

날개 스패길이의 전압력비에 따른 축류팬의 설계 및 공력성능평가 Design and Aerodynamic Performance Estimation of an Axial Fan according to the Total Pressure Ratio of Blade Span Length

김장권*† · 오석형**
Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 10 December 2021, Revision received 9 February 2022, Accepted 10 February 2022)

Abstract : This study deals with the design method of an axial fan that can make a blade by parameterizing the blade outlet angle as a function of the hub ratio, assuming that the optimal total pressure distribution in the span direction is a non-free vortex flow. In addition, the performance of the designed axial fan was obtained by analyzing it with large eddy simulation (LES) in a three-dimensional, incompressible flow. As a result, the exponent of the total pressure ratio function that satisfies the diffusion factor 0.6 or less ranges from 0.49 to 1.0 for each radius. The static pressure, the total and respective efficiencies of the axial fan analyzed by LES have similar sizes to those of the existing axial fan. On the other hand, it can be designed while predicting the total pressure according to the geometric size of the axial fan at the operating point if this design method is combined with the Cordier diagram. It is judged that the design method of this axial fan can be very usefully used as a general axial fan or ducted axial fan.

Key Words : Courant number, Ducted axial fan, Large eddy simulation (LES), Non-free vortex flow, Total pressure ratio

— 기 호 설 명 —

A : 단면적 [m^2], $\{\pi(r_t^2 - r_h^2)\}$
 DF : 확산계수 [-]
 g : 중력가속도 [m/s^2]

Q : 유량 [m^3/s]
 N : 회전수 [rpm]
 n : 전압력비 함수의 지수 [-]
 Δp_d : 정압 [mmH_2O]
 Δp_s : 정압 [mmH_2O]
 Δp_t : 전압 [mmH_2O]

*† 김장권(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-0412-023X) :
교수, 군산대학교 마린엔지니어링전공
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848
**오석형(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084) :
교수, 군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(ORCID: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(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084)
: Professor, School of Mechanical Convergence System
Engineering, Kunsan National University.

- $\Delta p_{t,r}$: 반경 r 에서의 전압 [mmH_2O]
- $\Delta p_{t,h}$: 허브에서의 전압 [mmH_2O]
- Δp_{th} : 이론전압 [mmH_2O]
- r : 축류팬 반경 [mm]
- r_h : 축류팬 허브(hub) 반경 [mm]
- r_t : 축류팬 끝단(tip) 반경 [mm]
- s : 피치 [-], $\{s = 2\pi r/Z\}$
- T : 토크(torque) [$kg_f \cdot m$]
- 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]
- 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],
 $\{w(y) = w_m / \sin\beta_2(y)\}$
- $w_{max}(y)$: 날개 흡입면의 최대 상대속도 [m/s]
- x : 날개의 수평거리 [mm]
- x_1, x_2 : 날개의 입구 및 출구 수평거리 [mm]
- Δx : 날개의 수평거리 증분 [mm]
- y : 날개의 축방향거리 [mm]
- y_1, y_2 : 날개의 입구 및 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 [$^\circ$]
- $\beta_{2,r}$: 반경 r 에서의 날개 출구각도 [$^\circ$]
- $\beta_2(y)$: 거리 y 에서의 날개 출구각도 [$^\circ$]
- β_m : 날개 중간각도 [$^\circ$]
- δ_{opt} : 직경계수 [-]
- η_s : 정압효율 [%], $\{\eta_s = \Delta p_s Q / (2\pi NT)\}$
- η_t : 전압효율 [%], $\{\eta_t = \Delta p_t Q / (2\pi NT)\}$
- ν : 허브비 [-], $\{\nu = r_h / r_t\}$
- ρ : 공기 밀도 [kg/m^3]
- σ : 날개 솔리디티(solidity) [-]

- σ_{opt} : 속도계수 [-]
- ℓ : 현(chord) 길이 [mm]

1. 서 론

축류팬(axial fan)은 다른 종류의 팬들과 달리 많은 풍량에 비해 낮은 정압의 공력성능을 갖고 있어 시스템저항이 적고, 상대적으로 많은 풍량이 필요한 환경, 즉 냉장고, 컴퓨터, 에어컨, 자동차, 선박, 건물환기 등에서 널리 활용되고 있다. 축류팬은 날개형상이 비교적 단순하나 그 날개를 만드는 방법은 매우 다양하다. 지금까지 알려진 축류팬의 설계방법¹⁾으로는 자유와(free vortex)형식과 비자유와(non-free vortex)형식으로 크게 나눌 수 있다. 여기서 비자유와형식에는 강제와(forced vortex)형식, 반강제와(half forced vortex)형식, 일정선회속도(constant whirl velocity)형식, 일정선회각(constant whirl angle)형식 등이 있다. 이중에서도 자유와형식²⁾은 전압과 축방향 속도성분이 날개허브(hub)에서 끝단(tip)까지의 스패ん(span)에 걸쳐 일정하게 유지되고, 반경방향 속도성분은 존재하지 않을 때 얻어진다. 그러므로 이 형식은 계산의 용이성으로 일반적인 축류팬 설계에 많이 활용되고 있다.

