

시뮬레이션을 이용한 축류팬 성능 개선 방법

임효목^a, 윤동규^a, 임충혁^{a*}

Performance Improvement Method of an Axial Fan Using Simulation

Hyo Mok Lim^a, Dong Gyu Yun^a, Choong Hyuk Yim^{a*}^a Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology,
232, Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 01811, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	24	December	2016
Revised	5	February	2017
Accepted	14	February	2017

Keywords:

Axial fan
Cordier diagram
Cfd
Cfx
Camber angle
Pitch angle

ABSTRACT

An axial fan has competitive advantages that can make air flow more straight and longer and produce larger air volume than the other kinds of fans. In those reasons, axial fans are widely used for ventilator, 4D cinema, duct, and so on. But, as it was designed and manufactured without any mathematical analysis or computer simulations, it is difficult to develop the performance of axial fans. Actually the axial fan is designed and manufactured in industry by imitation or traditional method. Flow velocity and volume of axial fan are changed by pitch angle, frame, the number of blade, camber angle, and chord length. In this paper, the performance of axial fan was analyzed and by computer program known as CFD. Finally, we have designed a new axial fan whose velocity and volume is improved. The performance of new axial fan is also compared with the of conventional fans experimentally.

1. 서론

축류팬(axial fan)은 기체의 유동 방향과 회전축의 방향이 같은 송풍기이다. 다른 송풍기에 비해 고속 운전에 적합하고 팬에 전동기를 직결할 수 있으므로 관로의 도중에 간단하게 설치할 수 있다. 또한 저압, 고풍량의 특성으로 인해 통풍, 환기, 배연, 보일러의 압입 통풍 등 산업 전반적으로 쓰이고 있다. 그리고 최근에는 4D 영화관에서 영화의 효율적인 4D 효과 구현을 위해서 많이 사용되고 있다. 이러한 축류팬은 산업 현장에서는 계산이나 공학적인 설계 없이 경험적으로 설계를 하고 생산을 하고 있다. 이는 축류팬의 이론적인 성능 분석이 전산해석 기법과 수치해석, 공기역학적인 방법 같은 복잡한 계산으로 이루어져 있기 때문이다.

본 연구는 축류팬의 수많은 변수 중에서 풍속과 풍량 개선을 위한 중요 변수들을 선정하고 이 변수들의 변화에 따른 축류팬의 성능을 이론적으로 분석하였으며, 시뮬레이션을 이용해 이론적 분석 결과를 확인하였다. 이러한 연구는 복잡한 기존 축류팬 설계에서의 시행착오를 줄이고 보다 쉽게 축류팬을 설계할 수 있는 이론적인 기반을 만드는 것이 될 것이다.

우선 기존 축류팬의 풍속과 풍량, 기계적 dimension을 측정하였고 풍속과 풍량에 영향을 끼치는 인자들을 결정하였다. 그리고 이론적 분석을 통해 성능을 분석하였으며 그 결과는 CFD (computational fluid dynamics)^[8]라는 유체의 유동을 분석하는 프로그램을 활용하여 시뮬레이션의 결과 값을 통해 확인하였다. 이러한 분석을 통해 축류팬의 풍속과 풍량의 개선을 위한 새로운 설계

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6345

Fax: +82-2-974-8270

E-mail address: chyim@seoultech.ac.kr (Choong Hyuk Yim).

안을 제안하였다. 새로운 제안에 따라 개선된 모델을 이론적으로 분석하고 CFD에 적용하여 시뮬레이션하고, 이론적 결과와 시뮬레이션의 결과가 비슷한 양상을 보이고 있는지 확인한다. 최종적으로 이론적 분석과 CFD를 통하여 얻어낸 개선된 모델을 실제 제작하고, 축류팬의 풍속과 풍량을 측정한다. 결과적으로 이론적으로 분석한 결과와 CFD를 통해 얻은 결과, 그리고 실제 실험을 통해 얻어낸 결과를 비교하여 실제 성능이 향상이 되었는지를 검증하였다.

