

최적화기법을 이용한 축류형 송풍기개발에 관한연구

조봉수* · 조종현* · 정양범** · 조수용***

A Study of Development of an Axial-Type Fan with an Optimization Method

Bong-Soo Cho*, Chong-Hyun Cho*, Yang-Beom Jung** and Soo-Yong Cho***

Key Words : Axial-Type Fan(축류형송풍기), Blade Design(익형설계), Shape Optimization(형상최적화), Aerodynamic Design(공력설계), Performance Test(성능시험)

ABSTRACT

An axial-type fan which operates at the relative total pressure of 671 Pa and static pressure of 560 Pa with the flow rate of 416.6 m³/min is developed with an optimization technique based on the gradient method. Prior to the optimization of fan blade, a three-dimensional axial-type fan blade is designed based on the free-vortex method along the radial direction. Twelve design variables are applied to the optimization of the rotor blade, and one design variable is selected for optimizing a stator which is located behind of the rotor and is used to support a fan driving motor. The total and static pressure are applied to the restriction condition with the operating flowrate on the design point, and the efficiency is chosen as the response variable to be maximized. Through these procedures, an initial axial-fan blade designed by the free vortex method is modified to increase the efficiency with the satisfaction of the operating condition. The optimized fan is tested to compare the aerodynamic performance with an imported same class fan. The test result shows that the optimized fan operates with the satisfaction of restriction conditions, but the imported fan cannot. From the experimental and numerical test, they show that this optimization method improves the fan efficiency and operating pressures of a fan designed by the classical fan design method.

1. 서론

송풍기가 사용되어지는 분야는 일반 산업기계, 조선, 공조분야 등 이루 열거할 수 없을 정도로 많으며 또한

적용분야에 따라서 다양한 형태의 송풍기가 적용되어지고 있다. 일반적으로 사용하고자 하는 송풍기의 형태는 사용목적에 따라 우선적으로 충족되어야하는 유량, 압력 및 회전수에 의하여 결정되어지는 비속도로부터 선정되어진다. 축류송풍기의 경우는 많은 풍량을 필요로 하는 곳에 사용되어지며 대단위 공장이나 지하철 등의 대형 송풍장치 뿐만 아니라 전자제품의 냉각장치 등에도 사용되어지고 있다. 이러한 다양한 용도로 인하여 축류형 송풍기의 설계기술은 1940~50년

* 경상대학교 대학원

** 세보금속주식회사 기술연구소

*** 경상대학교 항공기부품기술연구소(기계항공공학부)

책임저자 E-mail : sycho@gnu.kr

대에 이미 이론을 체계화하고 실험에 의하여 방대한양의 설계기술 자료를 확보하여 업체별로 고유한 설계소프트웨어를 사용하고 있다.

설계 소프트웨어에서 사용하는 고전적인 설계기법은 일반적으로 요구사양을 바탕으로 평균반경에서 설계조건을 만족하도록 기본형상을 설정하고, 준 3차원 설계방식으로 3차원유동을 예측하고, 반경방향으로 와류의 형식을 조절하여 3차원의 익형을 설계한다.⁽¹⁻⁴⁾ 하지만 최근에는 컴퓨팅 기술의 발달과 전산유체기법의 정확도가 향상되어 기존의 설계기법으로부터 설계되어진 형상에 최적화기법을 적용하여 익형의 형상을 목적하고자하는 방향으로 개선하고 있다.⁽⁵⁻⁸⁾ 목적함수는 사용조건에 따라서 작동압력, 소음, 효율 등을 선정하거나 여러 개를 선정하여 상호간 가중치를 주어 향상하기도 있다.

설계변수의 개수는 최적화를 위한 계산시간에 상당한 영향을 미치므로 적절한 설계변수를 선정함이 타당하다. 따라서 성능에 크게 영향을 미치는 설계변수를 선정하여 최적화를 수행하여야 하나 높은 풍압에서 작동하는 압축기와는 달리 낮은 풍압에서 작동하는 축류형 송풍기에서는 여러 설계변수가 성능에 영향을 미치게 되므로 본 연구에서는 동익의 형상과 직접 관련된 12개의 설계변수를 선정하였으며 동익의 뒷부분에 위치한 정익의 경우는 모터를 지지하는 역할로 사용되므로 정익의 전단 익형각만 설계변수로 선정하여 최적화를 수행하였다. 최적화된 형상을 제작하여 시험을 수행하고 수입되는 제품과의 성능비교를 하여, 최적화기법에 의한 3차원 익형의 개발 및 최적화가 성능향상에 미치는 영향에 대하여 연구를 수행하고자 한다.