한편, 축류팬의 날개를 설계할 때는 격리된(isolated) 익형접근방식과 캐스케이드(cascade) 익형접근방식으로 나눌 수 있다.³⁾ 이 기준은 인접한 날개가 서로 영향을 받는지 여부를 지정하는 현 길이를 피치로 나눈 솔리디티(σ)에 의해 결정된다. 즉, $\sigma \geq 1$ 이면, 캐스케이드 익형방식, $\sigma \leq 0.7$ 이면, 격리된 익형방식을 사용하고, 그 중간범위의 캐스케이드에서는 두 방식들을 혼합해서 사용한다.³⁾ 그러나 이들 방식들과 달리 Pascu⁴⁾는 스패ん방향으로 허브에서의 전압에 대한 각 반경별 전압의 비율을 임의와류유동으로 가정하여 허브비를 매개변수로 하는 함수를 만들어 각 반경별로 날개출구각도를 구하는 설계방법을 제시하여 직경 558 mm의 날개형상을 설계하였다.

따라서 이번 연구에서는 설계유량, 회전속도, 날개 끝단반경 및 허브반경, 날개 수 그리고 현

길이만을 가지고 축류팬 날개를 설계할 수 있는 Pascu의 설계방식^{4,6)}을 이용하여 직경 110 mm의 날개를 설계하였다. 그런 다음 설계된 축류팬의 공력성능은 대규모 와 모사(LES, large eddy simulation)¹⁰⁻¹³⁾의 전산유동해석을 이용하여 확보한 후, Cordier선도^{3,9)}를 활용하여 설계된 축류팬이 해당기준에 속하는지도 검토하였다. 또한 같은 크기의 날개 끝단 직경을 가지나 허브비가 다른 축류팬¹⁰⁻¹⁴⁾의 공력특성과도 비교하였다. 이를 통해 Pascu⁴⁾가 제시한 스펠길이의 전압력비 가정에 의한 설계방식에서 나타난 특징들과 그 활용성에 대해서도 분석하고자 한다.

2. 축류팬 설계

일반적인 축류팬의 예비설계³⁾는 유량, 시스템 정압, 회전수의 입력에서 출발한다고 볼 수 있다. 이로부터 비속도(specific speed)가 계산되면, 축류팬의 설계가능성을 판단할 수 있으며, Cordier선도^{3,9)}를 활용하면, 비직경과 허브비³⁾를 구할 수 있어 소숫점을 제거한 후 적절한 임펠러(impeller)의 외경과 허브직경, 날개수³⁾가 구해진다. 여기서 허브비가 높아지면, 날개수가 증가하며, 증가된 날개수³⁾는 효율을 감소시키고 소음을 증가시킴으로 이점을 고려해야 한다. 이후, 동압을 계산하여 전압을 얻은 다음 다시 비속도를 재계산하여 위의 과정을 반복한 다음 최종적인 임펠러의 설계사양

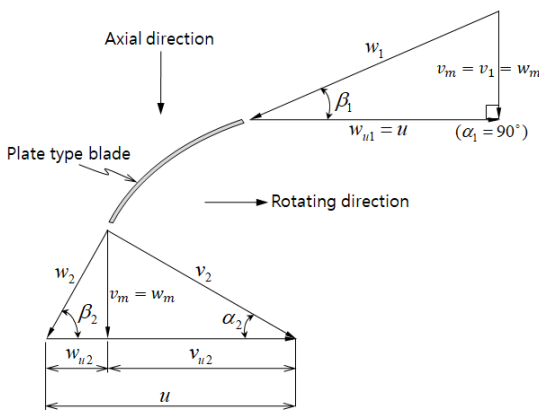


Fig. 1 Velocity diagram with axial entry

과 전압효율⁷⁾을 결정하여 허브에서 팁까지 각 반경별로 날개형상을 선택하기 위한 각종 각도 및 양력계수 등을 계산한다. 이를 통해 공개된 익형 자료들로부터 선택한 날개형상에서 받음각(attack angle)을 구하여 각 반경별로 필요한 피치(pitch)각이나 엇갈림(stagger)각을 산출하여 최종 날개표면 형상을 만든다.