2. 축류팬 이론적 설계 방법

2.1 기존팬의 특성 분석

본 연구에서 사용한 축류팬은 시중에서 쉽게 구할 수 있는 팬 (동건공업의 DTV-500)이고, 풍속은 축류팬의 토출부의 상단부에서 측정하였다. 그리고 축류팬의 직경과 피치각, 코드길이 등 기구적 측정을 통해 3D 모델링하였다. 실제 축류팬을 최고 모터 회전속도 1,680 rpm에서 작동시켜 풍속을 측정한 결과는 18 m/s였다. 동일한 조건 1,680 rpm에서 3D 모델을 CFD프로그램으로 시뮬레이션하였고, 그 결과는 Fig. 1과 같다. 실제 측정값 18 m/s에 거의 근접한 것을 알 수 있었다. Fig. 2는 바람의 흐름을 나타낸다.

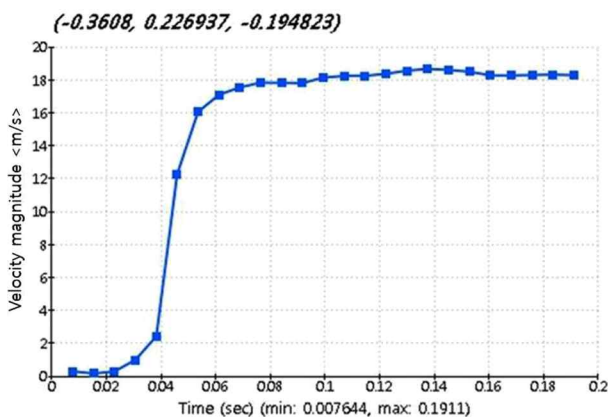


Fig. 1 Result of simulation

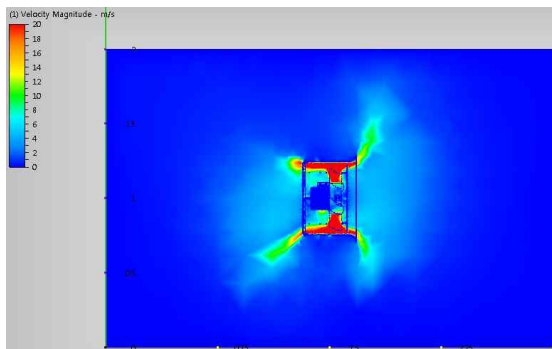


Fig. 2 Stream of air

2.2 축류팬 개선 변수

기존 축류팬 관련 논문과 자료들을 통해서 풍속, 풍량에 영향을 미치는 요인들을 분석하였다¹⁻⁵⁾. 개선 후 비교를 위해선 상사법칙에 따라야 하기 때문에 극단적인 날개 수, RPM, 날개 지름 등을 제외시키면 축류팬의 피치각, 코드길이, 캠버각, 국부적 캠버각이 풍속과 풍량에 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

2.3 피치각(Pitch angle)

Fig. 3에서 보이는 것과 같이 피치각은 팬의 허브와 날개가 이루는 각을 말한다. 피치각이 커질수록 풍량은 증가하고 이에 따른 날개의 항력 증가로 팬이 받는 축동력이 증가한다. 그러나 Fig. 4에서 표시한 부분을 보면 알 수 있듯이 피치각 증가에 따라 풍량이 증가하다가 압력이 높은 영역에서 일정 피치각 이상이 되면 풍량이 역전되는 현상을 알 수 있다. 이와 같이 피치각 증가에 따른 풍량은 일정 각도를 기점으로 역전 현상이 발생하기 때