2. 초기형상설계

송풍기의 3차원 익형을 최적화하는데 있어서 익형의 초기형상은 최적화 기법을 적용하는데 상당히 중요하다. 본 연구와 같이 최적화를 위한 설계변수가 13개인 경우에는 기울기기반의 최적화기법이 계산 횟수를 상당히 완화하므로 적절한 기법이 된다. 이 경우에 설계변수의 전역에 다수개의 목적함수가 존재하면 기울기기반의 최적화기법은 지역적인 최적화 값을 제시하게 된다. 따라서 초기형상이 시스템 전역의 최적화 값에 가까이 존재하도록 초기 형상설계를 하는 것이 중요하다. 앞서 언급된 바와 같이 송풍기의 3차원 익형 설계에 위한 많은 실험데이터들이 구축되어 있으므로

Table 1 Aerodynamic requirement for axial fan design

Contents	Specification	Remarks
Air flow	416.6 m ³ /min	
	8.3 kg/sec	
Total pressure	670 Pa	
Static pressure	560 Pa	
Fan speed	1750 RPM	
Efficiency	%	maximized
Casing diameter	806 mm	
Hub diameter	355 mm	
Number of rotor	8	
Number of stator	7	
Stator chord	70%	chord at mean
Stator exit angle	0 degree	axial direction
Stator thickness	5.0 mm	steel plate
Rotor tip diameter	800 mm	
Chord at hub	140 mm	
Thickness of T.E	1.8 mm	
Rotor thickness at hub	10%	chord at hub
Rotor thickness at tip	6%	chord at hub

이를 바탕으로 설계를 수행하여야 한다. 익형의 반경방향으로의 와류형식을 고려한 설계기법⁽⁹⁾이 세부적으로 기술되어있으므로 이를 기본으로한 초기형상 설계 과정을 간략히 설명한다. Table 1은 본 연구에 적용되는 송풍기의 기본사양을 보여주고 있다.

주어진 회전수에서 요구조건의 풍량과 압력을 달성할 수 있는 것은 익형의 형상에 의하여 결정되어지는데, 전압력의 상승은 주어진 조건으로부터 구하여지는 선회계수(ω)와 유량계수(λ)에 의하여 오일러식과 송풍기의 내부유동에서 예상되는 효율(η)로부터 식 (1)과 같이 얻어진다.

$$\Delta P_t = 2P_{dy}(\omega_2 - \omega_1) \frac{\eta}{\lambda} \quad (1)$$

식 (1)에서의 하첨자 1과 2는 동익의 전후를 의미하며, P_{dy} 는 동압을 나타낸다. 따라서 요구하는 전압력의 상승을 얻기 위하여서는 효율을 정확히 예측하여야 하며 설계되어지는 익형이 동익 전후에서 요구하는 선회계수를 얻도록 하여야 함을 알 수 있다. 우선 평균반경에서, 동익 입출구에서 형성되는 유동의 상대적 유

동각(β_1, β_2)을 예측한다. 다음으로 동익 입출구에서의 익형각(a_1, a_2)은 동익의 형상변수인 코드(c), 피치(s), 현절비(d), 스테저각(ξ)으로부터 익형간의 간섭의 영향과 입구에서의 입사각(i)과 출구에서의 벗어남각(δ)을 고려하여 결정한다. 입사각 및 벗어남각의 예측은 익형의 캠버각(ψ)과 함께 식 (2)의 관계식⁽⁴⁾을 적용하여 값이 수렴될 때까지 수행한다.

$$\begin{aligned} \delta &= m\psi\sqrt{s/c} \\ \psi &= \frac{(\beta_1 - \beta_2) - \iota}{1 - m\sqrt{s/c}} \\ \xi &= (\beta_1 - \iota) - \frac{\psi}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서의 m 은 조정계수로써 스테저각의 함수로 얻어진다. 그리고 효율의 경우는 동일한 조건에서 작동하는 송풍기의 실험데이터를 이용하거나 설계조건에 가장 적합한 손실모델들을 사용하여 예측할 수 있으며, 전체적인 설계과정은 식 (1)의 조건이 만족되어질 때까지 아래의 3차원 익형형상 설계과정과 함께 반복 수행하게 된다.

