

유한요소해석을 이용한 축류팬 운전속도별 구조특성에 대한 연구

국정근^{1*}, 조병관²

¹한국기술교육대학교 대학원 기계공학과, ²한국기술교육대학교 기계공학부

A Study on Structural Characteristics of Axial Fans Operating Speed Using Finite Element Analysis

Jeong-Keun Kook^{1*}, Byung-Kwan Cho²

¹Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University of Education and Technology

²Department of Mechanical Engineering, Korea University of Education and Technology

요약 축류팬은 여러 산업분야에서 사용되며, 환기 및 제연을 목적으로 사용하는 송풍기의 핵심 요소이다. 유체 운동을 이용하는 축류팬의 연구는 공력성능에 대한 연구가 많이 진행되어 왔다. 본 연구 대상은 100마력의 송풍기에 사용되는 축류팬이며, 직경 1800 mm의 대형 송풍기이다. 송풍기의 축류팬은 블레이드, 허브, 허브 캡, 보스로 구성되어 있으며, 블레이드와 허브는 중요한 구성부품이다. 공력성능에 많은 영향을 미치는 블레이드에 대한 설계는 공력성능 예측 프로그램을 이용해 3차원 점 데이터를 추출하여 이를 3D 모델링 형상을 생성하게 된다. 중요 구성부품이 절삭가공을 이용해 가공하게 되면 제품의 수정이 용이하다. 하지만, 블레이드와 허브는 다이캐스팅이나 중력주조를 통해 제작하는 환경으로 인해 금형 제작 전에 구조안전에 대한 연구가 필요하게 되었다. 본 연구에서는 축류팬 정격운전속도와 그 이상의 운전속도에서 주요 구성부품에 대한 구조안전성에 대한 특성과 취약부위에 대한 해석결과는 최대응력과 안전계수를 통해 검증하고 설계시 반영된 여유간극은 블레이드의 회전과 다른 부품과의 간섭 여부를 확인하기 위해 변위 결과를 도출하여 축류팬의 구조안전성에 대해 검증하고자 한다.

Abstract The axial fan is an element of a blower used for ventilation in various industrial fields. Many studies on aerodynamic performance have been conducted to assess axial fans using fluid dynamics. The subject was a large axial fan size, 1800 mm in diameter with 100 horsepower. The blower's axial fan consisted of blades, hubs, hub caps, and bosses are important components. The blade design has a great influence on the aerodynamic performance. 3D point data is extracted using an aerodynamic performance prediction program, and a 3D modeling shape is generated. The blades and hubs, which are important components, can be easily modified if processed by cutting owing to the environment in which blades and hubs are manufactured through die casting or gravity casting. In this study, the structural safety of components and the analysis results of weak areas at the rated operating speed of the axial fan were verified using the maximum stress and safety factor. The tip clearance reflected in the design was the rotation of the blade. To check whether there is interference with other components, the displacement result was derived to verify the structural safety of the axial fan.

Keywords : Axial Fan, FEA, Maximum Stress, Structural Characteristics, Tip Clearance

본 논문은 한국생산기술연구원과 (주)삼원이앤비 기술연구소의 도움과 2020년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진행 과제 지원에 의하여 연구되었음.

*Corresponding Author : Jeong-Keun, Kook(Korea Univ. Education and Technology)

email: lijang@koreatech.ac.kr

Received September 25, 2020

Revised November 20, 2020

Accepted February 5, 2021

Published February 28, 2021

1. 서론

현대 사회에 들어서면서 교통수단 이용의 편리함을 이유로 많은 도로와 광역철도의 건설에 터널이 많이 사용되고 있다. 터널의 구조적 안정성도 중요할 뿐 아니라 터널에서 발생할 수 있는 여러 가지 사고 중에 화재로 인한 사고에 대한 대비가 요구되고 있다.

도로 및 광역철도 본선의 터널에서 환기 및 제연과 배연 목적으로 축류팬(axial fan)이 사용되고 있으며, 이는 작동유체로 공기를 사용하는 기계류이다.

고효율의 축류팬 설계 및 기술개발은 축류팬에 의한 내부유동으로 얻어지는 공력학적 성능을 극대화하기 위해 날개의 개수와 형상, 가이드 베인의 설계 등의 연구는 논문 및 학술대회에서 송풍기 및 환기시스템 분야의 연구로 활발히 진행되어 왔다[1-3].

축류팬의 구조해석에 대한 연구로는 유체-구조 연성 해석 기법을 이용한 플라스틱 축류팬의 블레이드 진동특성 평가[4-5]와 소음특성이 주된 연구가 되어 왔다.