그러나 Pascu^{4,6)}가 제시한 설계과정은 위의 과정과 반대로 우선 설계유량(\$Q\$), 회전수(\$N\$), 날개수(\$Z\$), 날개끝단반경(\$r_t\$), 허브반경(\$r_h\$) 및 현길이(\$l\$)를 가지고 시작한다. Fig. 1은 유동이 축방향(axial)으로 들어온다는 가정 하에 날개에서 형성된 입·출구의 속도3각형을 나타낸다. 여기서 Pascu^{4,6)}는 각 반경별로 형성되는 전압력비, 날개 입·출구각도들을 각각 식 (1) ~ (3)으로 제시하였다.

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

$$\tan \beta_1 = \frac{w_m}{w_{u1}} = \frac{v_m}{u} = \frac{Q}{\pi(r_t^2 - r_h^2)} \frac{1}{2\pi r N} \quad (2)$$

$$\frac{1}{\tan \beta_{2,r}} = \frac{2\pi N}{r w_m} \{ r^2 - [x v^{-x} (r - r_h)^n + 1] r_h^2 \} \quad (3)$$

여기서 식 (1)과 식 (3)의 매개변수(\$x\$)가 \$x=0\$이면, 축류팬의 설계방식은 자유와형식에 해당하며, \$x=1\$의 경우 압력비 변화가 허브비에 선형 역비례하고, \$x=2\$의 경우 허브비에 2차식(포물선)으로 역비례하는 비자유와형식에 해당한다. 이 중에서 Pascu^{4,6)}는 \$x=2\$의 경우가 가장 우수한 성능을 보인다고 발표하여 이번 연구에서도 \$x=2\$를 채택하였다. 한편, 정압은 Fig. 1의 속도삼각형으로부터 식 (4)로 주어진다.

$$\Delta p_s = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) = \frac{\rho}{2} (u^2 - w_{u2}^2) \quad (4)$$

여기서 \$w_{u2} = w_m / \tan \beta_2\$를 식 (4)에 대입하면, 최대유량은 \$\Delta p_s \to 0\$일 때, 식 (5)로 주어진다.

$$Q_{\max} = 2\pi r N A \tan\beta_2 \quad (5)$$

식 (5)에서 $\beta_2 \rightarrow 90^\circ$ 일 때, $Q_{\max} \rightarrow \infty$ 이므로, 결국 이 각도는 지정된 날개 단면에서 최대유량이 형성된다고 할 수 있다. 이것은 Fig. 1의 속도삼각형에서 $w_{u2} = 0$ 또는 $v_{u2} = u$ 가 되므로 v_{u2} 가 최대임을 의미하며, 캐스케이드 출구에서 소용돌이로 인한 손실을 의미한다. 따라서 v_{u2} 의 감속을 통해 식 (4)에서 정압회복이 가능해진다. 한편, Fig. 1에서 유동이 축방향으로 진입할 때, 캐스케이드의 각 반경에서 일정한 이론전압차는 식 (6)으로 주어진다.

$$\Delta p_{th} = \frac{\Delta p_t}{\eta_t} = \rho v v_{u2} = (2\pi\rho N) r v_{u2} \quad (6)$$

여기서 $r v_{u2}$ 는 날개부하의 직접적인 척도가 되며, v_{u2} 는 반경에 역비례함을 알 수 있다. 따라서 허브단면에서 v_{u2} 가 가장 크게 되므로, 이것은 날개부하가 높다는 것을 의미하므로 좋은 설계는 이 값을 제한해야 정압회복을 할 수 있다. 따라서 출구에서 날개각도는 허브단면에서 $\beta_2 = 90^\circ$ 가 가장 적합하며, 이 값을 시작으로 나머지 반경의 경우 식 (3)을 이용하여 반복적으로 결정해야 된다.^{4,6)} 이때 식 (3)에서 지수 n 은 압력변동을 고려하여 산출된다. 이번 연구에서는 각 반경별로 $n = 0.49 \sim 1.0$ 의 값을 사용하였다. 반면에 Pascu^{4,6)}는 $n=1.35$ 를 사용하였다.

