Research Paper

Journal of Aerospace System Engineering
Vol.13, No.1, pp.29-37 (2019)

ISSN 1976-6300
EISSN 2508-7150
http://dx.doi.org/10.20910/JASE.2019.13.1.29

CFD를 이용한 블레이드 형상 변화에 따른 블로워 임펠러 최적설계

유다미[1,2] · 김세모[1,2] · 장혜림[1,2] · 한대현[1,2] · 강래형[1,2,3†]

[1]전북대학교 메카트로닉스공학과, [2]로스알라모스연구소-전북대학교 한국공학연구소,
[3]전북대학교 유연인쇄전자공학과

Optimal Design of Impeller according to Blade Shape Variation Using CFD Simulation

Da-Mi Yu[1,2], Semo Kim[1,2], Hye-Lim Jang[1,2], Dae-Hyun Han[1,2] and Lae-Hyong Kang[1,2,3†]

[1]Department of Mechatronics Engineering, [2]LANL-CBNU Engineering Institute-Korea,
and [3]Department of Flexible and Printable Electronics, Chonbuk National University

Abstract

The objective of this study was to investigate the influence of the blade shape on the impeller performance, for design optimizing of the high airflow impeller. First, the quantity, angle, and length of blades, which are considered to have a large influence on the impeller performance, were selected as design variables. Then, 27 cases of impeller shapes were selected according to the design of experiment (DOE). To predict the conduct of the blower based on the selected impeller shape, flow analysis was performed using the immersed solid method of ANSYS CFX. In the CFD results, the highest airflow was expected in the impeller having a combination of 50 EA, 6° and 5 mm. Finally, a blower with the original impeller shape and the optimized impeller shape was fabricated using a 3D printer, and the analysis tendency and experimental tendency were verified through experiments.

초 록

본 논문에서는 높은 풍량을 갖는 임펠러 형상 최적 설계를 위하여, 블레이드 형상이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 파악하였다. 먼저 임펠러 성능에 큰 영향을 미칠 것이라 판단되는 블레이드 개수, 각도, 길이를 설계변수로 선정하고, 실험계획법에 의거하여 정한 설계 수준에 따라 각기 다른 27가지 임펠러 형상을 설계하였다. 그리고 블레이드 형상 변화에 따른 임펠러 성능변화를 예측하기 위해 ANSYS CFX로 유동해석을 진행하였다. CFD 결과, 블레이드 개수 50 개, 각도 6°, 길이 5 mm 조합의 임펠러 형상에서 가장 높은 풍량이 발생되었다. 마지막으로, 해석 결과를 바탕으로 3D프린터를 이용하여 기존 임펠러 형상과 시험군 임펠러 형상을 제작하였고, 블로워의 토출구에서의 유량을 측정하여 CFD 결과와 비교하는 검증 실험을 진행하였다.

Key Words : High-Blower Fan(고풍량 팬), Impeller Design(임펠러 설계), Optimum Design(최적 설계), CFD(전산유체해석), Immersed Solid Method, Design of Experiment(실험계획법), 3D printing(3D 프린팅)

1. 서 론

임펠러는 원심력을 이용한 송풍기나 펌프 내부에서 회전하는 날개를 말하며, 날개가 회전하면서 생기는 원심력을 이용하여 유체에 운동에너지를 주고, 이 운동에너지가 압력으로 변환하여 유체를 수송한다. 이러한 원리를 이용해 주로 강한 송풍을 요구하는 장치나 항공기의 터보팬, 연료 펌프 등에 쓰이고 있다. 또한 최근에는 드라이어나 공기 순환기, 청소기 같은 가전제품의 시장이 고급화되면서 임펠러의 수요가 증가하였고, 그에 따른 고성능 설계가 요구되고 있다. 임펠러가 적용된 기계의 경우, 송풍기나 펌프로 유체가 가속

Received: Oct 11, 2018 Revised: Jan 23, 2019 Accepted: Feb 03, 2019
† Corresponding Author
Tel: +82-63-270-3372, E-mail: reon.kang@jbnu..ac.kr
Ⓒ The Society for Aerospace System Engineering

하는 대신에 내부에서 임펠러를 회전시켜서 유체에 직접 회전 운동을 주므로, 임펠러의 형상, 치수가 성능에 크게 영향을 끼쳐 임펠러에 대한 최적 설계가 요구되고 있다. 임펠러의 블레이드 형상변화에 따른 영향을 확인하는 자료는 제한적이다[1-6].

본 연구에서는 임펠러 최적설계를 위하여 임펠러의 블레이드 각도, 길이, 개수를 설계 변수로 설정하고, 이 설계 변수가 임펠러의 성능에 미치는 영향에 대하여 수치해석을 통해 분석하였다. 먼저 기존의 블로워 제품을 참고하여, 임펠러와 하우징으로 나누어 모델링 하였다. 그리고 실험계획법 (DOE; design of experiment)을 이용하여 선정한 설계변수의 수준에 따라 임펠러 형상을 제작하고, 동일한 하우징에서 유동해석을 통해 경향성을 분석하였다. 그리고 해석의 신뢰도를 확인하기 위해 유동해석 결과를 토대로 기존 임펠러 형상과 실험변수에 따라 변경된 형상을 3D 프린터로 제작하여 검증 실험을 진행하였다.