본 연구 대상인 축류팬의 주요 구성부품인 블레이드의 설계는 공력성능에 대한 인자가 매우 중요하며, 블레이드의 성능에 대한 전산유체역학적 검증은 통해 도출된 블레이드의 형상을 NAKA 데이터를 이용해 블레이드 형상의 좌표를 추출한 후에 이를 3D 모델링 데이터로 구현하게 된다. 블레이드의 형상에 따라 허브와 허브 캡의 설계가 이루어지게 된다.

본 연구의 목적은 제품 설계 단계에서 극한 운전속도 도출과 더불어 제품 성능 시험 이전에 구조 안전성을 검토하는 것이 목적이다. 이를 위해 알루미늄계열 금속재료를 주조로 제작한 축류팬의 임펠러를 운전속도(operating speed)를 해석변수로 정의하여 SolidWorks Simulation을 이용해 정적구조해석[6-7]을 진행하였다.

구조안전성에 대한 검증방법으로는 정적구조해석의 결과로 최대응력 및 안전계수로 구조안전성을 평가[8]하였으며, 임펠러 팁 간극의 변위를 평가함으로써 임펠러 날개와 임펠러 케이스간의 예상 간섭 위험성을 검증하였다.

2. 해석

2.1 설계사양

본 연구에서는 100마력급 축류형 송풍기를 모델로 선

정하였다. 송풍기의 축류팬을 구성하는 벨 마우스(bell mouse)와 축류팬 시스템은 Fig. 1과 같으며, 임펠러(impeller)는 Fig. 2와 같다.

Fig. 3은 소음기(silencer), 벨 마우스(bell mouse), 댐퍼(damper), 모터(motor), 가이드 베인(guide vane), 임펠러(impeller) 등으로 구성된 송풍기 시스템의 개략도를 보여주고 있다.

임펠러는 Fig. 4와 같이 날개(blade), 허브(hub), 허브 캡(hub cap), 축(boss)으로 구성되어 있다. 해당 임펠러에 대한 설계사양은 Table 1과 같다.

축류팬의 공력성능에 대한 허브비(hub ratio)는 0.44를 가지며, 날개는 14개로 구성되어 있는 것이 특징이다.



Fig. 1. Picture of blower



Fig. 2. Picture of impeller

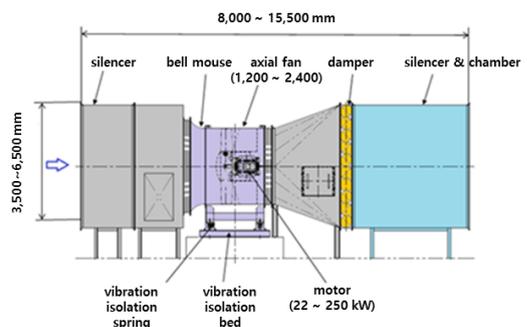


Fig. 3. System of axial fan

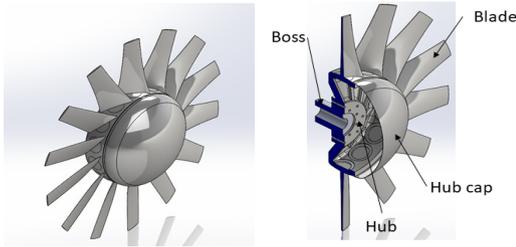


Fig. 4. Components of impeller

Table 1. Design specifications of axial fan

Spec.	Unit	Value
Impeller hub diameter	mm	800
Impeller shroud diameter	mm	1,800
Tip clearance	mm	5
Number of impeller blade	EA	14
Rational speed	RPM	1,185
Flow rate	m^3/min	3,900

2.2 재료 물성치

임펠러의 구성요소에서 날개와 허브는 AC4C-T6, 보스와 허브 캡은 SS400의 재료를 사용하며 각 재료 물성치는 Table 2와 같다.

Table 2. Materials of impeller sections

Property	Unit	Value	
		Blade & Hub	Boss & Hub cap
Density	kg/m^3	2,600	7,800
Modulus of Elasticity	GPa	72.4	160
Poisson's Ratio	-	0.33	0.33
Tensile Strength, Yield	MPa	152	230
Compress Yield Strength	MPa	185	41.5

2.3 해석모델 가정조건

본 연구대상의 고효율 축류팬의 전압(static pressure) 780 Pa이다. 임펠러의 전산유체해석을 통해 임펠러 날개에 전달되는 공력하중을 검토하였으며, 원심력으로 발생하는 하중에 비해 미미한 결과가 나타남을 확인하였다.

불평형 질량 응답에 대한 검증을 통해 1,185 rpm의 운전영역에서 $7\mu m$ 로 나타났으며, 본 연구의 변위결과에 비해 약 1/100임을 확인하였다.