3차원의 익형을 설계하기 위하여서는 반경방향의 위치에 따라 유동의 상태를 정확히 예측하여야 하나, 초기의 형상이 완전히 정하여지지 않은 상태에서 3차원 운동량 방정식을 적용하기에는 많은 시간이 소모된다. 따라서 반경방향의 여러 유선을 기준으로 해석을 수행하는 준3차원의 방식을 일반적으로 사용한다. 이를 위하여 실제 적용에 큰 문제를 발생하지 않는 반경방향으로의 유동 변화는 무시한다고 가정하면 식 (3)과 같이 반경방향으로 단순화된 평형방정식⁽¹⁰⁾을 얻게 된다.

$$\frac{dh_t}{dr} - \frac{Tds}{dr} = C_x \frac{dC_x}{dr} + C_\theta \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_\theta^2}{r} \quad (3)$$

식 (3)에서 h_t 는 전엔탈피이며, T 와 s 는 온도와 엔트로피를 나타내며, C 는 속도를 나타내며, 하첨자 x 와 θ 는 축방향과 원주방향을 나타내며, r 은 반경방향을 의미한다. 반경방향 평형방정식을 해석하기 위하여 자유와류, 강제와류, 일정반동형, 지수형 및 반경평형을 무시하여 해석을 수행하는 방법들이 있으나 본 연구에서는 초기형상을 설계하는데 있어서 물리적으로 가

Table 2 Rotor blade profile parameters designed by the free vortex method

r/R	C_L	σ	ξ	c	β_1	β_2
0.44	1.40	1.00	40.8	140.0	61.1	36.3
0.51	1.23	0.86	50.9	139.3	64.4	49.3
0.58	0.98	0.76	57.8	138.6	67.2	57.3
0.65	0.87	0.67	62.6	137.9	69.4	62.6
0.72	0.78	0.61	66.2	137.2	71.2	66.3
0.79	0.71	0.55	68.9	136.5	72.8	69.1
0.86	0.65	0.50	71.1	135.8	74.1	71.3
0.93	0.60	0.46	73.0	135.1	75.2	73.0
1.00	0.56	0.43	74.0	134.4	76.2	74.5

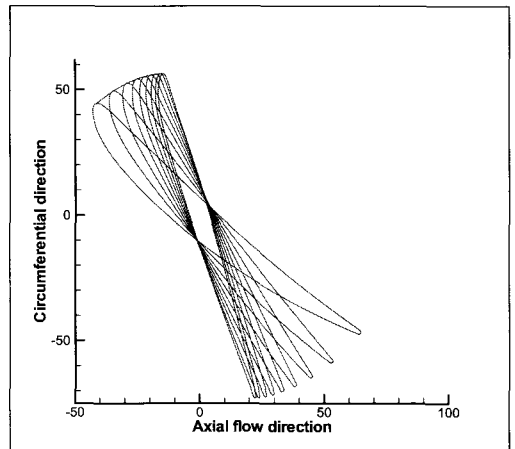


Fig. 1 Initial three-dimensional blade profiles

장 타당한 자유와류법으로 해석을 수행하였다.

반경방향으로 rC_θ 가 일정하다고 가정한 자유와류법을 적용하여 동익 입출구와 정익 출구에서의 원주방향 속도와 동익과 정익 출구에서의 축방향 속도를 예측하여 동익과 정익 전후에서의 유동의 방향을 설정하였다. 이를 기준으로 효율모델을 적용하고 송풍기의 단면적을 기준으로 전압력의 상승이 달성되어질 수 있도록 반복계산을 수행하였다. 또한 이러한 과정에서 설계제한조건이 되는 허브와 팁에서의 확산계수가 제한조건을 만족하는지도 확인하였다.

주어진 유동각에서 익형을 형상화하기 위하여서는 케스케이드 이론을 적용하거나 독립된 에어포일의 방법을 적용하여 형상화하는데 다수개의 익형이 설치되

는 경우에는 상호간섭에 의한 효과와 원심력에 의한 응력의 분포도 고려하여야 한다. Table 2는 상기의 설계방식으로 익형을 형상화하였을 때의 공력 및 형상변수들을 보여주고 있다.