2. 유동해석 모델 및 경계조건 설정

2.1 설계변수에 따른 임펠러 모델 선정

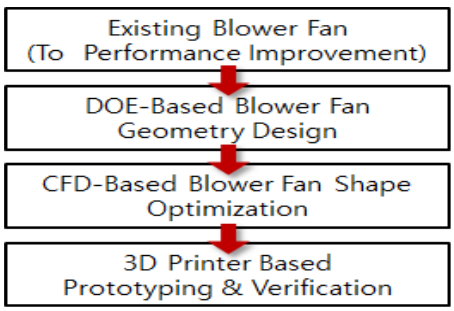


Fig. 1 Flow Chart of Impeller Design

블로워 임펠러 설계 단계는 Fig. 1 에 나타내었으며, 기존 임펠러 형상은 Fig. 2 에 명시하였다.

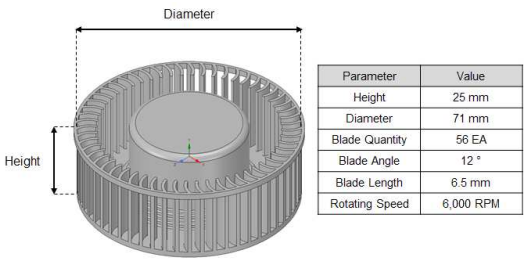


Fig. 2 Original Impeller Model

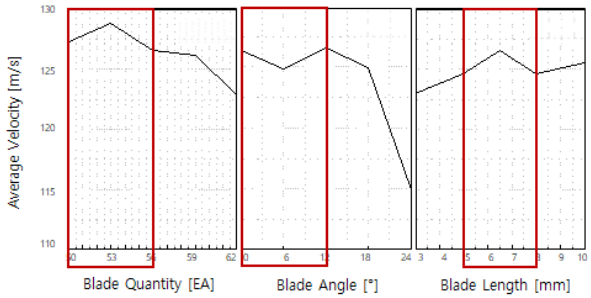


Fig. 3 Average Velocity according to Design Variation

본 연구에서는 블레이드 개수와 각도, 길이를 설계변수로 정하고 3인자 완전 요인 배치법으로 실험계획법을 수립하였고, 설계변수 수준에 따른 27가지의 임펠러를 선정해 유동해석을 진행하였다. 설계변수를 블레이드 개수와 각도, 길이로 선정한 이유는 블레이드 형상이 임펠러 성능에 미치는 영향을 파악하여, 기존과 회전속도와 크기는 동일하지만 풍량이 높은 임펠러를 개발하기 위함이다. 초기 설계변수 수준은 기존의 변수 수준을 기준으로 삼아 mid level로 선정하고, 블레이드 개수는 ±10 %, 블레이드 각도는 블레이드 첫 단 (leading edge)과 끝 단 (trailing edge)을 잇는 직선과 임펠러 중심에서 블레이드의 한 점까지를 잇는 직선의 각도를 의미하며, low level은 0°, high level은 mid level의 2배인 24°, 블레이드 길이는 기존의 길이는 임펠러 직경 71 mm의 10% 이므로, low, high level은 각각 5%, 15%에 해당하는 값으로 선정하였다. 선정한 설계 수준에 따른 유동해석을 통해 주효과를 Fig. 3에 정리하고 설계 수준과 영역을 검토하였다.

Table 1 Design Criteria for Blade

Parameter	Design Level		
	Low	Mid	High
Quantity[EA]	50	53	56*
Angle[°]	0	6	12*
Length[mm]	5	6.5*	8

*Original blade parameter

블레이드 개수 수준에 따른 속도 변화를 확인하면, 전체 수준영역 중 56 개 이하의 구역에서 높은 속도 값이 나오므로, 이 수준에서 좋은 성능이 나올 것이라 예측되어 Table 1과 같이 인자에 따른 수준을 재선정

하였다. 블레이드 각도와 길이의 경우도 이와 같은 방법으로 재선정하였다.

2.2 임펠러 형상에 따른 성능시험 모사를 위한 CFD 해석 모델

임펠러 형상에 따른 성능을 예측하기 위해 상용 해석 코드인 ANSYS-CFX 17.2을 사용하여 해석을 수행하였으며, 설계 변수에 따라 임펠러 형상이 변경된 27가지 경우에 대하여 블로워 출구에서의 체적유량(volume flux [CMM])을 비교하였다. 체적 유량을 구하는 식은 아래와 같으며, Ansys CFD-POST 에서 블로워의 출구에 해당하는 단면적에 흐르는 질량 유량을 이용하여 구했다. 표준 대기 조건으로 유체의 조건을 설정하였으므로, 25 °C의 공기 밀도인 1.18 kg/m^3 을 이용하였다.

$$Volu\,flux\,[CMM] = \frac{Mass\,flow\,at\,blower\,outlet}{1.18\,kg/m^3} \times \frac{60\,s}{1\,\min} \qquad (1)$$

2.2.1 유동장 및 격자 생성

블로워의 입구와 출구에 해당하는 경계조건을 설정하고 임펠러의 회전속도만으로 작동하도록 하게 되면, 입구와 출구의 경계면에서 경계조건 값을 평균화하는 현상이 발생해 임펠러 형상 변화에 따른 성능 변화를 확인하기에 어려움이 있다.