공력하중에 대한 영향과 불평형 질량 응답에 대한 영향은 본 해석모델의 구조안전성을 평가하는데 중요하지 않은 인자로 판단하고 연구를 진행하였다.

2.4 운전속도별 유한요소해석

2.4.1 유한요소법에 대한 지배방정식

평면응력 문제에 대한 방정식은 요소의 강성행렬을 통해 쉽게 계산할 수 있다. 미분방정식으로 나타낸 무한히 작은 dx 와 dy 의 요소로 계산되는데 각 절점에서 응력을 평형으로 표현하고 여기에 x 방향과 y 방향에 대한 응력 작용의 평형방정식을 계산하게 된다.

4절점에 평면 요소에 대한 행렬 형태의 형상함수 $N_i = N_i(\xi, \eta)$ 는 Eq. (1)과 같다.

$$N_1 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) \quad (1)$$

$$N_2 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta)$$

$$N_3 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta)$$

$$N_4 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta)$$

일반적인 응력 평형의 미분방정식은 Eq. (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right] + X = 0 \quad (2)$$

$$\frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right] + Y = 0$$

미분방정식을 이용하여 유한요소 강성행렬에 대한 구성은 Eq. (3)과 같다.

$$[K] = Det J [B]^T [D] [B] \quad (3)$$

미분된 형상함수 $[B]$ 와 절점 형상함수 $[D]$ 는 Eq. (4)와 Eq. (5)로 표현할 수 있다.

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial y} & \frac{\partial N}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$[D] = \frac{Eh}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

Eq. (2)와 Eq. (5)를 Eq. (3)에 대입하면 전체 강성행렬 $[K]$ 를 Eq. (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$[K] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N}{\partial y} \\ 0 & \frac{\partial N}{\partial y} & \frac{\partial N}{\partial x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial y} & \frac{\partial N}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K] = \frac{DetJEHh}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)^T \frac{\partial N}{\partial x} + \frac{1-\nu}{2} \left(\frac{\partial N}{\partial y} \right)^T \frac{\partial N}{\partial y} & \nu \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)^T \frac{\partial N}{\partial y} + \frac{1-\nu}{2} \left(\frac{\partial N}{\partial y} \right)^T \frac{\partial N}{\partial x} \\ \nu \left(\frac{\partial N}{\partial y} \right)^T \frac{\partial N}{\partial x} + \frac{1-\nu}{2} \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)^T \frac{\partial N}{\partial y} & \left(\frac{\partial N}{\partial y} \right)^T \frac{\partial N}{\partial y} + \frac{1-\nu}{2} \left(\frac{\partial N}{\partial x} \right)^T \frac{\partial N}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (7)$$

일반적인 응력 평형의 미분방정식은 Eq. (2)와 같은 전체 강성행렬을 얻을 수 있으며, 일반적인 유한요소 방법에서의 사면체 요소에 대한 절점의 강성행렬을 얻을 수 있다.

사면체 요소의 4절점 형태는 Eq. (7)을 통해 Eq. (8)로 표현할 수 있다.

$$[K] = DetJ_g [B]_g^T [D] [B]_g \quad (8)$$

유한요소법의 절점에 대한 식은 미분방정식으로 이루어져 있으나, 강성행렬의 형상함수의 미계수 형태로 간결하게 표현하면 이를 유한요소모델을 구성하고 검증하는 도구로 사용한다.

2.4.2 해석모델

운전속도 변화에 따른 해석을 수행하기 위해 기본모델로서 Fig. 5에 날개와 허브의 조립에 대한 조건을 나타내었다. 날개의 허브몽치와 허브가 조립되는 조건에서 날개 중심축의 면(blade shaft center plane)과 날개의 시위선(chord line)의 각도가 20°로 조립되어 있다. 또한, 날개 중심축의 면(blade shaft center plane)과 허브 중심축의 면(hub shaft center plane)은 15°로 조립되어 있다.

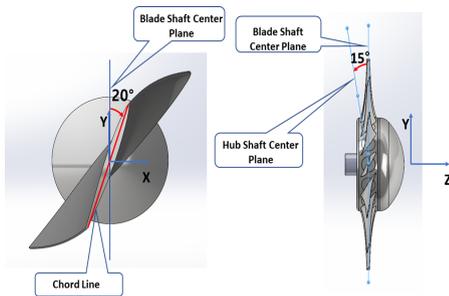


Fig. 5. Analysis model for operating speed

2.4.3 경계조건 및 유한요소모델

Fig. 6 (a)는 구속조건에서 임펠러의 중심축을 기준으로 회전할 수 있는 조건을 부여하기 위해 힌지(hinge)조건을 적용하여 축방향으로 고정하고 회전방향으로는 자유롭게 움직이는 조건을 추가하였다.