Table 2에서 C_L 은 익형에서의 양력계수를 나타내며, 그 외에도 현절비(σ), 스테저각(ξ), 코드(c), 동익 전후의 상대적 유동각(β_1, β_2)을 보여주고 있다. 최종적으로 익형을 형상화하기 위하여서는 익형에 의한 전압력 상승과 직접적인 관련이 있는 양력계수를 얻을 수 있도록 앞서 얻어진 동익 전후의 상대적 유동각에서, 요구되어지는 입사각(i)과 후단에서의 벗어남각(δ)을 고려하여 동익의 익형각(a_1, a_2)을 설정하였다. 설정되어진 익형각을 기준으로 익형의 캠버를 기준으로 두께를 분포하였는데 본 연구에서는 송풍기의 익형으로 많이 사용되는 F-series 익형을 적용하였으며 효과적으로 입사각의 영향을 부과하기 위하여 전단에 2%의 강하(droop)를 주었으며 Fig. 1은 상기의 방식으로 설계되어진 익형을 반경방향에서 보았을 때의 형상을 나타내고 있다.

3. 유동해석 및 최적화

3.1. 설계변수

익형을 형상화하는데 효율예측의 과정에서 최대효율을 얻을 수 있는 익형의 개수로 부터 최적의 현절비(σ)가 선택되면 최적의 코드길이, 피치, 보스비 등이 선정되어지나 설계조건에 따라서 형상관련 변수들은 기존의 데이터를 활용하여 선정되어질 수도 있다. 하지만 공력값에 영향을 미치는 변수들은 운전 상태에 의하여 좌우되므로 이들은 설계변수로 선정되어야 한다. 익형에서 필요로 하는 전압력 상승과 동익 전후에서 요구되어지는 상대 유동각(β_1, β_2)을 형성하는데 있어서 큰 영향을 미치는 것으로 스테저각(ξ)이 있으며, 그리고 전단에서의 입사각(i)과 후단에서의 벗어남각(δ)이 동익의 전단과 후단에서의 익형각(a_1, a_2)을 결정하는데 주요한 영향을 미치므로 이들의 영향이 포함되어 있는 익형각(a_1, a_2)과 스테저각(ξ)을 설계변수로 선택하였다. Fig. 2에서는 이들 변수의 의미를 보여주고 있다.

동익의 설계를 3차원으로 확장하려면 반경방향의 여러 유선에서 설계변수를 적용하여야 하나 본 연구에서는 허브, 평균반경, 팁부분의 3구역에서만 설계변수

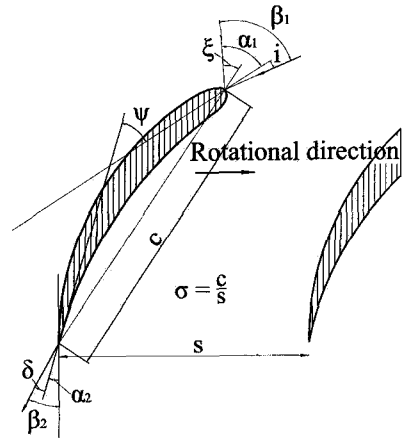


Fig. 2 Design variables on the rotor blade

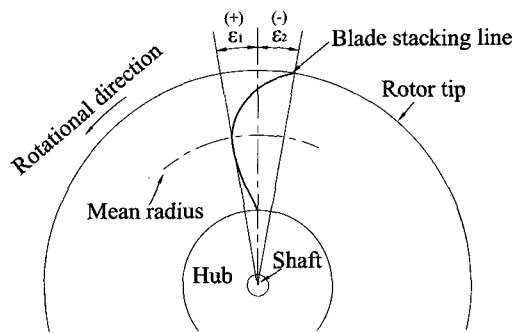


Fig. 3 Blade stacking line along the radial direction

를 적용하여, 각각의 위치에서 새로운 형상을 찾아서 3차원 익형으로 설계를 하였다. 각 단면에서 형성된 익형을 반경방향으로 축적할 때 단순히 무게중심을 기준으로 축적을 하지 않고 원주방향으로의 기울림의 효과를 고려하여 Fig. 3과 같이 평균반경과 팁에서 익형의 중심이 원주방향으로 기울림각(ϵ_1, ϵ_2)를 갖도록 하였으며 허브에서의 익형 중심과 함께 축적선을 반경방향으로 2차방정식으로 나타내었으며, 허브, 평균반경, 팁이 아닌 다른 유선에서의 설계변수도 반경방향에 따라 2차방정식으로 내삽하여 3차원의 익형을 형상화 하였다.