따라서 Fig. 4 (a)와 같이 블로워를 포함하는 큰 유동영역 모델 (FZ; fluid zone)을 추가 제작하였다. FZ의 경계조건이 해석에 영향을 미치지 않도록 크게 모델링을 하여야 하지만 유동장의 크기가 커질수록 해석에 소요되는 시간이 기하급수적으로 증가하기 때문에, 적절한 크기를 선정할 필요가 있다. 따라서 $2{,}000\,mm \times 2{,}000\,mm \times 2{,}000\,mm$ 크기의 유동장부터 $200\,mm \times 200\,mm \times 200\,mm$ 크기까지 점차 유동장의 크기를 줄여가며 크기가 다른 4가지 경우에 대해 해석을 진행하였다. 그 이하로 작은 크기는 폐쇄효과로 인해 해석의 오차가 발생하게 되므로 제외하였다. 해석의 정확도를 확인하기 위해 입구에서 유입되는 유량과 출구에서 토출되는 유량을 확인하고 그 손실률을 비교하였다.

$$Loss\,[\%] = \frac{Volume\,flux\,at\,inlet - Volume\,flux\,at\,outlet}{Volumel\,fluxl\,at\,inlet} \qquad (2)$$

Fig. 5에 요약한 결과, 입·출구에서의 체적 유량을 비교해보면 $2{,}000\,mm \times 2{,}000\,mm \times 2{,}000\,mm$ 에서 $200\,mm \times 200\,mm \times 200\,mm$ 까지 큰 차이가 없는 것을 확인할 수 있고, 이 차이는 임펠러 형상 변경에 의한 경향성을 확인하기에 유의미하지 않다고 판단하여 $200\,mm \times 200\,mm \times 200\,mm$ 의 조건으로 선정하였다.

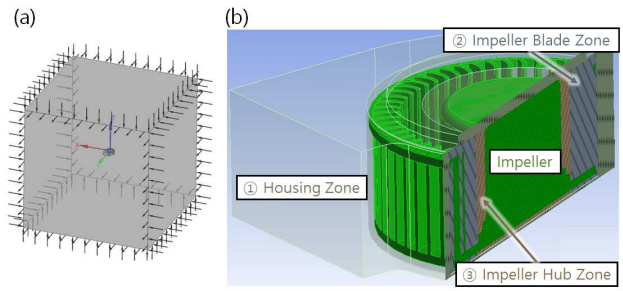


Fig. 4 Fluid Domains and Impeller of Simulation: (a) Domain of Fluid Zone; (b) Domain of The Blower fan

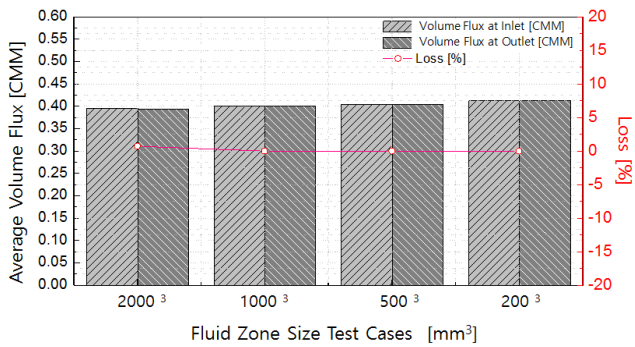


Fig. 5 Results of Fluid Domain Size Verification Test

수치해석을 하는데 있어서 해의 정확도를 좌우하는 가장 중요한 부분의 하나가 계산 격자이며 우수한 품질의 격자를 생성하기는 쉽지 않다. 정밀한 유동해석을 진행하려면 격자를 조밀하게 생성해야 하는데 전체적으로 격자의 수를 많이 하면 불필요한 해석시간을 소모하게 되므로, 해석 결과의 신뢰성과 해석 과정에서의 효율성을 고려하여 중요도에 따라 격자를 배치할 필요가 있다. 따라서 회전속도가 높은 블레이드 주위 부분에는 격자를 집중 배치하고 상대적으로 유속이 느린 부분은 덜 조밀하게 격자를 배치하기 위해 Fig. 4 (b)와 같이 전체 유동장에 해당하는 도메인을 HZ (hosing zone), IHZ (impeller hub zone), IBZ (impeller blade zone) 으로 나누고 impeller 도메인을 유동장 안에 잠기도록 생성하였다. 그리고 효율적인 격자 조건 선정을 위해 각 유동장의 격자 크기 및

조밀도에 따른 격자 수렴 시험 (mesh convergence test)을 진행하였다. Table 2에 시험 조건을 정리하였으며, Fig. 6에 그 결과를 정리하였다. 격자 수렴 시험 결과, #5부터는 시간에 따른 체적 유량이 ±2% 이내로 일정하게 유지된다는 것을 확인할 수 있었으며, 이를 기준으로 수렴정도를 판단하였다. 수렴된 #5, #6, #7 중에 해석 시간에 대한 효율이 가장 좋은 #5의 격자 조건으로 선정하였다. 최종 선정된 전체 도메인의 격자수를 Table 3에 정리하였다.

Table 2 Mesh Information of Mesh Convergent Test

Mesh	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7
	Elements Size (mm)						
Impeller	6	4	1	1	1	0.8	0.6
IBZ	6	4	1	1	0.8	0.8	0.6
IHZ	10	10	1.5	1.5	1.5	1	1
HZ	10	10	1	1.5	1.5	1	1
FZ	40	40	15	15	15	15	15
S.R.T	15	20	47	40	50	80	200

*# = Mesh Case

*S.R.T = Solver Running Time

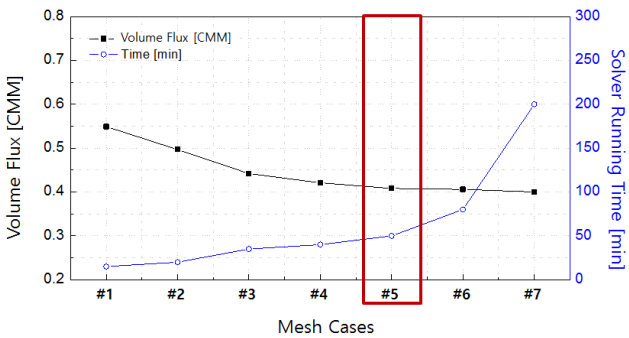


Fig. 6 Mesh Convergence Test Results

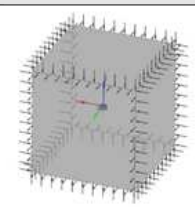
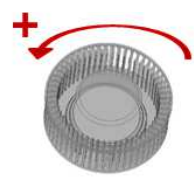
Table 3 Mesh Information of Each Domain