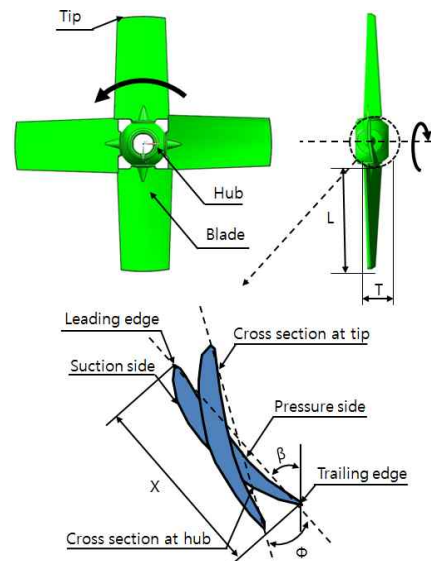


Fig. 3 Pitch angle¹¹⁾

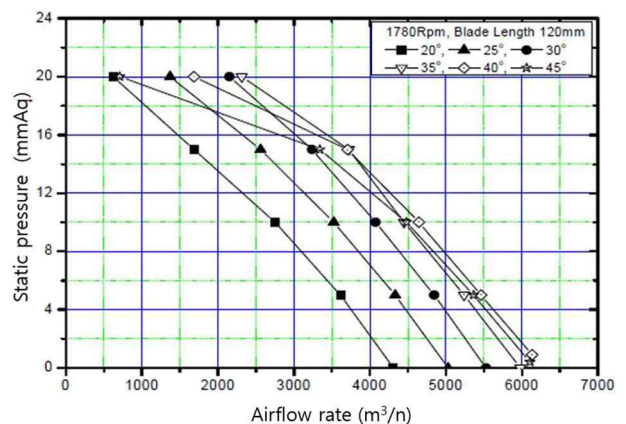


Fig. 4 Airflow rate according to pitch angle increase (20°~45°)¹¹⁾

문에 역전되지 않는 적정 피치각의 선택이 중요하다고 알려져 있다^{1,2)}.

2.4 코드길이(chord length)

코드길이는 Fig. 5에 표시된 부분인 현의 폭을 의미한다. Fig. 6과 같이 코드길이 또한 커짐에 따라 풍량이 증가하다가 일정 지점에서 감소한다. 이는 팬의 직경대비 높이 비가 일정할 경우 현절비를 고려하지 않은 코드길이의 증가는 오히려 풍량의 감소를 가져오기 때문이라고 알려져 있다. 그렇기 때문에 허브의 높이를 벗어나지 않는 선에서 증가할 필요가 있다. 또한 코드길이는 피치각이 증가하면 함께 증가시킬 수 있기 때문에 피치각과 상호 연관이 있다³⁾.

2.5 캠버각(camber angle)

캠버각은 축류팬 날개 곡면의 구부러진 정도이다. 구부러진 정도가 클수록 캠버각이 크다고 말한다. Fig. 7은 두 가지 다른 축류팬의 캠버각 증가에 따른 풍량과 소음을 측정된 결과이다. 두 모델 모두 캠버각 증가에 따라 풍량이 증가하는 것으로 측정되어 있다. 또한 그에 따라 소음도 풍량에 비해 작은 폭이지만 증가하였다. 결

과적으로 캠버각의 증가는 소음 대비 풍량의 증가를 가져왔지만 절대적으로 소음도 증가하였다. 팬에서 소음 또한 중요한 요소이기 때문에 캠버각의 증가는 신중히 고려해야 할 사항이다³⁾.

그래서 Lee³⁾는 날개 전체의 캠버각이 아닌 국부적인 캠버각의 변화를 주어 실험하였다. Fig. 8은 날개의 span을 나타낸 것이고, 실험은 span 25%마다 국부적인 캠버각을 주어 측정되었다. Fig. 9와 같이 25%와 75% 부근에서 소음이 작은 것을 알 수 있다. 특히 75% 부근에서의 국부적 캠버각은 가장 낮은 소음을 보이는 것으로 측정되어 있다. 소음 감소에 따라 풍량도 1510 CHM에서