Figure. 4에서 보여주는 익형의 캠버선에서 익형의 부하를 앞부분으로 옮기기 위하여 전단에 강하(droop)를 주었으며 이를 위하여 전단영역의 캠버는 NACA

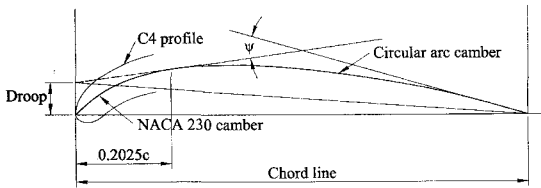


Fig. 4 Droop at the leading edge

Table 3 List of design variables for maximizing the fan efficiency and initial design variables values

Design variables	Values
Stagger angle at hub	40.8°
Stagger angle at mean	66.2°
Stagger angle at tip	74.0°
Blade angle on leading edge at hub	51.8°
Blade angle on leading edge at mean	67.9°
Blade angle on leading edge at tip	74.1°
Blade angle on trailing edge at hub	29.7°
Blade angle on trailing edge at mean	64.4°
Blade angle on trailing edge at tip	74.4°
Droop	2%
Lean angle at mean	0°
Lean angle at tip	0°
Blade angle on leading edge of stator	18.3°

230 캠버선이 적용되었으며 뒤부분은 원형 캠버선을 적용하여 익형의 캠버선을 형성하도록 하였다. 익형의 두께는 C4의 분포가 주어졌으나 전단의 강하는 코드 기준 동등한 값이 주어지도록 하여 동익에서의 설계변수는 12개가 선정되었다. 정익은 모터의 지지대 역할을 하며, 동익에서 나오는 유동의 선속속도를 감소시키면서 동압을 증가하는 역할을 하므로 정익 전단에서의 익형각(α_3)을 설계변수로 정하여 총 13개의 설계변수가 선정되었다. Table 3은 설계변수의 초기값을 보여주고 있으며 형상은 Fig. 1에서의 허브, 평균반경 및 팁에서의 형상과 동일하다.

3.2. 목적함수 및 제약조건

송풍기에서 달성하고자 하는 물리량에 따라서 특별한 목적함수를 설정할 수도 있고 때에 따라서는 여러

물리량에 가중치를 두어서 목적함수를 정할 수 있다. 본 연구에서는 송풍기의 효율을 목적함수로 설정하였다.

$$\text{Maximize : obj} = H^*(\vec{X}) \text{ at } x=4.5 * R \quad (4)$$

식(4)에서의 \vec{X} 는 설계변수를 의미하며 H^* 는 목적함수를 나타낸다. 목적함수인 효율은 임펠러의 장착중심에서 송풍기 반경(R)의 4.5배 하류에서 측정된 동력을 팬에서 소모하는 동력으로 나눈 값을 효율로 얻어서 이것이 최대가 되도록 하였다. 송풍기에서 소모하는 동력은 동익에서 형성되는 표면압력을 이용하여 토오르크를 계산하여 회전수로부터 얻었다.

제약조건으로는 전압, 정압이 요구되는 압력보다 크도록 설정되었으며, 익형이 실제의 조건과 부합되지 않는 경우인 동익 전단에서의 익형각이 후단에서의 익형각보다 적어지는 경우에는 압력면과 흡입면이 역으로 됨으로 이러한 경우가 발생되지 않도록 제한조건을 두었다. 또한 전단에서의 강하는 4% 이하로 제한하였으며, 기울림각(ϵ_1, ϵ_2)은 제작상의 문제와 구조적인 안정성을 고려하여 원주방향으로 $\pm 3^\circ$ 이내로 제한을 두었다.

3.3. 최적화 알고리즘

최적화는 주어진 제약조건을 위배하지 않으면서 목적함수를 최적화(최대화, 최소화, 목표화)하는 설계변수(\vec{X})를 찾는 과정이다. 일반적으로 목적함수가 설계변수 전역에 대하여 최적성을 보장하지 못하는 경우에는 반응면법이 유리하지만 많은 설계변수를 가진 경우에는 차원의 증가에 따라 해석하여야 할 개수가 급격히 증가하여 아주 값비싼 해석 방법이 된다. 뿐만 아니라 차원의 증가로 인하여 모델의 정확성이 감소하게 된다. 따라서 본 연구에서는 기울기기반의 최적화기법을 적용하였으며 설계변수의 전역에 대하여 최적성을 얻기 위하여 초기설계 형상에 상당히 주의를 요하여 이러한 문제를 해소할 수 있도록 하였다. 최적화를 위하여 Vanderplaats에 의하여 개발된 최적화 상용 코드인 VisualDOC⁽¹¹⁾의 Modified Method of Feasible Directions의 기울기기반 알고리즘으로 최적화를 수행하였으며, gradient는 central difference를 relative finite difference는 1%를 적용하였다.