Type	Mesh Information	
	Nodes	Elements
Impeller	1,139,428	756,567
IBZ	835,589	214,984
IHZ	50,486	14,119
HZ	171,375	47,983
FZ	44,796	13,705
All Domains	224,1674	1,047,358

2.2.2 도메인 및 경계조건

본 연구에서 사용된 공간 조건 (domain condition)은 Table 4에 정의하였다. 도메인 중 유동장에 해당하는 부분은 정상 상태 (stationary state) 조건을 갖는 25 °C의 1 atm 공기로 설정하였으며, 임펠러 에 해당하는 부분은 6,000 rpm으로 회전하는 immersed solid 조건으로 설정하였다.

Table 4 Domain Condition

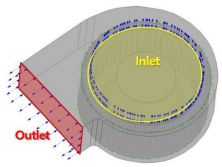
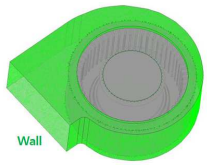
FZ, hZ, IBZ, IHZ		
Type	Fluid domain	
Fluid Material	Air at 25 °C	
Models Pressure	1 atm	
Models Motion	Stationary	
Impeller		
Type	Immersed Solid	
Models Motion	Rotating	
Rotating Speed	6,000 rpm	
Rotation Direction	Counterclockwise	

본 연구는 수치해석에 사용된 블로워와 실제 블로워의 조건을 동일하게하기 위하여, Table 5에 보이는 바와 같이 블로워의 입구와 출구부의 경계조건을 열려진 조건 (opening) 으로, 블로워의 하우징에 해당하는 부분에는 벽조건 (wall) 으로 하여 유체의 흐름이 제한되도록 설정하였다. 각 유체 도메인 사이의 접촉경계면은 GGI (General Grid Interface)으로 정의하여 격자 사이의 해석 정보가 전달되도록 하였다. 유동특성을 파악하기 위하여 기존 격자를 변형하지 않으며, 계산 시간과 수렴성이 높아 다양한 case study에 유리한 ISM (immersed solid method)을 사용하였다[2,3]. 다만, 기존 연구에 따르면 경향성은 실험과 유사하나 절대적 수치에서 차이가 있다.

회전하는 임펠러의 유동현상을 해석해야하므로 유동분리현상의 예측 정확도가 높은 SST (shear stress transport) 난류모델을 선정하였으며[7-9], 해석 결과의 안정성을 위하여 수렴기준 (convergence criteria)을 1×10^{-5}으로 정의하였다. 유동 현상을 확인하기 위한 총 해석 시간 (total time)은 완전발달 (fully

developed) 상태인 0.2 초, time step은 6.70E-3 초로 설정하였으며, 64비트 운영체제를 갖는 Windows10-based computer (Intel(R) CPU, 3.4 GHz, 32GB RAM) 환경에서 수행하였다.

Table 5 Boundary Condition

Inlet, Outlet of HZ		
Type	Opening	
Mass and Momentum	Opening Pressure and No Direction	
Relative Pressure	1 atm	
Wall of HZ		
Type	Wall	
Mass and Momentum	Smooth Wall	
Relative Pressure	No slip Wall	

3. 유동해석 결과 및 분석

3.1 설계변수에 따른 27가지 임펠러 모델에 대한 CFD 해석 결과

3.1.1 출구에서의 경향성 파악

설계변수 수준에 따라 선정한 27가지 임펠러를 동일한 블로워 하우징과 결합하여 해석을 진행하였다. 각 블로워 팬의 성능 평가를 위하여, 블로워의 토출구 부분 0.00156 m^2 (0.054 m × 0.029 m)에서의 체적 유량 값을 비교하였다. 이때 모든 출력된 체적 유량은 임펠러가 6,000 rpm으로 회전하고 완전발달상태인 0.2 초에 유량을 산출하였다.

Figures 7-9은 설계 변수에 따른 블레이드 변화가 체적 유량에 미치는 영향을 나타낸 결과이다.

Figure 7에서 블레이드 개수와 길이가 체적 유량에 미치는 영향을 비교하기 위해서 블레이드 각도 별로 정리하였다. 블레이드 각도가 0° 일 경우, 5 mm에서는 개수가 50 개 일 때 유량이 큰 조합이며 53 개에서 낮아졌다가 56 개에서 다시 높아지는 경향성을 보였으며, 6.5 mm 또는 8 mm 일 경우에는 50 개 일 때 유량이 큰 조합이며 개수가 줄어들수록 유량이 커지는 경향성을 확인하였다. 블레이드 각도 6°, 12°에서, 5 mm, 6.5 mm, 8 mm 일 경우 모두 50 개에서 유량이 가장 높았으며 53 개, 56 개로 개수가 증가할수록 유량이 감소하는 경향성 확인할 수 있었다.