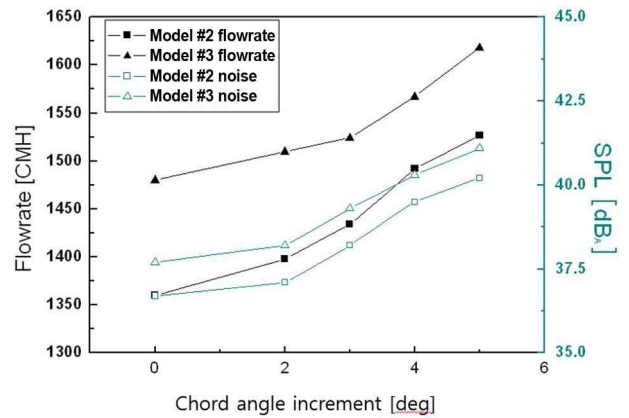


Fig. 7 Flow rate, noise according to camber angle increase³⁾



Fig. 5 Chord length⁷⁾

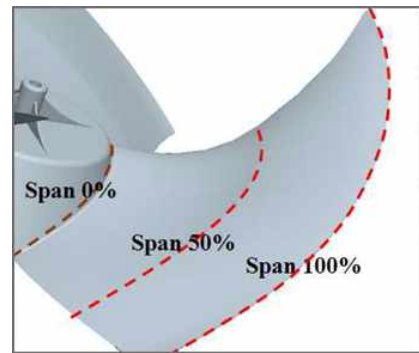


Fig. 8 Span of blade³⁾

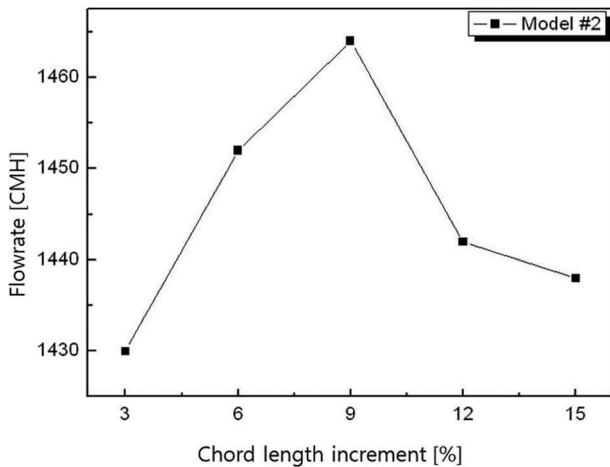


Fig. 6 Airflow rate according to chord length increase³⁾

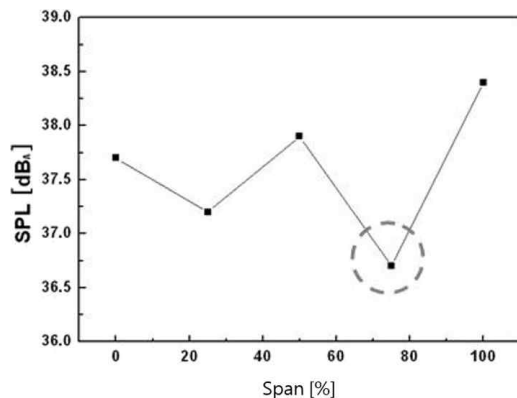


Fig. 9 SPL according to local camber angle³⁾

1587 CHM으로 증가하여 좋은 효과를 얻었다³¹.

Fig. 10은 실제 국부적 캠버각이 들어간 팬의 형상이다. 본 연구의 초기 모델도 Fig. 10과 같은 형상으로 되어 있다. 국부적 캠버각의 위치가 Fig. 9에서 최적의 위치와 비슷한 것을 알 수 있다.

2.6 무차원수(dimensionless number)

축류팬 개발에서 기본적으로 중요하게 사용되는 무차원수는 압력계수, 풍량계수, 동력계수 등이 있다. 압력계수(ψ), 풍량계수(Φ), 동력계수(ξ)는 각각의 압력(p), 풍량(Q), 출력(P)을 팬 직경(D), 회전속도(N), 밀도(ρ)로 무차원화한 것이다. 이 세 개의 무차원수를 이용하여 효율을 계산할 수 있다. 식 (1)은 각각의 계수를, 식 (2)는 효율(η)을 나타낸 수식이다³⁻⁵.

$$\psi = \frac{\Delta P}{\rho N^2 D^2}, \quad \Phi = \frac{Q}{ND^3}, \quad \xi = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\Phi \cdot \psi}{\xi} \quad (2)$$

또한 압력계수, 풍량계수와 관련 있는 비직경(D_s), 비속도(N_s)가

있다. 식 (3)와 같은 수식으로 나타내며 효율적인 팬은 비직경과 비속도가 일정한 상관관계를 맺는다. 그것을 나타낸 것이 Fig. 11의 Cordier 선도이다. 기존 팬의 Cordier 선도에서의 위치(빨간 점)를 보면 근접한 것을 알 수 있다. 효율이 좋은 팬이라는 것을 알 수 있다. Cordier 선도는 팬 개발초기에 회전 속도를 결정하였을 때 직경을 선정하는데 중요한 방법으로 사용되고 있다.

$$D_s = \frac{D \left(\frac{\Delta P_t}{\rho} \right)^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}} = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\Phi^{\frac{1}{2}}}, \quad N_s = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{P_t}{\rho} \right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{\Phi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad (3)$$

Cordier 선도에서 좌 상단은 풍량 대비 압력이 큰 것을 의미하고 주로 원심형 팬이 속한다. 우 하단은 압력 대비 풍량이 큰 것을 의미하고 축류팬이 해당된다.

