.

4.3 난류 특성값 분포

Fig. 9는 설계 운전점에서 형성된 축방향 평균 속도 분포를 날개면으로부터 5 mm에서 250 mm까지 떨어진 하류 거리의 증가에 따라 나타난 그림이다. 여기서 축방향 평균속도는 Fig. 8(a)의 벡터 분포에서도 알 수 있듯이 튜브 축류팬 전후에 약 14 Pa인 운전 부하가 작용하므로 날개면을 중심으로 형성된 최대속도는 축방향 하류 거리가 증가함에 따라 반경방향으로 넓게 퍼지는 동시에 속도 크기도 줄어들면서 발달함을 알 수 있다. 반면에 허브 영역을 포함한 튜브 축류팬 내부 영역에서는 음(-)의 속도 크기를 보이는 역 유동이 형성되어 축방향 거리 증가에 따라 그 영역이 크게 확대되어 발달함을 알 수 있다.

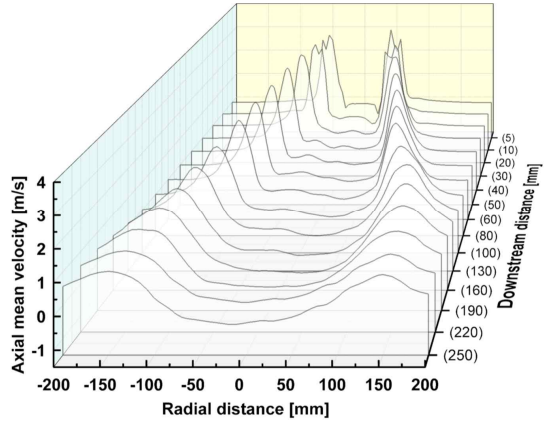


Fig. 9 Axial mean velocity plot according to the increase of downstream distance

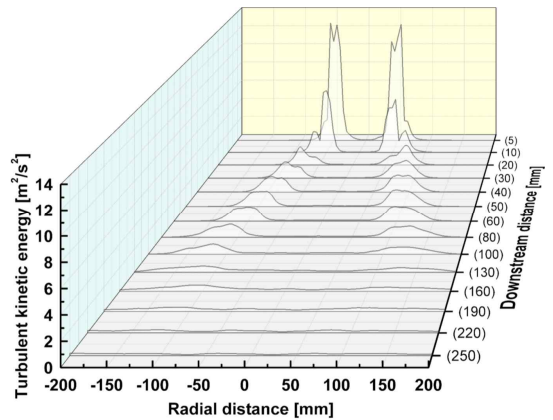


Fig. 10 Turbulent kinetic energy plot according to the increase of downstream distance

Fig. 10은 설계 운전점에서 형성된 난류운동에너지의 분포를 날개면으로부터 5 mm에서 250 mm까지 떨어진 하류 거리의 증가에 따라 나타난 그림이다. 여기서 난류운동에너지는 날개면 출구에서 가장 큰 크기를 보이며, 날개면으로부터 떨어진 축방향 거리의 증가에 따라 그 크기는 축방향 거리 20 mm까지는 급격히 감소하고, 축방향 거리 20 mm에서 60 mm까지는 비슷한 크기를 보이다가 그 이후부터는 서서히 감소하고 있다. 특히 날개면으로부터 250 mm 떨어진 축방향 하류 거리에서는 난류유동장이 완전히 발달하여 유동이 균질 (homogeneous)화되었음을 보여준다. 한편, 난류운