3.4. 유동해석

본 연구에서는 3차원 비압축성 난류유동 해석을 위하여 터보기계 해석에 적합한 상용프로그램인 CFX-11을 사용하여 유동해석을 수행하였다. 이산화기법은 2차 이상의 정확도를 가지는 고해상도 기법을 사용하였으며 난류해석의 모델은 전단응력이송(shear stress transport) $k-\omega$ 모델을 적용하였다. 계산영역은 계산 시간의 단축을 위하여 동익의 개수에 따라 하나의 유로에서만 계산을 수행하였으나, 동익이 덕트내에 모터와 함께 장착되어있으므로 입구영역, 동익영역, 정익영역, 출구영역으로 분할하여 각 영역간의 계산은 프로 존로터 방식을 적용하였다. 입구영역과 출구영역은 축방향의 중심까지 포함되어야 하므로 비정렬격자가 적용되었으며, 동익과 정익영역은 정렬격자가 사용되었다. 계산에서의 출구경계는 동익의 무게중심 위치에서 송풍기 반경의 5배 하류까지 확대하여 안정된 출구조건이 되도록 하였다.

경계조건으로 입구에는 설계점에서 주어진 전압력을 적용하고 출구는 설계점에서의 작동 질량유량으로 설정하였다. 동익 및 정익의 자오면 부분은 주기조건을 적용하였으며 허브와 쉬라우드는 벽면의 조건으로 동익의 경우는 케이싱과 팁 간격이 3mm(팁간극 1.3%) 주어지며 설계회전수로 회전하는 조건이 주어졌다. 격자수에 따른 계산결과 수렴은 계산격자가 5만개 이상에서 일정하였으므로 계산에서는 격자를 6만개 범위에서 계산을 수행하였다.

우선 계산을 위한 격자, 경계조건, 난류모델 등의 적절성을 판단하기 위하여 풍량 150 m³/min 급의 축류형 송풍기에서 얻어진 실험결과⁽⁹⁾와 계산결과를 비교하였다. 상기 실험에 적용되어진 익형은 자유와류로 설계되어진 익형이었으며 송풍기의 입구에 벨마우스를 설치하지 않고 실험한 결과이다. Fig. 5에서 보여주고 있는 성능선도의 비교 결과에서 전반적인 성능선도의 경향은 일치하고 있음을 알 수 있으나, 실험결과로부터 90~130 m³/min의 유량 영역은 스톨이 있는 영역으로 판단되어지며, 스톨이 발생되어지는 영역에서는 실험치와 예측치간에 다소 차이를 보여주고 있다. 하지만 스톨이 없는 영역에서는 압력은 잘 일치하는 경향을 보여주고 있다. 그러나 효율은 계산결과가 실제실험의 결과보다는 높은 예측을 보여주고 있는데 이러한 현상은 실험에서는 토오크메터 이후의 베어링 등으로 인한 기계적손실과 균일 유동상태에서 측정하기 위

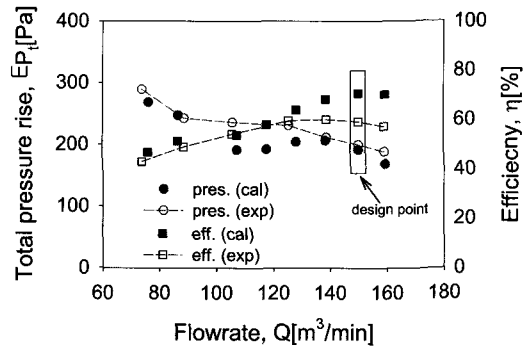


Fig. 5 Comparison of computational and experimental result on an axial fan of which the flow rate is 150 m³/min on the design point.