식 (1)과 (2)는 개선된 팬과 기존의 팬의 효율을 비교하는데 사용할 수 있다. Lee³¹는 모터 회전속도의 변화에 따라서 실험하여 최대 효율점을 찾았다. 측정된 결과에서 최대 효율점을 찾고 최대 효율점에서의 풍량 계수를 얻을 수 있다. 이를 가지고 최대 효율점에서의 압력계수, 동력계수 또한 얻을 수 있다. 기존 모델의 계수 값들을 기준으로 하여 목표를 설정하였다. 실험을 통해서 개선된 모델을 개발하고 목표 값과 비교하여 개선 여부를 확인하는 방법을 사용하였다. 그러나 본 연구에서는 모터 회전속도에 따른 최대 효율점을 찾지 않고 모터 회전속도를 1,680 rpm으로 고정하였기 때문에 최대 효율점을 모터 회전속도 1,680 rpm에서의 효율 값으로 대체하였다.

3. 실험 결과

앞에서의 자료 분석을 통해 피치각과 코드길이, 캠버각, 국부적 캠버각을 조절하여 개선 방향을 설정하여 시뮬레이션을 하였다. 먼저 국부적 캠버각 변화에 따른 실험을 하고 캠버각, 피치각과 코드길이 순으로 진행한다. 기존의 팬은 Fig. 12와 같이 전단과 후단에 캠버각이 들어가 있었다. 따라서 2장의 Fig. 9를 참고하여 span 75% 부근 후단에 국부적 캠버각을 넣어 시뮬레이션하였다. 그러나 기존의 풍량과 차이가 거의 없었기 때문에 기존의 국부적 캠버각을 그대로 적용하였다. 전반적인 캠버각은 1°~2° 간격으로 시뮬레이션을 실행하였다. 그 결과 1° 증가했을 때 아주 미세하게 풍속이 증가하였지만 그 이상에서는 Fig. 7과 같이 소음의 증가 폭도 급상승하기 때문에 기존의 캠버각에서 1°가량 캠버각을 증가시켰다. 결과적으로 캠버각과 국부적 캠버각은 거의 변화를 주지 않았다.