Fig. 6 (b)는 운전속도(원심력)의 하중경계조건으로는

중심축을 참조 축으로 설정하여 운전속도에 대한 하중경계조건을 1200~1500 rpm까지 100 rpm씩 증가시키며 해석 프로젝트를 각각 생성하여 진행하였다. 이는 정격운전속도를 벗어난 극한운전조건에 대해 임펠러의 구조안전성을 검토하는 것을 목적으로 한다.

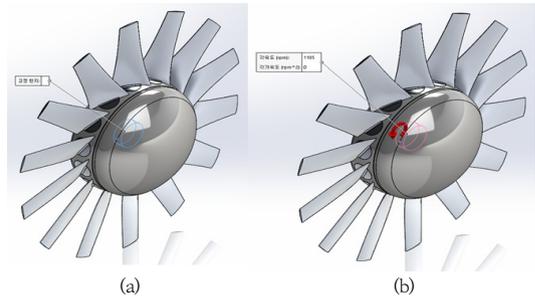


Fig. 6. Boundary condition
(a) Hinge condition (b) Centrifugal force condition

Fig. 7은 운전속도에 따른 해석을 진행하기 위해 생성된 유한요소모델로 요소분할형상은 사면체 요소를 사용하여 절점(nodes)은 232,132개, 요소(elements)는 131,677개로 구성된 모델이다.

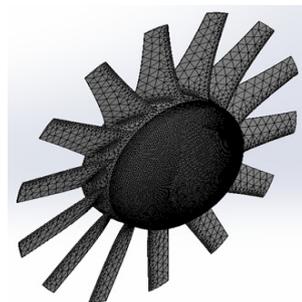


Fig. 7. Finite element sharp of operating speed

축류팬의 해석 실행에 앞서 유한요소분할에 대한 요소의 크기에 대한 검토를 통해 블레이드와 블레이드 몽치부의 노치(notch)에 응력이 집중되는 현상을 관찰하였으며, 응력 집중 부위에 상대적으로 작은 요소 크기를 구현함으로써 이상적인 유한요소 격자수를 도출하였다.

3. 해석결과

운전속도에 대한 해석결과는 임펠러의 각 구성요소들에 대한 최대응력, 안전계수 및 여유간극에 대한 안전성을 예측하기 위한 변위(displacement : mm)를 각 회전수별로 정리하여 나타내었다.

3.1 최대응력(max. von-mises stress)과 안전계수 (FOS : Factor Of Safety)

최대응력을 산출하는 이유는 안전계수를 도출하기 위함이며 안전계수는 Eq. (9)과 같이 나타낼 수 있다. 안전계수는 해당 재료의 최대 허용응력과 유한요소해석으로 도출된 최대응력의 비[10]로 정의된다. 재료의 최대 허용응력은 재료의 탄성영역에서 소성영역으로의 변화가 일어나는 점을 선정하였으며, 이를 항복응력으로 정의하였다.

$$FOS = \frac{\text{Material Tensile Stress} (\sigma_{\text{material}})}{\text{Maximum Stress} (\sigma_{\text{max}})} \quad (9)$$

Table 3에 허브, 블레이드, 보스, 허브 캡의 유한요소 해석결과와 최대응력을 운전속도별로 나타내었다. 안전계수는 Eq. (9)를 사용하여 도출된 결과로 Table 4에 안전계수를 수치적으로 나타내었다.

운전속도가 증가함에 따라 최대 응력은 선형적으로 증가하는 경향을 알 수 있으며, 허브 캡은 다른 구성부품에 비해 상당히 큰 응력을 나타냄을 볼 수 있다.

Fig. 8~11은 운전속도 변화에 대한 구성부품들의 최대응력을 나타낸 그림이다.

운전속도의 변화에 따라 허브, 날개, 보스, 허브 캡에 대한 최대 응력을 재료의 인장응력을 기준으로 안전계수를 산출하여 나타낸 Table 4에서 허브 캡을 제외한 부품들은 양호한 안전계수를 보이고 있다. 허브 캡은 안전계수가 1이상으로 나타나지만, 안전성 확보를 위한 대책이 필요할 것으로 보인다.

Fig. 8은 허브의 응력 분포를 나타낸 그림이다. 허브에서의 최대 응력의 발생위치는 허브와 허브 캡이 조립되는 부위로 볼트로 조립이 되나, 허브 캡과 허브의 조립 조건은 완전한 고정과 같고 이를 본드 접착으로 정의하였다. 본드 접착은 유한요소의 절점을 서로 공유하며 해석을 진행하게 되는데 허브는 허브 캡의 질량을 외팔보 형태로 구속하는 역할을 하며 이는 허브 캡이 축류팬의 최대응력을 나타나게 되는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 날개의 응력 분포를 나타낸 그림이다. 날개 부위와 허브를 조립하는 허브 멍치부에 최대응력이 집중되는 경향을 보이는데, 날개의 면적이 급격히 줄어들면 하중이 집중되는 현상인 노치(notch)현상[10]이 발생하며 날개의 질량중심에 따른 원심력에 대해 집중응력이 발생하게 되는 영향으로 판단된다.