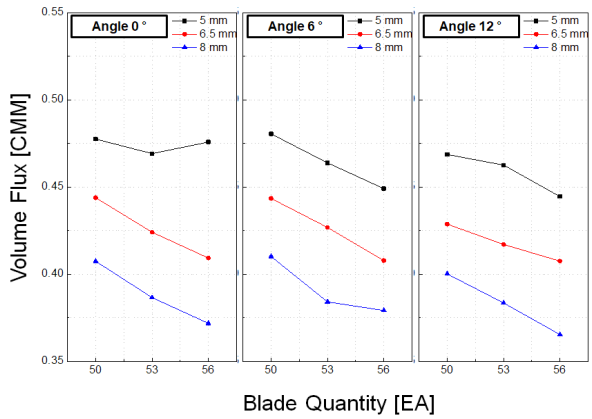


Fig. 7 Volume Flux According to Blade Quantity Variation

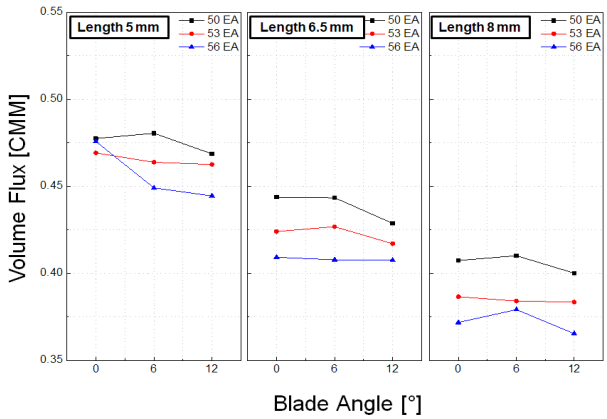


Fig. 8 Volume Flux According to Blade Angle Variation

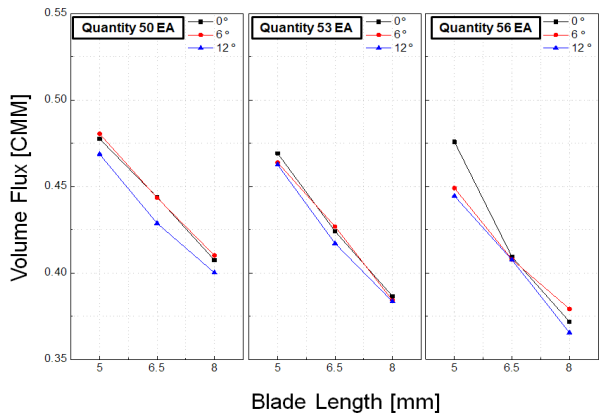


Fig. 9 Volume Flux According to Blade Length Variation

Figure 8에는 블레이드 각도와 개수가 체적 유량에 미치는 영향을 비교하기 위해서 블레이드 길이 별로 정리하였다. 먼저 블레이드 길이 5 mm 일 때, 개수 50 개 일 경우는 6°에서 가장 높은 유량을 보였으며, 이 때의 유량 값은 27 개 경우의 임펠러 출력 유량 중 가장 높았다. 53 개 또는 56 개일 경우에는 0° 일 때 유량이 큰 조합이며 각도가 작아질수록 유량이 크나, 53개인 경우는 유량 변화에 큰 차이가 없다는 것을 확인하였다. 그리고 6.5 mm일 경우, 53 개에서는 각도가 6° 일 때 유량이 큰 조합이며, 50 개 또는 56 개일 경우에는 0° 일 때 유량이 큰 조합이며 각도가 작아질수록 유량이 큰 조합이지만, 56개 인 경우 각도 변화가 유량변화에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있다. 마지막으로 블레이드 개수가 8 mm일 경우, 50 개와 56 개에서는 각도가 6° 일 때 유량이 큰 조합이며, 53 개일 경우에는 0° 일 때 유량이 큰 조합이며 각도가 작아질수록 유량이 큰 조합이지만 유량변화에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있다.

Figure 9에서는 블레이드 길이와 각도가 체적 유량에 미치는 영향을 비교하기 위해서 블레이드 개수에 따라 정리하였다. 모든 블레이드 개수 경우에서 각도가 0°, 6°, 12° 일 때 5 mm에서 가장 높은 유량을 갖는 조합을 가졌다. 그리고 다른 변수 변화에 비하여 개수 변화에 따른 유량 변화가 크고 뚜렷하다는 점을 보아, 유량에 가장 큰 영향을 미치는 변수라고 판단되었다.

3.1.2 토출구에서의 유체 속도와 흐름 방향 특성

유동해석 결과, 블레이드 개수가 50개, 각도가 6°, 길이가 5mm일 경우에 가장 좋은 성능을 보였으므로, 이 경우를 최적 임펠러 (optimized impeller) 로 선정하고 기존의 임펠러 (56 EA, 12°, 6.5 mm) 와 비교하였다. 다음 유동 결과는 Fig. 10에 표시된 토출구 영역에서 비교하였다. 그림의 왼편에 있는 것이 전체(global)좌표계이고, 블로워 내부에 있는 것이 회전(local)좌표계이다. 본 연구에서 정리한 해석 내용은 전체 좌표계를 기준으로 정리하였다.