피치각의 변화에 따른 시뮬레이션을 하였다. 피치각은 일정 각도

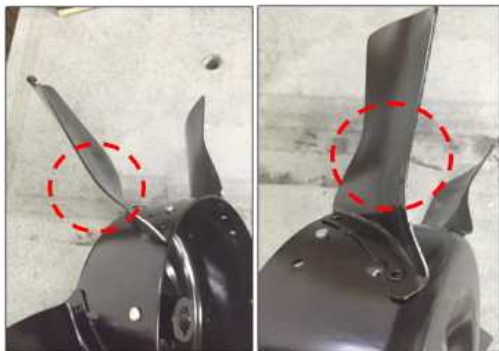


Fig. 10 Shape of local camber angle⁷¹

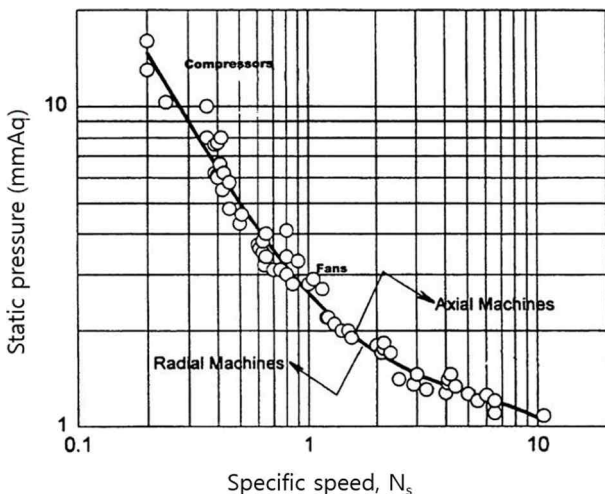


Fig. 11 Cordier diagram¹²¹

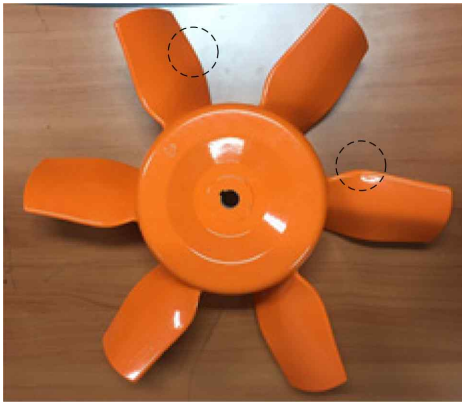


Fig. 12 Real shape of axial fan

이상에서 오히려 풍량이 역전되는 현상이 발생한다고 알려졌기 때문에 기존의 피치각에서 증가와 감소를 하여 결과를 비교하였다. 또한 피치각 증가에는 그에 따라 코드길이의 증가, 피치각 감소에는 코드길이 감소가 수반된다. 시뮬레이션 측정 값을 시간에 따른 풍속 그래프로 얻었다. 그래프는 정상 상태에 근접한 부근에서의 평균값을 기준으로 비교한다.

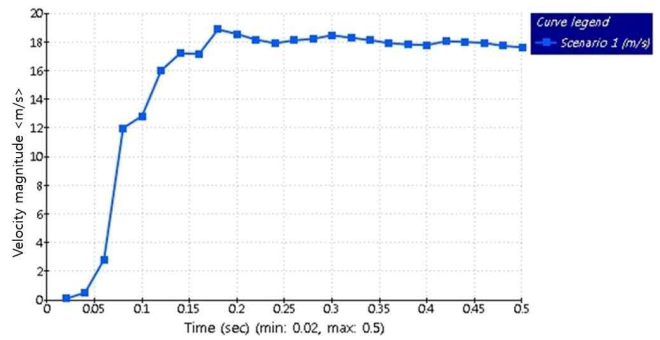
Fig. 13(a)는 기존의 피치각 52°에서 2° 감소시킨 50°에서의 결과이고, 풍속이 감소한 것을 알 수 있다. 따라서 50° 이하로는 감소시키지 않았다. Fig. 13(b)의 그래프는 기존의 피치각 52°의 결과로 풍속의 평균값이 18 m/s이다. Fig. 13(c)의 그래프는 52°에서 1° 증가시킨 53°의 풍속으로 거의 증가폭이 없이 유사한 풍속을 얻었다. Fig. 13(c)에서 거의 변화가 없어서, Fig. 13(d)의 그래프는 피치각을 2° 더 증가시킨 55°에서의 결과이다. 그 결과 풍속이 증가한 것을 알 수 있다. 18 m/s에서 0.5 m/s 증가한 평균 풍속 18.5 m/s을 얻었다. 풍속이 더 증가하는지 확인하기 위하여 1° 더 증가시켜 56°에서 시뮬레이션하였다. Fig. 13(e)의 그래프에서 보듯이 18.5 m/s보다 감소된 값을 얻었다. 결과적으로 55° 이상에서는 풍속이 역전되는 현상이 발생하였고, 피치각 55°가 최고의 풍속을 내는 값으로 결정되었다.

앞에서 결정한 값을 비교하기 위해서 무차원수로 정리하였다. 개선되지 않은 기존 팬의 값을 계산하였다. 토출부에서의 풍속에 따른 풍량을 토출부 면적으로 구하였는데 다음의 식 (4)와 같다.

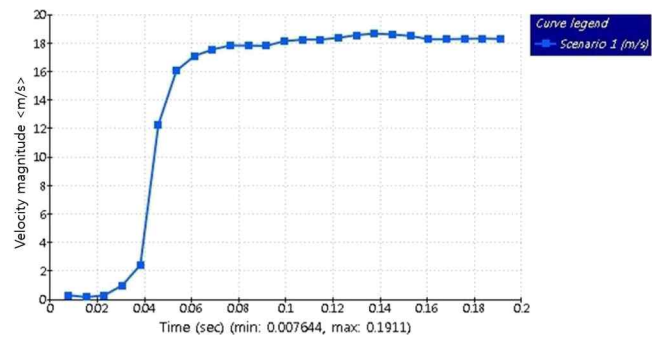
$$\begin{aligned} \text{Flow volume} &= 18[\text{m/s}] \cdot 0.05[\text{m}] \cdot 0.05[\text{m}] \\ &= 4.5 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned} \quad (4)$$

Table 1은 계산에 필요한 회전 속도, 팬 날개 직경, 밀도, 모터의 출력 값을 바탕으로 기존 팬의 풍량 계수, 압력 계수, 동력계수, 효율을 구했다.