Fig. 10은 보스의 응력분포를 나타낸 그림이다. 보스는 구동축과 연결하고 허브와 날개, 허브 캡을 지탱하는 역할도 하는 부품으로 축의 직경이 감소하는 이유와 허브와 조립되어 연결되어 있는 부분에 응력이 집중되는 현상을 알 수 있었다. 응력 집중 부위에 대한 응력의 최소화를 위해서는 라운드의 크기에 대한 검토가 필요할 것으로 보인다.

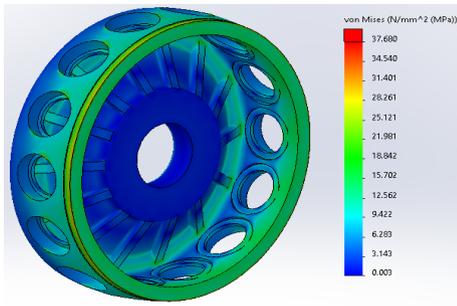
Fig. 11은 허브 캡의 응력 분포를 나타낸 그림이다. 허브 캡은 다른 구성부품에 비해 얇은 두께의 판으로 된 제품으로 두께가 2 mm로 다른 구성부품에 비해 상대적으로 큰 변위가 발생하는 것으로 판단할 수 있다. 허브 캡은 허브와 조립되고 허브에 비해 두께가 상당히 작은 것으로 인해 허브와의 조립부위에 최대 응력이 나타나고 이 수치는 축류팬의 전체에서도 최대 응력을 보임을 알 수 있다.

Table 3. Max. Stress of impeller sections

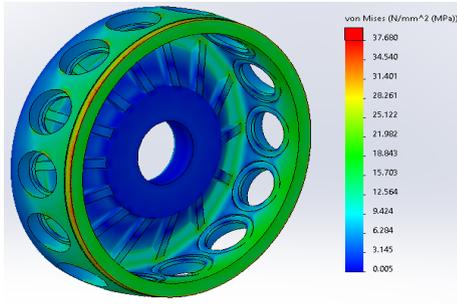
RPM	Maximum stress (MPa)			
	Hub	Blade	Boss	Hub Cap
1,200	27.68	60.15	30.67	192.89
1,300	32.47	70.59	35.99	226.38
1,400	37.68	81.91	41.75	262.55
1,500	43.24	94.18	47.92	301.39

Table 4. FOS of impeller sections

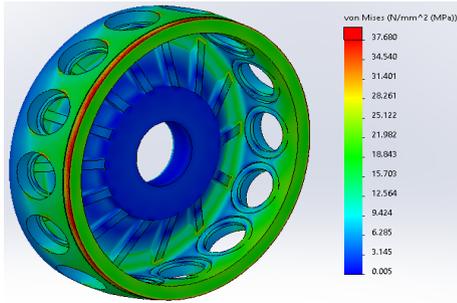
RPM	Factor of safety (FOS)			
	Hub	Blade	Boss	Hub Cap
1,200	8.67	3.99	13.53	2.15
1,300	7.39	3.4	11.53	1.83
1,400	6.37	2.93	9.94	1.58
1,500	5.55	2.55	8.66	1.38



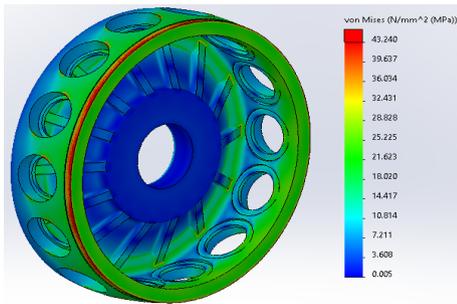
(a)



(b)

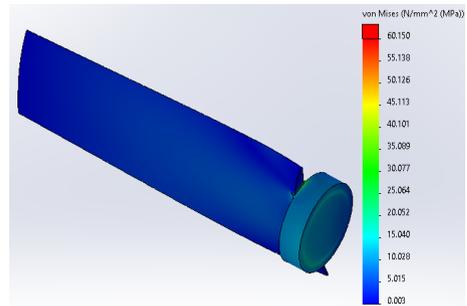


(c)