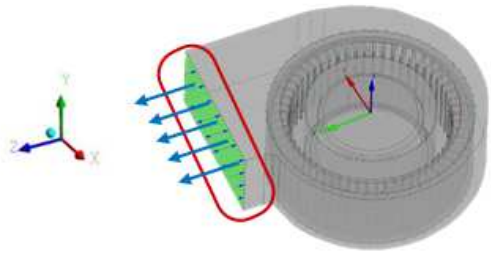


Fig. 10 Outlet Area of Blower

Table 6 Velocity, Velocity w Contour at Outlet

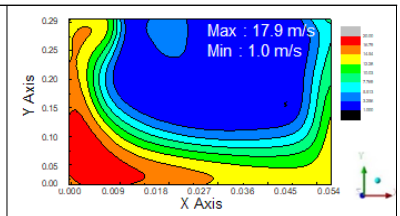
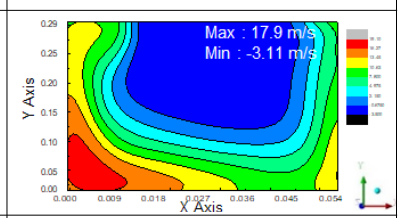
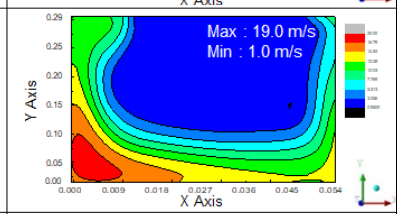
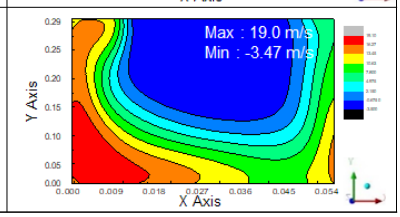
Original impeller (56 EA, 12 °, 6.5 mm)	Velocity	
	Velocity w	
Optimized impeller (50 EA, 6 °, 5 mm)	Velocity	
	Velocity w	

Table 6의 velocity와 velocity w의 contours를 통해 토출구에서 유체의 유동을 확인할 수 있다. 유체의 흐름이 z축 방향이기 때문에 velocity w contours도 확인하였는데, 전체적인 최대 속도는 최적 임펠러에서 더 높으며 두 임펠러 경우 모두 토출구 상단 부분에서 유체의 일부가 반대로 유입되는 현상을 볼 수 있었다.

이 현상을 파악하기 위해, 블로워의 바닥면부터 입구까지 유체가 흐르는 방향과 움직임을 확인하였다. 다음 Fig. 11는 블로워의 바닥면으로부터 20%, 50%, 80% 높이에 해당하는 블레이드 첫 단과 끝 단을 잇는

방향 평면 (span wise)인 XZ 평면에서의 속도 벡터(vector)이다. 속도 벡터 각 구성면에서 유체 입자들의 흐름에 대한 분석을 하는데 도움이 된다[3,5].

해석 결과를 살펴보면 임펠러가 반시계 방향으로 회전하게 됨으로써 블로워의 입구에서 들어왔던 유체가 아래쪽 면을 따라 압축되어 강한 속도로 토출되는 것을 확인할 수 있다. 그와 반대로 위쪽 (80% span wise)에는 압력이 상대적으로 낮아지게 되면서 토출되었거나 밖에 있던 유체의 일부가 블로워 내부로 들어왔다가 다시 나가는 현상을 볼 수 있다. 그러나 실제 블로워에는 토출구에 길이가 긴 파이프가 연결되어있으므로 이러한 현상은 보완될 것으로 고려된다.

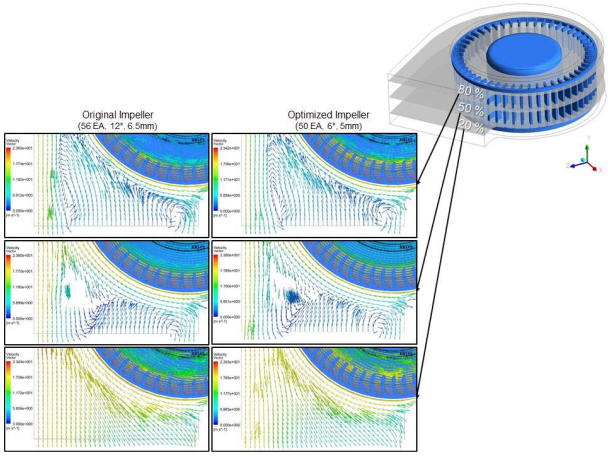


Fig. 11 Velocity Vector Contours at Different Span Wise Locations of 20, 50, and 80%

3.1.3 블로워 하우징 내 속도와 압력 분포 특성

블로워의 하우징 안에서 전체 유동현상을 보기위하여, Table 7와 Table 8에서도 마찬가지로 블로워 바닥면으로부터 20%, 50%, 80% 높이에 해당하는 XZ 평면에서의 압력과 속도 분포를 contour로 나타내었다. Table 7의 압력 분포를 통해 임펠러의 내부유동 성분을 확인할 수 있다. 임펠러가 회전하게 됨으로써 발현되는 기계적 에너지는 임펠러의 첫 단부터 끝 단에서의 압력을 증가시키고 있는 것을 확인할 수 있으며, 이러한 압력 변화는 임펠러 형상 변화에도 일정한 것을 볼 수 있다.