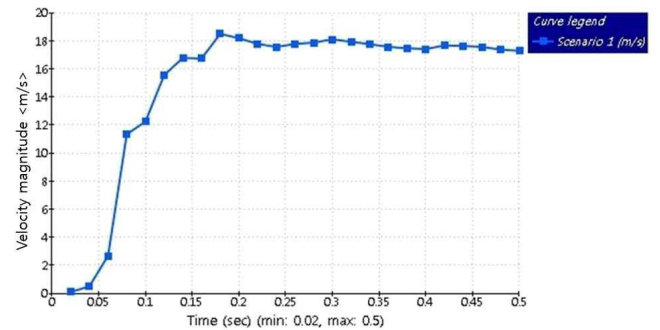
본 논문 2.6절에서 표현된 식 (1), (2)를 사용하여 각 무차원 변수를 구하면 Table 2의 값을 얻을 수 있다. 여기서 개선 모델은 같은 모터를 사용하기 때문에 같은 동력계수로 계산했다. 또한 토



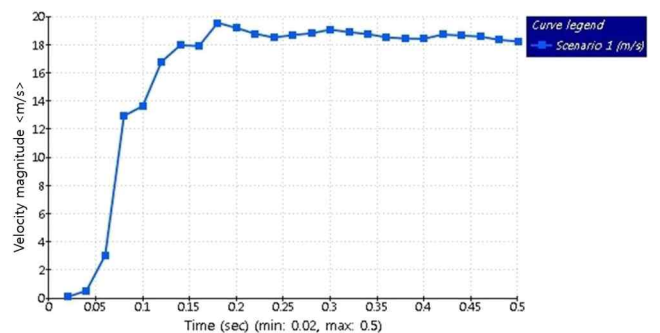
(a) Flow velocity of axial fan at pitch angle 50°



(b) Flow velocity of axial fan at pitch angle 52°



(c) Flow velocity of axial fan at pitch angle 53°

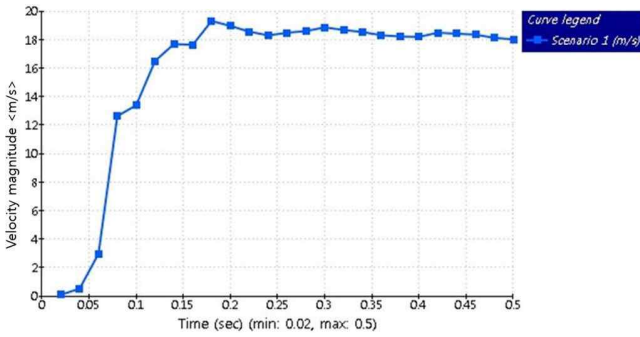


(d) Flow velocity of axial fan at pitch angle 55°

Fig. 13 Flow velocity according to pitch angle increase

출부에서의 압력분포도 거의 유사하기 때문에 같은 압력계수로 계산하였다.

개선 모델의 풍속 18.5m/s를 통해 풍량 계수(ϕ) 값을 구하면 식 (5)와 같이 계산된다. 그 결과 기존의 풍량 계수 0.2464에서



e. Flow velocity of axial fan at pitch angle 56°

Fig. 13 (Continued)

Table 1 Common elements

Rotational velocity (rad/s)	175.9
Diameter of fan (m)	0.47
Density (kg/m ³)	1.2754
Power of motor (N·m/s)	750

Table 2 Dimensionless number of initial fan

Φ (Flow capacity coefficient number)	0.2464
Ψ (Pressure coefficient number)	0.054
ξ (Power coefficient number)	0.0047
η (Efficiency)	2.8309

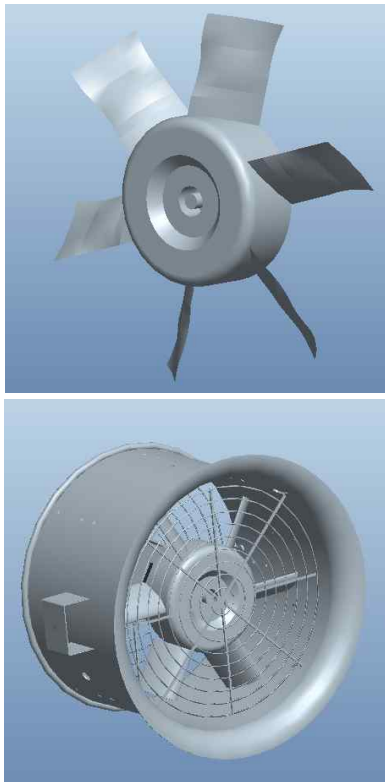


Fig. 14 Modeling of an axial fan

0.2519로 2.23% 증가하였다.