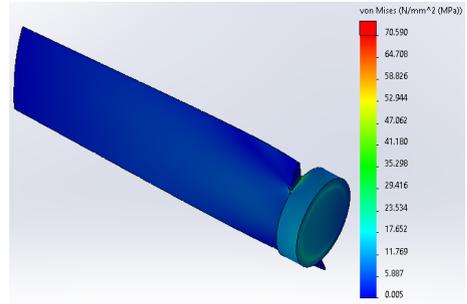


(d)

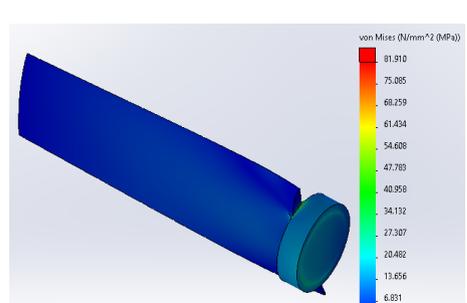
Fig. 8. Maximum stress of hub
(a) 1200 rpm (b) 1300rpm (c) 1400rpm (d) 1500rpm



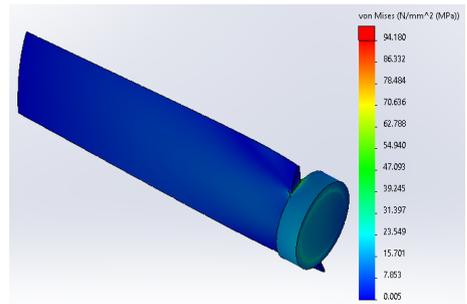
(a)



(b)

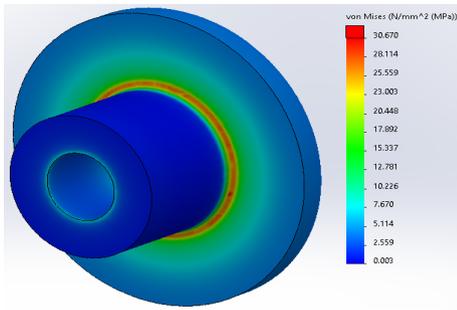


(c)

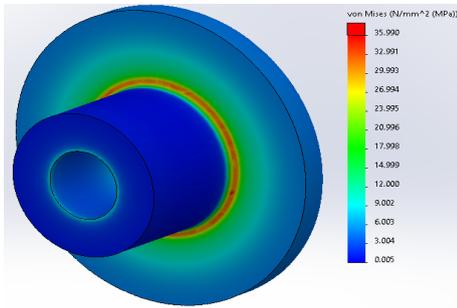


(d)

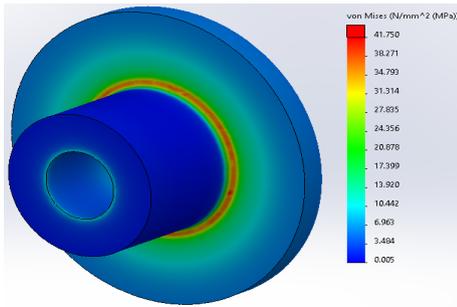
Fig. 9. Maximum stress of blade
(a) 1200 rpm (b) 1300rpm (c) 1400rpm (d) 1500rpm



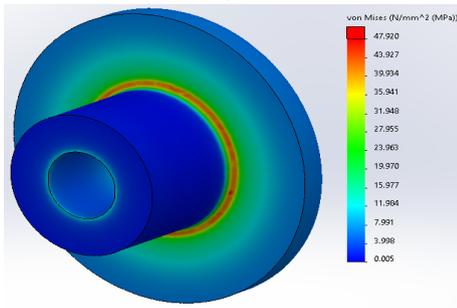
(a)



(b)

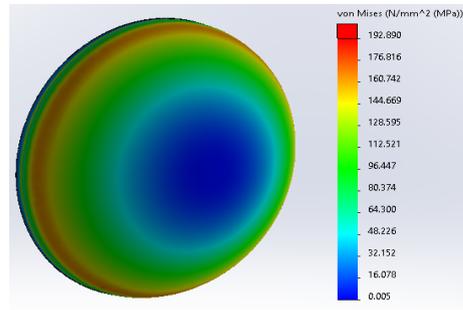


(c)

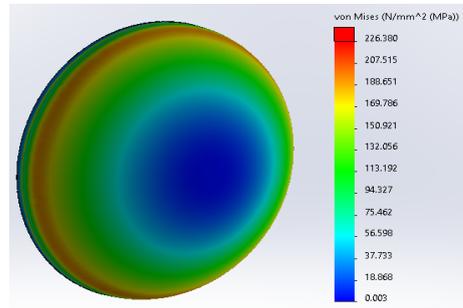


(d)