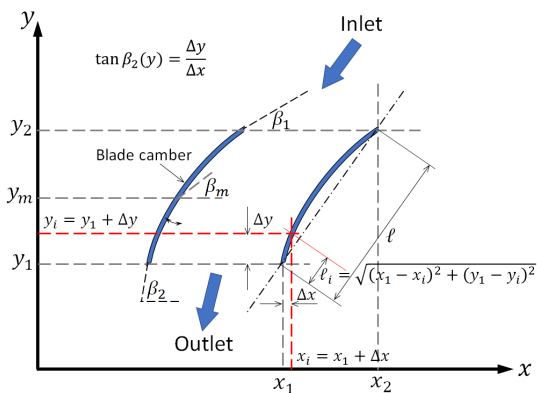


Fig. 2 View of the calculated blade shape in (x, y) coordinates^{4,5)}

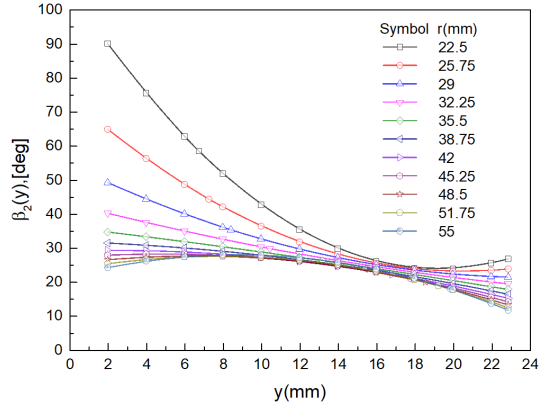


Fig. 3 Calculated blade outlet angle distributions according to y distance

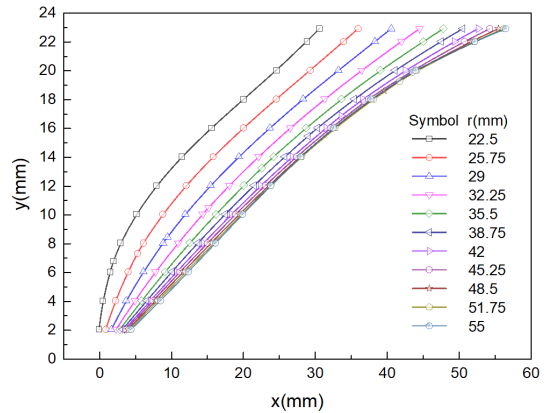


Fig. 4 Calculated blade shape of axial fan

Fig. 2는 x-y평면 내에서 계산된 날개형상을 보여준다. 여기서 Pascu^{4,6)}는 날개형상의 각도분포를 y 의 포물선으로 가정하였다. 따라서 식 (3)에서 $\beta_{2,r}(y)$ 가 구해지면, $\tan\beta_{2,r}(y) = \Delta y / \Delta x$ 가 성립하기 때문에 y_1 에서 Δy 만큼 변함에 따라 Δx 를 구할 수 있다. 이 과정은 계산된 날개의 현 길이(l_i)가 주어진 현 길이(l)와 같아질 때까지 반복해서 계산하게 된다. 여기서 솔리디티는 Pascu^{4,6)}가 제시한 허브에서 $\sigma = 1.05$, 날개끝단에서 $\sigma = 0.65$ 로 하여 각 반경에서의 솔리디티는 선형식으로 가정하여 배분하였다.

Table 1은 이번 연구에서 적용한 축류팬의 설계 자료이다. 또 Fig. 3과 Fig. 4는 y 값이 주어질 때

Table 1 Specification of calculated axial fan

Item	Specification
Flowrate, $Q [m^3/min]$	1.35
Number of revolution, $N [rpm]$	2,400
Tip radius, $r_t [mm]$	55
Hub radius, $r_h [mm]$	22.5
Blade thickness, $t [mm]$	1.5
Blade number, $Z [-]$	4

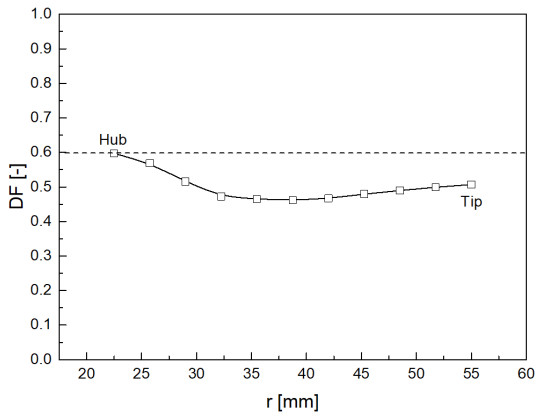


Fig. 5 Variation of diffusion factor with the radius

포물선인 날개 출구각의 분포와 y 값의 분포를 각각 나타내고 있다. 각 반경별 날개곡선형상을 나타내는 Fig. 4에서는 반경이 날개 끝단으로 갈수록 x 축(회전방향) 우측으로 이동하며, "S"자 모양을 보여준다. 이와 같은 현상은 Pascu^{4,6)}도 언급한 바 있어 현재의 설계방식이 갖는 주요 특징이라고 볼 수 있다.