$$\text{Flow capacity coefficient number} = 4.6[\text{m}^3/\text{s}]/175.9[\text{rad/s}]/(0.47)^3[\text{m}^3] = 0.2519 \quad (5)$$

그리고 효율을 구하면 식 (6)과 같이 계산된다.

$$\text{Efficiency} = 0.2519 \cdot 0.054/0.0047 = 2.8942 \quad (6)$$

기존 모델의 효율은 2.8309에서 2.8942로 2.12% 증가하였다.

시뮬레이션을 통해 확인된 결과를 실제 팬에 적용하여 풍속을 측정하였다. 그 결과 풍속이 최소 18.45 m/s에서 최대 18.53 m/s 측정되어 평균 값 18.49 m/s를 얻었다. 시뮬레이션 결과 18.5 m/s와 오차 0.01 m/s로 아주 근소한 차이를 보였다. Fig. 14는 실험에 사용한 기존 팬의 3D 모델링 형상이다.

4. 결론

현재 축류팬의 개발은 분석이나 연구 없이 시행착오에 따른 경험적인 기술을 통해서 개발되고 있다. 또한 국내외의 학계 연구는 축류팬을 복잡한 전산해석기법이나 어려운 수치해석적인 공학적 방법을 통해 개발하기 때문에 전문적인 기술이 부족한 국내 중소기업에서 그 이론을 응용하여 현장에서 사용할 수가 없는 실정이다.

본 논문에서는 축류팬의 성능 향상을 위해 많은 성능 변수 중에 중요한 변수를 선정하고 이 변수들이 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 축류팬의 풍속에 큰 영향을 미치는 변수는 피치각, 코드길이, 캠버각, 국부적 캠버각 등이었으며 이론적인 자료 분석을 통해 축류팬에서는 피치각의 증가를 통해 풍속과 풍량을 개선할 수 있었다. 다른 축류팬의 개발에도 피치각과 코드길이, 캠버각, 국부적 캠버각의 변화를 통해 개발할 수 있다. 변수들의 변화에 따른 CFD 시뮬레이션을 하고, 압력(p), 풍량(Q), 출력(P)을 팬 직경(D), 회전속도(N), 밀도(ρ)로 정리하여 압력계수(ψ), 풍량계수(Φ), 동력계수(ξ)를 구한다. 기존의 값과 비교하면서 새로운 변수 값을 설정할 수 있다.

축류팬의 풍속 및 풍량 개발을 위해서 고안된 본 연구는 어렵거나 복잡하지 않고 짧은 시간과 간단한 실험을 통해 효과적인 결과를 얻는 방법으로 현장에서 사용될 수 있을 것으로 예상된다.

후기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내 일반과제 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

- [1] Jeon, S. T., Cho, J. T., 2012, Effect of Pitch Angle and Blade Length on an Axial Flow Fan Performance, Korean J. Air conditioning and Ref. Eng., 1:25 43-48.
- [2] Kim, C. J., 1996, Effects of pitch angle and maximum camber on an axial flow fan performance, Korean J. Air conditioning and Ref. Eng., W-40 269-274.
- [3] Lee, S. J., 2010, Parametric Design of Axial Fan for Air-Conditioning Unit in terms of Aerodynamic Performance and Noise Level, Master Thesis, Inha University, Republic of Korea.
- [4] Kim, Y. H., 2007, Design of slim, High-efficient, 3-D Bladed Turbo Fan, Master Thesis, Inha University, Republic of Korea.
- [5] Kim, J. M., 2004, Study on Centrifugal Blower with High Inlet Resistance, Master Thesis, Sunmoon University, Republic of Korea.
- [6] Google, viewed 3 June 2016, Cordier diagram, <<https://www.google.com/patents/US7001140>>.
- [7] Dongkun Industrial Co. Ltd, viewed 10 May 2016, <<http://www.dongkun.com/html/main/main.html>>.
- [8] Wikipedia, viewed 5 March 2016, <<https://ko.wikipedia.org/wiki/CFD>>.