Table 4 Values of design variables on the optimized fan and remarks mean the difference from the initial design variable values

Design variables	Values	Remarks
Stagger angle at hub	44.7°	+ 3.9°
Stagger angle at mean	63.1°	- 3.1°
Stagger angle at tip	76.7°	+ 2.6°
Blade angle on L.E at hub	53.7°	+ 1.9°
Blade angle on L.E at mean	76.4°	+ 8.5°
Blade angle on L.E at tip	84.3°	+ 10.2°
Blade angle on T.E at hub	28.7°	- 1.0°
Blade angle on T.E at mean	50.6°	- 13.8°
Blade angle on T.E at tip	60.3°	- 14.1°
Droop	2.1%	0.1%
Lean angle at mean	0.1°	+ 0.1°
Lean angle at tip	0.0°	0°
Blade angle on L.E of stator	18.9°	+ 0.3°

한 실험장치의 긴 덕트로 인한 압력 손실 등을 포함하고 있기 때문에 발생한 것이다. 따라서 최적화를 위하여 비교되어지는 영역은 스톨이 없는 설계점의 영역이며, 이 영역에서는 효율의 예측과 실험의 결과가 동일한 경향을 나타내므로 유동해석의 결과를 이용하여 최적화를 수행하여도 문제가 없음을 알 수 있다. 따라서 계산에 의하여 예측되는 효율은 다소 높은 결과를 나타낼 것으로 예상되어지지만 그 차이는 실험을 통하여 보완되어질 것이다.

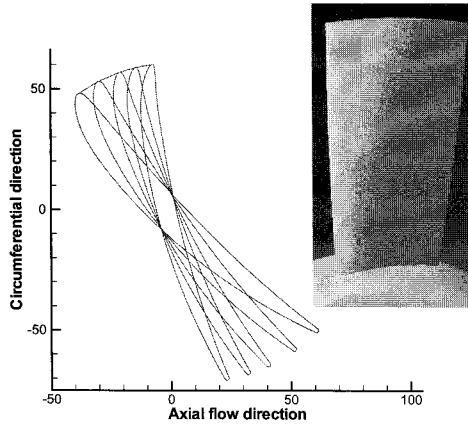
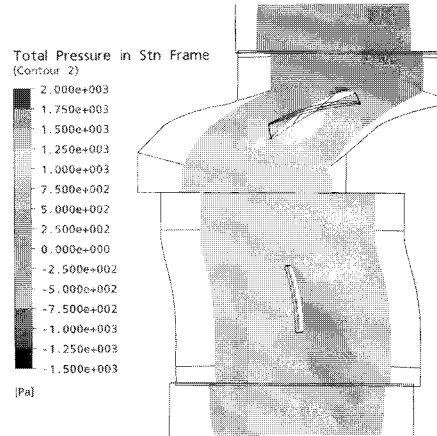


Fig. 6 Optimized 3-dimensional rotor blade profile



(a) optimized profile

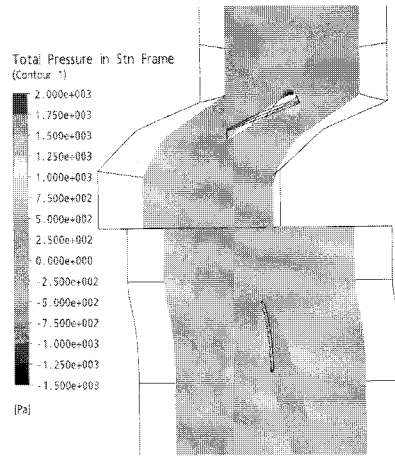
Table 5 Improved fan performance by the optimized fan blade

Contents	Initial	Optimized
Efficiency (%)	76.3	78.4
Total pressure (Pa)	560	837
Static pressure (Pa)	327	549
Noise (dBA)	94.3	99.8
Power (kW)	5.09	7.48

3.5. 최적화결과

초기형상에서 최적화를 진행하는데 효율의 최대점을 찾기 위하여 최적화 방향 탐색을 위한 계산까지 포함하여 각각의 설계변수에서 250회의 계산을 수행하였다. Table 4는 최적화된 익형에서의 설계변수 값들을 보여주고 있으며, 비교에서는 초기 형상의 설계변수값 으로부터 수정되어진 값들을 보여주고 있다. Table 5에서는 초기형상에서 얻어진 공력값과 최적화된 익형에서 얻어진 공력값들의 차이를 보여주고 있다. Fig. 6에서 최종적으로 얻어진 최적화된 익형을 보여주고 있으며 내부에는 3차원 모델을 보여주고 있다.

최적화된 3차원 형상에서 허브, 평균반경, 팁 외에도 각각의 중간 유선에서의 형상을 보여주고 있으며, 초기형상과의 큰 차이는 익형의 캠버각이 증가하였기 때문에 압력면과 흡입면에서 압력차가 증대하였으며 이로 인하여 익형에서의 부하계수가 증대되어 초기형상에서 달성하지 못하였던 요구압력의 조건을 만족하면서 효율이 상승하는 효과를 얻었다. 이러한 특징을



(b) initial profile

Fig. 7 Comparison of the total pressure rise along the downstream of the fan blade

Fig. 7에서 보여주는 등의 이후에 얻어졌던 전압력의 상승효과를 초기형상 모델에서 얻어진 결과와 비교하여 명확히 확인할 수 있다.