한편, Lieblein^{4,5)}은 캐스케이드의 전압손실을 고려하기 위해 확산계수를 식 (7)로 제시하였다.

$$DF = \frac{w_{\max}(y) - w_2}{w_{\max}(y)} \quad (7)$$

이때 Lieblein은 날개후류(wake)의 모멘텀두께가 확산계수와 상관관계가 있다고 주장하여 NACA 65 및 British C4 시리즈의 날개형상을 통해 $DF=0.6$ 의 값이 허용 가능한 확산계수의 상한치

라고 밝혔다. 이것은 경계층에서 확산으로 인한 압력손실을 줄일 수 있는 날개설계의 중요한 매개변수가 된다. Fig. 5는 이번 연구의 축류팬 설계에서 고려한 날개 허브에서 끝단까지 적용한 확산계수를 나타내고 있다.

3. 수치해석

3.1 해석모델

Fig. 6은 Fig. 4의 날개형상자료로부터 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)에서 3차원형상으로 모델링한 축류팬이다. 이 축류팬을 해석하기 위해 사용한 웬테스터용 챔버(chamber)는 벨마우스(bellmouth)를 기준으로 앞뒤에 2개의 원통형 챔버를 붙였으며, 그 크기는 각각 반경 500 mm, 길이 1,000 mm이다. 이것은 축류팬의 주 유동이 계산영역의 크기에 영향을 받지 않도록 축류팬의 직경 대비 약 9배 이상으로 키운 크기이다.¹⁰⁻¹³⁾

Fig. 7은 축류팬을 포함한 웬테스터 챔버의 계산영역을 위해 만들어진 비정형 격자(mesh)형상이다. 이 형상은 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹⁵⁾의 전처리 소프트웨어를 이용하여 각각의 표면들에 경계조건들을 부여한 다음, 격자크기를 제어하는 "Octree"기능을 이용하여 축류팬을 포함하는 회전부로 갈수록 격자를 더 작게 하여 웬 자체의 최소 격자크기가 약 0.684 mm가 될 때까지 점차 세분화 하였다. 그 결과, 총 요소(element) 수와 총 교

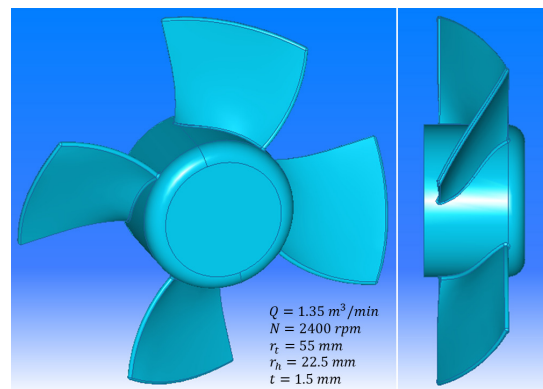


Fig. 6 Axial fan configuration made by the blade shape data of Fig. 4

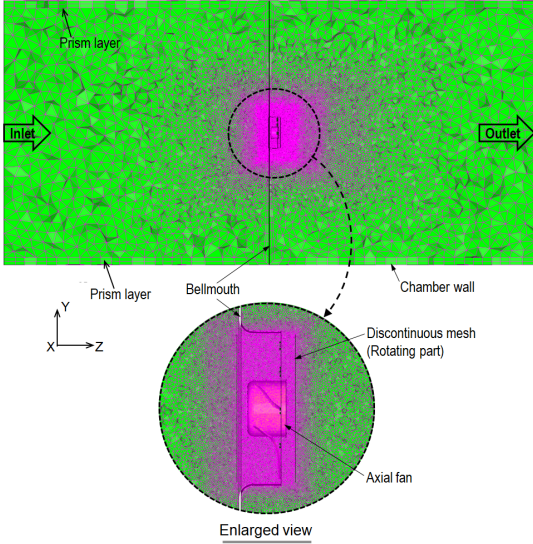


Fig. 7 Mesh configuration for the numerical analysis of axial fan tester

점(node) 수는 각각 약 1,921만 개와 약 348만 개가 생성되었다. 이와 같은 격자 요소수의 생성 방법은 공력성능의 실험값과 잘 일치한 LES의 해석¹³⁾에서 사용한 방식과 일치한다. 여기서 축류팬을 에워싼 회전부인 불연속격자(discontinuous mesh) 내부는 팬의 회전효과가 적용되는 미끄럼격자의 영역이다. 또 축류팬과 벨마우스 및 챔버 벽면들의 표면에는 해의 수렴성을 높이기 위해 모두 2개의 프리즘층(prism layer)을 각각 넣었다.

3.2 수치기법

팬테스터 챔버의 해석모델에서 적용한 각종 표면들의 경계조건들을 살펴보면(Fig. 7 참조), 벨마우스와 챔버 표면의 벽들은 모두 점착(no-slip)조건으로 설정하였다. 또 입구벽면은 압력변화를 반영할 수 있도록 정압조건으로 설정하였으며, 출구벽면은 대기압조건으로 설정하였다. 또 축류팬은 회전수를 2,400 rpm으로 설정하여 회전체 조건¹⁵⁾을 반영하였다.