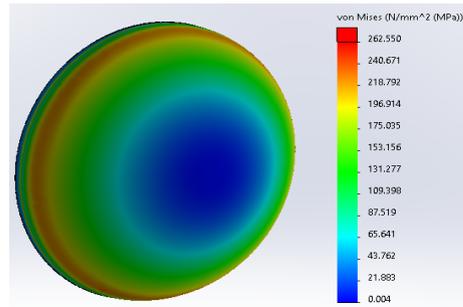
Fig. 10. Maximum stress of boss
(a) 1200 rpm (b) 1300rpm (c) 1400rpm (d) 1500rpm



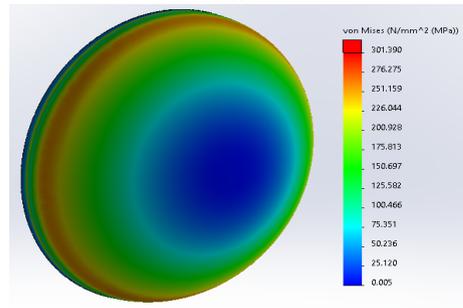
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 11. Maximum stress of hub cap
(a) 1200 rpm (b) 1300rpm (c) 1400rpm (d) 1500rpm

3.2 변위(displacement : mm)

여유간극에 대한 안전성을 예측하기 위한 변위(displacement : mm)는 Table 5와 Fig. 12에 나타내었다.

여유간극은 임펠러 날개의 끝단과 임펠러 케이스 사이의 간극(tip clearance)으로 정의되며 5 mm로 설정(Table 1)되어 있으며 해석결과 값은 반경방향의 변위이다.

Fig. 12는 운전속도의 변화에 대한 임펠러의 전체 변위분포를 나타낸 그림이며, Table 5는 축류팬의 전체 변위에 대해 나타내었다.

전체 변위는 0.766~1.196 mm의 범위로 선형적으로 증가하는 경향을 보이고 있으며, 허브 캡에서 가장 큰 변위를 나타내고 있다.

허브 캡의 최대 변위는 축방향 변위로 나타나는 것을 관찰할 수 있으며 반경 방향의 변위는 0.2~0.5 mm의 변위가 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 이는 설계 여유 간극(tip clearance)이 5 mm로 설계 예정으로 임펠러가 외통과의 간섭은 없을 것으로 사료된다.

Table 5. Displacement of impeller

RPM	Displacement (mm)
1,200	0.766
1,300	0.899
1,400	1.042
1,500	1.196

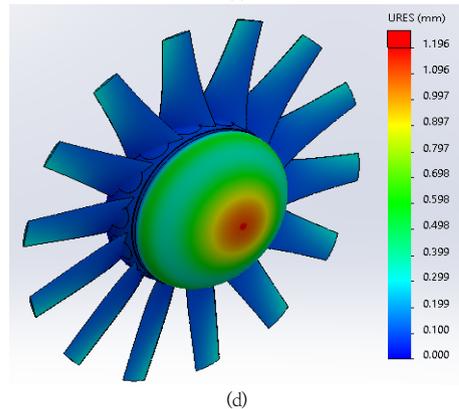
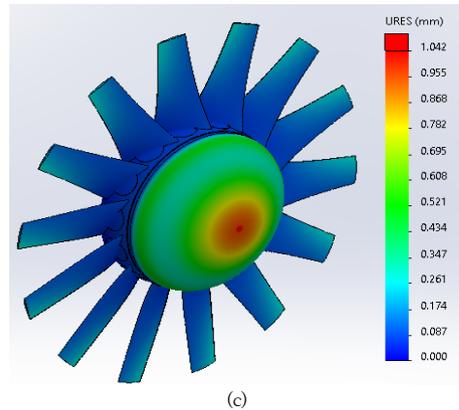
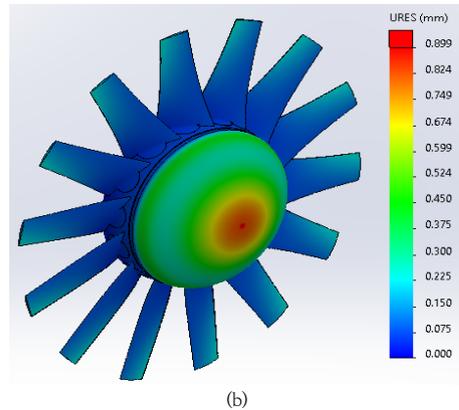
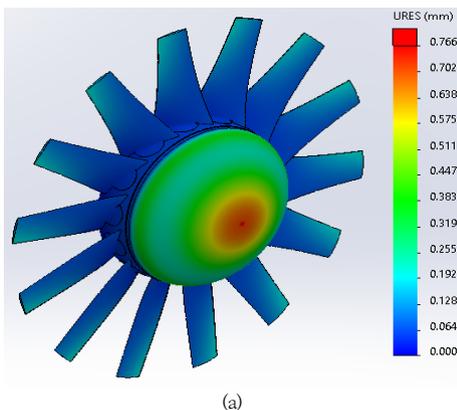