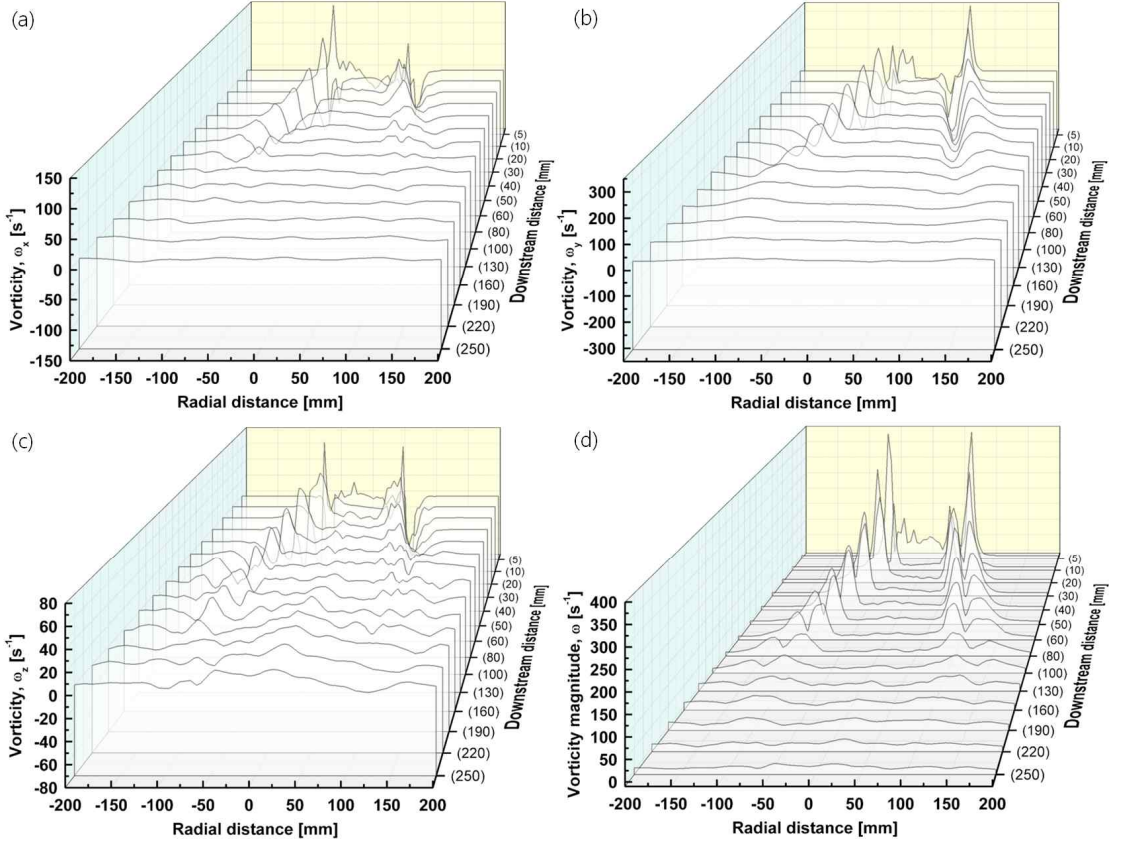


Fig. 11 Vorticity plot according to the increase of downstream distance

동에너지는 각 방향 평균속도 성분의 기울기가 가장 큰 영역에서 발생하므로 여기서도 날개면을 중심으로 발달함을 알 수 있다.

Fig. 11은 설계 운전점에서 형성된 X, Y 및 Z 방향 와도 성분들과 와도 크기 ω 의 분포를 날개면으로부터 5~250 mm 떨어진 축방향 하류 거리의 증가에 따라 나타난 그림이다. 여기서 각 방향의 와도 성분은 식 (3)에서 식 (5)까지로 정의되며, 와도 크기는 식 (6)으로 정의된다.

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} - \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} - \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right) \quad (4)$$

$$\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} - \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right) \quad (5)$$

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2} \quad (6)$$

한편, 설계 운전점에서는 운전부하가 작용함에 따라 각 방향 성분의 와도는 날개면을 중심으로 발달한 평균속도 성분들의 크기 분포와 속도 기울기에 크게 영향을 받아 발달한다. 따라서 각 방향 성분의 와도는 날개면으로부터 가장 가까이 떨어진 하류 거리 5 mm에서 가장 큰 크기 분포를 보이다가 축방향 거리가 증가함에 따라 그 크기들은 점차 감소하여 250 mm에서는 매우 작은 크기를 나타내고 있다. 여기서 각 방향 성분의 와도 크기는 Fig. 11의 (a), (b), (c)에서 나타난 절대값으

로 볼 때, $\omega_y > \omega_x > \omega_z$ 의 순서로 나타남을 알 수 있다. 또한 식 (6)으로 정의한 Fig. 11(d)에서의 와도 크기 분포는 각 방향 성분의 와도 분포와 매우 유사하며, 그 절대값 크기 분포는 축방향 하류 거리 130 mm까지는 좌우 반경에서 뚜렷한 쌍봉우리 모양을 보이나, 축방향 거리가 더 증가함에 따라 유동이 확산 발달하기 때문에 250 mm에서는 이 쌍봉우리들이 거의 소멸함을 알 수 있다. 여기서 와도 크기가 쌍봉우리를 나타낸 이유는 각 방향 성분의 와도들이 양, 음의 값으로 분포되었기에 그 절대값들이 반영되었기 때문이다.