LES의 난류모델에는 동적 아격자척도(dynamic subgrid-scale) 모델을 사용하였으며, 시간미분항은 2차 Implicit기법을, 대류항(convection)은 2차 중앙차분(central difference)기법을 각각 적용하였다.

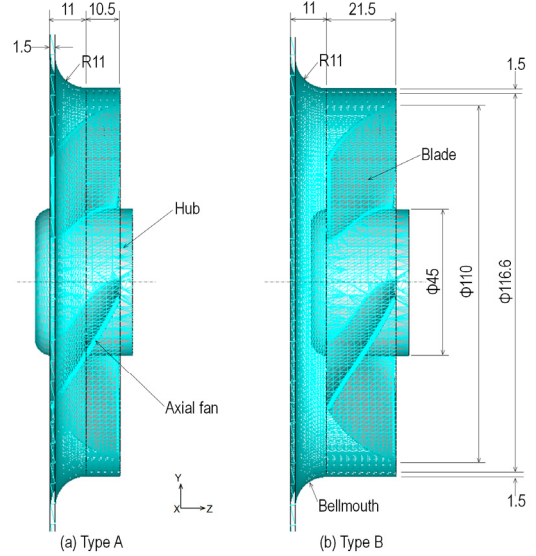


Fig. 8 Geometry configurations between axial fan and bellmouth

또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다. 한편, 초기시간 간격은 회전수 2,400 rpm에 대한 축류팬의 원주속도와 최소격자크기를 고려한 4.95×10^{-5} 초로 정하였으며, 어떠한 시간간격(time interval)에도 영향을 받지 않는 해석결과를 얻기 위해서 쿠랑수(Courant number)¹⁵⁾는 1로 정하였다. 이를 토대로 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 3만 회까지 비정상상태에서 평균계산을 하였다.

4. 계산결과 및 고찰

4.1 공력성능

Fig. 8은 공력성능을 비교 분석하기 위해 Fig. 6의 축류팬을 벨마우스에 설치한 조건을 나타낸다. 이번 연구의 축류팬은 허브비가 $\nu \approx 0.409$ 이므로, 덕트(duct) 축류팬³⁻⁶⁾에 해당하여 Fig. 8과 같이 축류팬이 모두 벨마우스 내에 설치되도록 하였다. 여기서 Fig. 8(a)는 축류팬의 입구 날개형상이 벨마우스 입구부터 걸치게 하고 출구 날개형상은 벨마우스 곡률이 끝나는 이후에 붙인 원통과 겹치게 한 조건이다. 또 Fig. 8(b)는 축류팬 입구와

출구 날개형상이 모두 벨마우스 출구에 붙인 원통내에 위치하도록 설치한 조건이다. 따라서 Fig. 8(b)가 제대로 된 덕트 축류팬의 조건이라고 볼 수 있다.

한편, Fig. 9와 Fig. 10은 Fig. 8의 축류팬 조건들을 부하변동에 따라 LES로 해석한 공력성능을 보여주고 있다. 즉 Fig. 9는 LES로 예측한 유량대비 정압 및 정압효율의 분포들을 나타낸 것이고, Fig. 10은 유량대비 계산된 전압 및 전압효율의 분포들을 나타낸 것이다. 여기서 동압은 식 (8)로 정의하여 전압을 계산하였다.

$$\Delta p_d = \frac{1}{2} \rho v_m^2 = \frac{1}{2} \rho \left\{ \frac{Q}{60\pi(r_t^2 - r_n^2)} \right\}^2 \quad (8)$$