Fig. 12. Maximum displacement of impeller
(a) 1200 rpm (b) 1300rpm (c) 1400rpm (d) 1500rpm

4. 결론

- (1) 운전속도가 100 rpm이 증가할 때 최대 응력은 15~17%가 증가하는 결과와 구성요소들(허브, 날개, 보스, 허브 캡)의 최대 응력은 허브 캡>날개>보스>허브의 순으로 나타남을 알 수 있었다.

운전속도 증가로 인한 구성요소들의 최대 응력은 선형적으로 증가하나, 허브 캡의 안전계수가 1.38로 가장 낮은 수치를 나타내어 제품 재설계를 통해 개선해야 할 부분이지만, 급격한 하중 및 진동이 발생하지 않는다는 가정 하에서 임펠러는 안전한 것으로 판단된다.

- (2) 허브 캡에 의한 최대응력이 다른 부품에 비해 안전성이 낮은 이유로 허브 캡을 축류팬의 외통에 고정하여 회전하지 않는 형태로 설계해야 할 것으로 판단된다.
- (3) 변위는 0.766~1.196 mm를 도출하였으며, 운전속도의 증가에 따라 선형적으로 증가하지만, 임펠러와 케이스의 설계 여유간극(tip clearance)은 5 mm로 설계된 본 연구대상 임펠러는 간섭에 의한 위험성은 없을 것으로 판단된다.
- (4) 본 연구의 목적은 금형을 제작하기 전에 제품의 구조안전을 검증한 것이다. 이를 해석결과를 활용해서 제품 제작을 위한 설계에 반영하였으며, 향후 시험을 통해 해석결과와 비교할 예정이다.

References

- [1] K.Y. Lee, "Research trends in the field of blowers and ventilation systems in 2019", The KSFJ Journal of Fluid Machinery Vol.23(2), pp.67-72, Apr. 2020. DOI : <https://doi.org/10.5293/kfma.2020.23.2.067>
- [2] Yang, S.H, Kim, K. Y., Hoe, M. W., "Effects of Geometric Parameters on Aerodynamic Performance of a High Pressure Axial Flow Fan," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 21(6), pp. 32~38, Dec. 2018. DOI : <https://dx.doi.org/10.5293/kfma.2018.21.6.032>
- [3] Lee, S.G, Lee, K. Y., Yang, S. H., Choi, Y. S. "A Study on Performance Characteristics of an Axial Fan with a Geometrical Parameters of Inlet Hub Cap." The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 22(4), pp. 5~12, Aug. 2019. DOI : <http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2019.22.4.005>
- [4] Chan Lee, Hyo Sang Kim, Hyun Gwon Kil , "Evaluation on the Blade Vibration Characteristics of a Plastic Axial Flow Fan Using Flow-Structure Coupled Analysis Technique ." The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 22(5) pp. 21~27, Oct. 2019. DOI : <http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2019.22.5.021>
- [5] Dong-Hyun Kim, Yi-Jun Park, Hyun-Gwon Kil, Chan Lee, "A Study on the Design of Pod Type Circular Silencer with Two Air Layers for High Pressure Axial Fan", Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp.212-213, Jul. 2019.
- [6] Kurowski and Paul, Sdc Pubns, "Engineering Analysis

With SolidWorks Simulation 2018" 2018.

- [7] Timoshenko, McGraw-Hill, "Theory of Elasticity", 1970.
- [8] Norman E. Dowling, "Mechanical Behavior of Materials (Engineering Method for Deformation, Fracture, and Fatigue)", 2015.
- [9] David V. Hutton, "Fundamentals of Finite Element Analysis", 2006.
- [10] James M. Greer, Barry J. Goodno, "Mechanics of Material - SI Edition", 2014.

국 정 근(Jeong-Keun Kook)

[정회원]



- 2002년 2월 : 한국기술교육대학교 기계공학부 (공학사)
- 2004년 8월 : 한국기술교육대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2017년 8월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 기계공학과 (박사과정)

<관심분야>

구조해석 (기계 분야)

조 병 관(Byung-Kwan Cho)

[정회원]



- 1981년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (공학사)
- 1986년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (공학석사)
- 1992년 2월 : 서울대학교 기계설계학과 (공학박사)
- 1992년 2월 ~ 1993년 1월 : 현대자동차 제품개발연구소 과장
- 1993년 1월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

동역학 (차량/기계 분야)