5. 결 론

스팬길이의 전압력비 설정으로 설계된 튜브 축류팬의 모델을 3차원, 비압축성 상태에서 LES로 해석한 설계 운전점에서 나타난 결과는 다음과 같다.

1) 설계 운전점에서는 일정 크기의 운전 부하가 작용하므로 벡터 분포는 유동이 축방향으로 똑바로 진행하지 않고 상대적으로 반경방향으로 더 확산 발달하여 항아리 형상을 갖는다.

2) 튜브 축류팬의 항아리 모양의 내부 유동장은 역 유동이 지배하며, 속도가 센 가장자리에서는 재순환유동도 발생한다.

3) 난류운동에너지와 와도의 크기 분포는 유동 초기에 날개면을 중심으로 가장 큰 크기로 발달하다가 축방향 하류로 거리가 증가함에 따라 서서히 감소하다가 250 mm에서는 거의 소멸한다.

4) 와도 크기에 영향을 미치는 각 방향 와도 성분의 절대값 크기 순서는 $\omega_y > \omega_x > \omega_z$ 의 순서로 나타난다.

Author contributions

J. K. Kim; Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Funding acquisition, Investigation, Project administration, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing. S. H. Oh; Methodology, Software, Resources.

References

1. H. Ö. Keklikoğlu, 2019, “Design, Construction and Performance Evaluation of Axial Flow Fans”, Master Thesis, Middle East Technical University, Turkey.
2. J. K. Kim and S. H. Oh, 2022, “Design and Aerodynamic Performance Estimation of an Axial Fan according to the Total Pressure Ratio of Blade Span Length”, *Journal of Power System Engineering*, 26(1), 29-37. (DOI:10.9726/kspse.2022.26.1.029)
3. M. T. Pascu, 2009, “Modern Layout and Design Strategy for Axial Fans”, Ph.D. Thesis, Institute of Fluid Mechanics LSTM Erlangen-Nuremberg University, Erlangen, Germany.
4. M. Pascu, M. Miclea, P. Epple, A. Delgado and F. Durst, 2009, “Analytical and Numerical Investigation of the Optimum Pressure Distribution along a Low-Pressure Axial Fan Blade”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 643-657. (DOI:10.1243/09544062JMES1023)
5. J. K. Kim and S. H. Oh, 2015, “Large Eddy Simulation on the Aerodynamic Performance of Three-Dimensional Small-Size Axial Fan with the Different Depth of Bellmouth”, *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 19(6), 19-25. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2015.19.6.019>)
6. J. K. Kim and S. H. Oh, 2020, “Large Eddy Simulation on the Downstream Distribution of Turbulent Kinetic Energy according to the Operating Loads of Three-Dimensional Small-Size Axial Fan”, *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 24(1), 78-86. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2020.24.1.078>)
7. J. K. Kim and S. H. Oh, 2015, “A Study on the Structure of Turbulent Flow Fields according to the Operating Loads of Three-Dimensional

- Small-Size Axial Fan by Large Eddy Simulation”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 19(5), 80-85. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2015.19.5.080>)
8. J. K. Kim and S. H. Oh, 2013, “Experimental Study on the Aerodynamic Performance Characteristics of a Small-Size Axial Fan with the Different Depths of Bellmouth”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 17(6), 73-78. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2013.17.6.073>)
9. J. K. Kim and S. H. Oh, 2014, “Evaluation of the Turbulence Models on the Aerodynamic Performance of Three-Dimensional Small-Size Axial Fan”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 18(6), 13-20. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.6.013>)
10. SC/Tetra(Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.