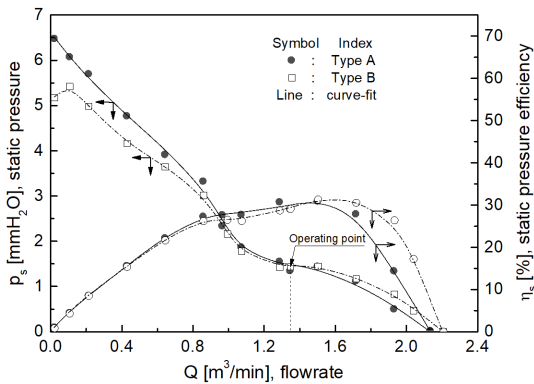


Fig. 9 Static pressure and static pressure efficiency profiles versus flowrate

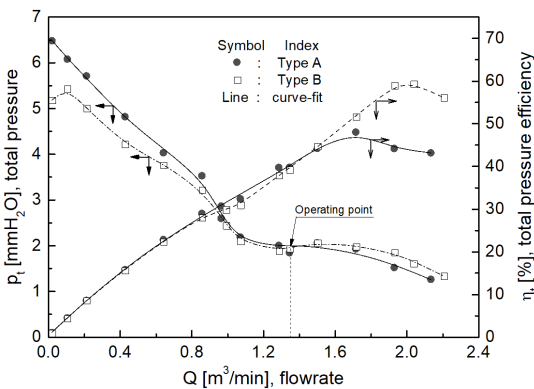


Fig. 10 Total pressure and total pressure efficiency profiles versus flowrate

Fig. 9에서 정압과 정압효율은 전형적인 축류팬의 성능곡선¹⁰⁻¹⁴⁾들을 보여 주며, 정압곡선은 Fig. 8의 축류팬과 벨마우스 설치조건에서 Type B의 경우가 Type A에 비해 운전점(operating point) 이전의 유량에서는 약간 낮게 나타나지만, 운전점 이후의 유량에서는 약간 더 크게 나타난다. 그러나 정압효율은 Q ≈ 1.5 m³/min까지는 거의 유사하지만, 그 이후부터는 Type B의 경우가 약간 더 크게 나타난다. 특히 운전점에서 정압효율은 약 30% 정도를 나타내고 있다. 한편, Fig. 10에서 전압곡선의 분포는 정압분포와 유사한 경향을 보이거나 전압효율은 운전점에서 약 40%를 나타내고, Q = 2 m³/min에서는 Type B에서 최대 약 60%를 보이고 있다.

4.2 Cordier 선도를 통한 축류팬 평가

Fig. 11은 Pascu^{4,6)}가 이용한 Cordier를 선도를 나타낸다. 여기서 속도계수(σ_{opt})와 직경계수(δ_{opt})는 식 (9)와 식 (10)으로 정의된다.

$$\sigma_{opt} = \left(\frac{2N}{60} \right) \frac{\sqrt{\pi Q/60}}{(2g\Delta p_t/\rho)^{0.75}} \quad (9)$$

$$\delta_{opt} = r_t \sqrt{\pi} \left\{ \frac{2g\Delta p_t/\rho}{(Q/60)^2} \right\}^{0.25} \quad (10)$$

Table 2는 이번 연구의 축류팬이 운전점에서 요구되는 Cordier선도를 만족하는 설계전압 등의 내역을 나타내고 있다. 실제로 LES해석에 의해 얻은 전압은 Type B가 Type A보다 약간 더 크게 예측하였지만, 설계전압보다는 작게 나타났다.

이것은 두 가지 측면에서 원인을 찾아볼 수 있다. 첫 번째는 설계전압이 벨마우스와 축류팬과의 틈새를 고려하지 않은 상태에서 Cordier선도를 만족한 전압인 반면, 실제 LES해석에서 얻은 전압은 벨마우스와 축류팬과의 틈새를 직경대비 3%만큼 고려한 상태에서 얻은 정압에 동압을 더했기 때문에 운전점에서 부하에 맞서 압력손실이 발생하는 여부에 따른 차이인 것으로 판단된다. 두 번째는 설계정압의 계산이 단순히 전압에서

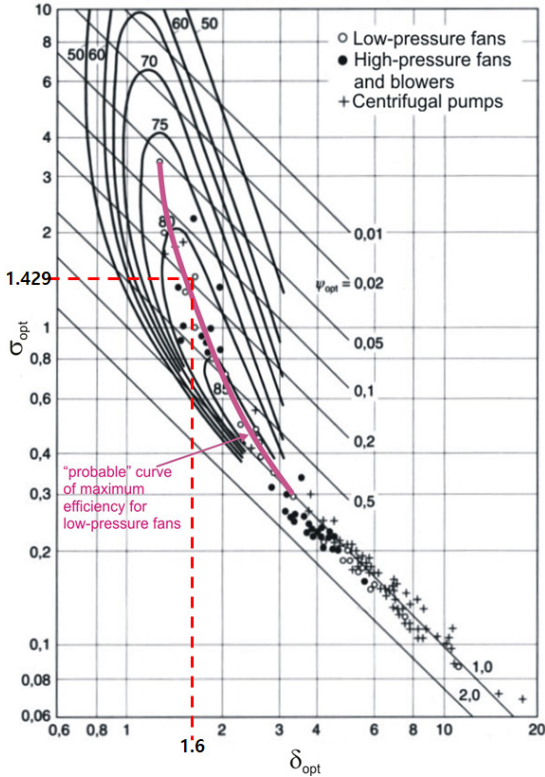


Fig. 11 Original Cordier diagram⁴⁾

Table 2 Specifications of axial fan required at the operating point

Item	Specification		
	Design	LES prediction	
		Type A	Type B
$Q [m^3/min]$	1.35	1.35	1.35
$\Delta p_t [mmH_2O]$	2.25	1.8266	1.9312
$\sigma_{opt} [-]$	1.429	-	-
$\delta_{opt} [-]$	1.6	-	-
$\Delta p_d [mmH_2O]$	0.497	0.4954	0.4954
$\Delta p_s [mmH_2O]$	1.753	1.3312	1.4358