Table 7 Pressure Contours at Different Span Wise Locations of 20, 50, and 80%

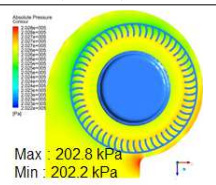
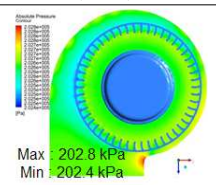
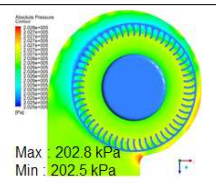
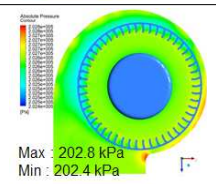
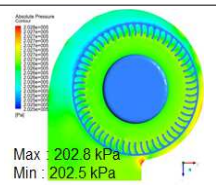
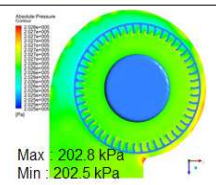
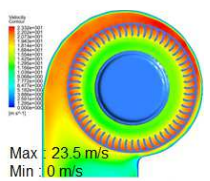
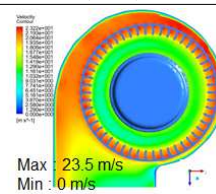
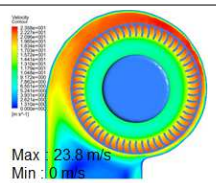
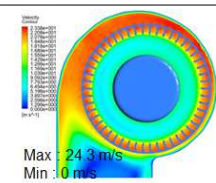
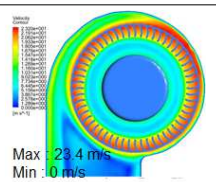
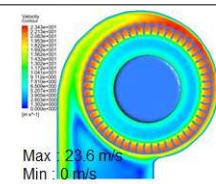
Location	Original Impeller (56 EA, 12 °, 6.5 mm)	Optimized Impeller (50 EA, 6 °, 5 mm)
20%		
50%		
80%		

Table 8 Velocity Contours at Different Span Wise Locations of 20, 50, and 80%

Location	Original Impeller (56 EA, 12 °, 6.5 mm)	Optimized Impeller (50 EA, 6 °, 5 mm)
20%		
50%		
80%		

블로워 내부의 압력은 전체적으로 대기압과 비슷한 압력을 유지하고 있으며, 유체가 임펠러에 의하여 회전하여 토출구로 나가는 부분은 상대적으로 압력이 낮

고, 그에 따라 Table 8에서도 속도가 높은 것을 확인할 수 있었다. 또한 오른쪽 하단의 블로워 토출구 쪽의 압력이 매우 높은 것을 보여주는데, 이는 압력차이로 나갔다 다시 들어오는 유체 및 회전하는 유체들의 진행방향에 마주하는 방향으로 벽이 있기 때문에 압력이 높아지는 현상이 나타나는 것으로 볼 수 있다.
Table 8의 velocity contours는 각 부분에서의 위치 에너지와 압력의 움직임에 따른 영향을 보여준다. 블로워 안에서의 유체의 속도는 50% 위치에서 가장 높은 속도가 발생하였다. 전체적으로 기존 임펠러보다 설계 변수 수준 따라 형상이 변경되어 최적화한 임펠러에서 최대 속도가 더 높고, 임펠러 회전에 따른 속도 변화도 임펠러 형상 변화에서 일정하게 변화됨을 확인하였다.

4. 3D 프린팅을 이용한 CFD 해석결과 검증

4.1 검증실험을 위한 블로워 모델 및 시험 장치

CFD 해석 검증을 위해 유동해석에서 사용된 동일한 하우징 모델과 임펠러 모델이 Fig. 12 (a)에 보인 바와 같이 제작되었고, Fig. 12 (b)는 3D 프린팅 제품과 동일한 하우징 모델과 임펠러 모델을 가진 공장에서 제조된 상용 제품으로 3D 프린팅 제품의 신뢰도를 확인하기 위한 비교 실험에 사용되었다.

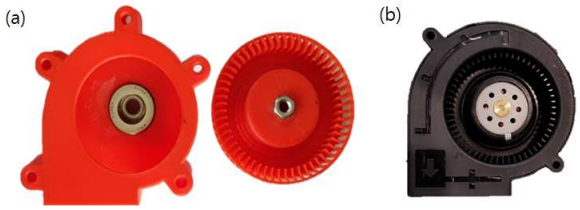


Fig. 12 Housing and Impeller for Verification Experiment: (a) 3D Printed Blower Fan; (b) Manufactured Blower Fan

실험에 쓰인 모델은 PLA (polylactide)를 사용해 3D 프린터로 출력하여 제작하였으며, encoder motor (IG-32GM)을 사용하였다. 풍량을 측정하기 위하여 토출구 부분에 풍속계 (AS836, 측정범위 0~45m/s, 분해능 0.1m/s, 정확도 ±3%±0.1dgts)를 설치하였으며, 출력된 풍속에 출구면적을 곱하여 풍량 (CMM)을 구하였다. 전체 실험 set-up 내용을 Fig. 13에 정리하였다. Motor driver로 임펠러 회전 속도를 조절하였으며, 그 회전 속도를 Arduino UNO를 거쳐 PC로 출력하였다.

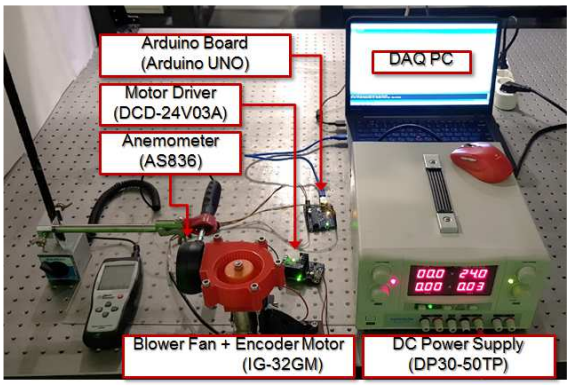


Fig. 13 The Set-up of Verification Experiments

4.2 검증 실험 결과와 CFD 해석 결과 비교/검토

먼저 3D 프린팅 제품의 검증을 위해 상용 블로워 팬과 비교 실험을 진행하였다. 그 결과 Fig. 14에서 모터 회전수에 따른 유량 변화의 차이가 3.51 %로 임펠러 형상변화에 따른 유량 변화를 확인하기에 큰 문제가 없으므로, 3D 프린터를 이용하여 변화된 임펠러 형상을 제작해 해석 검증 실험을 진행하였다. Table 9는 각 임펠러의 회전 속도에 따른 평균 체적 유량을 나타내었으며, 실험 결과, impeller A가 impeller B보다 풍량이 크고, impeller C가 impeller B보다 풍량이 작았다. 이는 CFD에서의 경향성과 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