식 (8)의 동압만을 빼서 이루어진 반면, LES의 전압은 예측된 정압에 식 (8)의 동압만을 더했기 때문에, 만약 설계점에서 축류팬의 출구유동에서 실제로 절대속도의 선회속도성분(v_{u2})이 포함되어

있다면, 이 부분도 동압성분에 추가로 고려해야 한다. 이렇게 되면, 정압이나 전압 계산도 서로 더 정확해진다고 볼 수 있다. Pascu⁴⁾도 축류팬 하류에서 선회유동이 존재함을 파악하고 이 점을 주장한 바 있다. 그러나 이 중에서도 LES 해석에 의한 전압이 설계전압보다 약간 작게 나오는 현상은 벨마우스와 축류팬과의 틈새에서 발생한 누설 영향이 더 크다고 생각된다. 따라서 Pascu⁴⁾에 의한 축류팬의 설계방식은 일반적인 축류팬이나 덕트 축류팬으로도 매우 유용하게 활용될 수 있다고 판단된다.

한편, Fig. 11에 나타낸 것처럼 운전점에서 속도계수와 직경계수는 Cordier선도에서 저압 축류팬을 만족함을 알 수 있으며, 최고효율은 80%에서 85% 사이에 존재한다. 그러나 운전점에서 LES 해석의 전압효율은 약 40%를 나타내고 있어 많은 차이를 보이고 있다. 이것 역시 벨마우스와 축류팬과의 틈새 여부에서 나타난 현상으로 판단된다. 특히 이와 같은 실제 전압효율의 크기는 같은 직경크기를 갖는 축류팬 해석¹⁰⁻¹³⁾ 및 실험¹⁴⁾에서도 확인한 바 있다.

4. 결론

스패ん길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 축류팬의 모델을 3차원, 비압축성 상태에서 LES로 해석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 날개의 축방향거리(y)에 따른 각 반경에서 출구각도의 분포는 서로 겹치지 않는 포물선형 형성한다.
- 2) 확산계수 0.6 이하를 만족하는 전압력비 합수의 지수(n)는 각 반경별로 0.49~1.0을 갖는다.
- 3) LES로 해석된 축류팬의 정압 및 전압, 그리고 각 효율들은 기존 축류팬의 LES결과와 유사하다.

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. T. Ikui and M. Inoue, 1988, "Turbo-Blowers and Compressors", Corona Publishing Co., LTD, pp. 311-504.
2. R. A. Wallis, 1983, "Axial Flow Fans and Ducts", John Wiley & Sons, Inc., pp. 312-343.
3. H. Ö. Keklikoğlu, 2019, "Design, Construction and Performance Evaluation of Axial Flow Fans", Master Thesis, Middle East Technical University, Turkey.
4. 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.
5. 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, Vol. 223, No. 3, pp. 643-657. (DOI:10.1243/09544062JMES1023)
6. A. A. E. Saiid, M. H. Mansour and L. H. Rabie, 2016, "Design and Performance Analysis of Cooling Tower Axial Fan Using the Thin Airfoil Theory and CFD", Mansoura Engineering Journal, Vol. 41, No. 4, pp. 39-48.
7. O. E. Balje, 1981, "Turbomachines - A Guide to Design, Selection and Theory", John Wiley & Sons, Inc., pp. 34-58.
8. S. Castegnaro, 2018, "Aerodynamic Design of Low-Speed Axial-Flow Fans; A Historical Overview", Designs, Vol. 3, No. 20, pp. 1-17. (DOI:10.3390/designs2030020)
9. M. P. Hurtado, 2019, "Optimum Design of Compact, Quiet and Efficient Ventilation Fans", Ph. D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.
10. 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 of Power System Engineering, Vol. 24, No. 1, pp. 78-86. (DOI:10.9726/kspse.2020.24.1.078)
11. J. K. Kim and S. H. Oh, 2016, "An Investigation on Turbulent Flow Characteristics according to the Operating Loads of Three-Dimensional Small-Size Axial Fan by Large Eddy Simulation", Journal of the Korean Society of Power System Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 50-56. (DOI:10.9726/kspse.2016.20.1.050)
12. 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 of Power System Engineering, Vol. 19, No. 5, pp. 80-85. (DOI:10.9726/kspse.2015.19.5.080)
13. 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 of Power System Engineering, Vol. 19, No. 6, pp. 19-25. (DOI:10.9726/kspse.2015.19.6.019)
14. 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 of Power System Engineering, Vol. 17, No. 6, pp. 73-78.
15. SC/Tetra (Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.