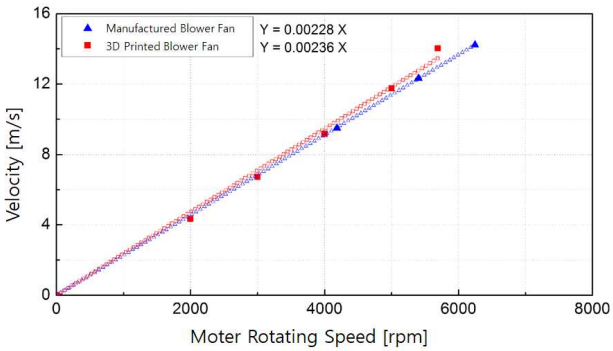


Fig. 14 Comparison Between 3D Printed Fan and Existing Fan

Table 9 The Results of Verification Experiments

RPM	Impeller A	Impeller B	Impeller C
	Average Volume Flux (CMM)		
2,000	0.45	0.44	0.42
3,000	0.70	0.68	0.65
4,000	0.94	0.92	0.88
5,000	1.18	1.17	1.12
Maximum (at RPM)	1.23 (5,166)	1.22 (5,196)	1.19 (5,325)

*Impeller A = 53 EA, 12°, 6.5 mm

*Impeller B = 56 EA, 12°, 6.5 mm (Original)

*Impeller C = 56 EA, 12°, 8.0 mm

5. 결 론

본 논문에서는 블레이드 형상이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 파악하고 최적화를 수행하기 위해, CFD를 이용하여 임펠러 형상 변화에 따른 성능 분석을 진행하고, 3D 프린팅으로 형상을 제작하여 검증 실험을 진행하였다. 기존의 임펠러 형상의 블레이드 길이, 각도, 개수를 변수로 설정한 후, 실험계획법에 의거하여 설계 수준을 선정하였다. 설계 수준에 따라 임펠러 형상을 변경시켜가며 블로워 토출구부에서 체적 유량의 변화를 비교하였다.

CFD 결과, 블레이드 개수 50 EA, 각도 6°, 길이 5 mm를 갖는 임펠러에서 가장 높은 풍량이 발생하였다. 유동해석의 신뢰도 파악을 위해, 기존 임펠러 형상과 블레이드 개수의 변화를 준 impeller A (53 EA, 12°, 6.5 mm), 길이의 변화를 준 impeller C (56 EA, 12°, 8.0 mm)를 3D 프린터를 이용해 제작하여 검증 실험을 진행하였다. 그 결과, 유동해석 경향성과 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 본 연구에서는 3D 프린팅의 제작에 시간 소요가 많아, 일부의 임펠러 형상만 제작하여 해석 결과와 그 경향성을 비교하였는데, 해석으로 구한 최적 모델과 기존 모델 비교 시에는 약 17% 정도 성능 향상이 기대된다. 해석을 통해 얻은 임펠러 형상과 풍량 간의 영향을 바탕으로 추가적인 검증실험을 거쳐 실제 블로워와 같은 재질의 실증 모델을 제작하여 결과를 추후 비교하고자 한다.

후 기

This research was supported by a grant (20170914-C3-006) from 「Jeonbuk Research & Development」 Program funded by Jeonbuk Province. This work (Grants No. S2600340) was also supported by Business for Cooperative R&D between Industry, Academy, and Research Institute funded by Ministry of SMEs and Startups in 2018.

References

[1] M. K. Kang, D. J. Park, H. B. Kang, S. S. Lee. “Performance analysis based on impller inlet & outlet angle for waterjet,” *Journal of Aerospace System Engineering*, vol. 5, no. 2, pp. 27-32, 2011.

[2] Y. H. Yoon, B. H. Park, Y. O. Han, B. J. Hong and J. Shim, “Numerical simulation of external gear pump using immersed solid method,” *The Korean Society of Mechanical Engineers*, vol. 38, no. 1, pp. 95-101, 2014.

[3] T. H. Joung, S. J. Jeong, and S. K. Lee, “CFD simulations and experimental tests for three different ducted propellers,” *Journal of Ocean Engineering and Technology*, vol. 28, no. 3, pp. 199-208, 2014.

[4] S. Rajendran and Dr. K. Purushothaman, “Analysis of a centrifugal pump impeller using Ansys-CFX,” *International Journal of Engineering Research & Technology*, vol. 1, issue 3, 2012.

[5] Y. S. Choi, Y. K. Lee, S. S. Hong and S. H. Kang, “Performance analysis of the centrifugal pump impeller using commercial CFD code,” *Journal of Fluids Engineering*, vol. 4, no. 1, pp. 38-45, 2001.

[6] R. S. Muttalli, S. Agrawal and H. Warudkar, “CFD simulation of centrifugal pump impeller using Ansys-CFX,” *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 3, issue 8, 2014.

[7] D. C. Wilcox, “Turbulence Modeling for CFD,” *CA: DCW Industries*, vol. 2, 1998.

[8] F. R. Menter, "Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." *AIAA Journal*, vol. 40, no. 2, pp. 254-266, 2002.

[9] Ansys, C. F. X. "Help." Computational Fluid Dynamics, Release, vol. 12, no.9.