초기의 형상설계에서는 입사각을 증대하여 익형의 부하계수를 증대하고자 하였으나 이로 인하여 익형의 캠버각이 줄어들어서 압력면과 흡입면에서 얻어지는 압력차의 효과가 낮아져서 요구압력을 만족하지 못하는 결과를 얻었다. 또한 이러한 설계로 인하여 후단에서의 벗어남각이 크지 않았으나 최적화된 익형에서는 입사각을 증가하면서 부하계수를 증대한 것이 아니고 익형전체에서의 부하계수를 증대하는 방향으로 진행되

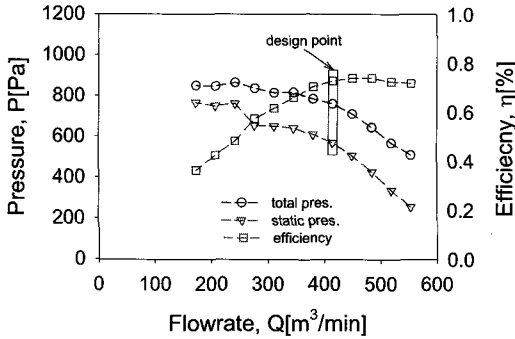


Fig. 8 Prediction of performance curves on the optimized fan

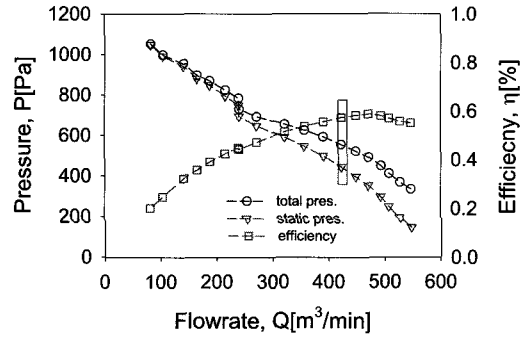


Fig. 10 Performance curves obtained by the experiment

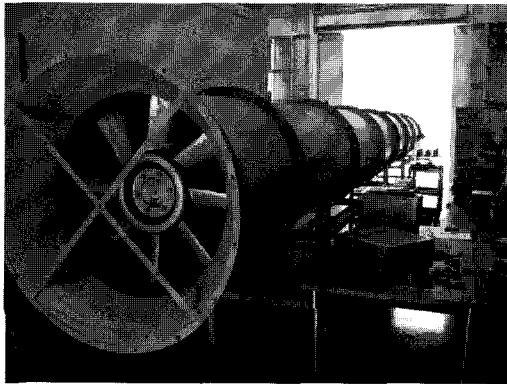


Fig. 9 Picture of experimental apparatus

었다. 따라서 초기형상에 비하여 전단에서의 익형각은 커지고 후단에서의 익형각은 줄어들어서 결과적으로 전단에서의 입사각은 줄어들었다. 아울러 캠버각의 증가에 따라 벗어남각의 증가를 고려하여 후단에서의 익형각은 줄어드는 현상을 보여주고 있다. 그리고 익형의 축적을 위한 기울림각의 영향은 회전속도가 높거나 형상비(aspect ratio)가 큰 압축기나 터빈에서와 달리 저속이면서 형상비가 낮은 송풍기에서는 그 영향이 미미하였다. 스테거각은 초기형상에 비하여 평균반경에서는 줄어들면서 허브와 팁에서는 증가하는 특징을 나타내었으나, 전단의 반경방향으로의 변화는 초기형상과 큰 차이는 없었다.

최적화된 익형을 기준으로 탈설계점에서의 성능을 유동해석에 의하여 예측한 성능선도를 Fig. 8에서 보여주고 있다. 설계점에서의 압력 및 효율값은 Table 5에 있는 값과 동일하며 작동유량이 200~300 m³/min의 영역에서 스톨이 발생됨을 예측하고 있다. 예측 성능

선도는 익형의 중심에서 유동의 하류방향으로 케이싱 반경의 4.5배 위치에서 얻어진 값을 기준으로 작성한 것이다.

4. 최적화 형상의 실험

최적화된 익형을 제작하여 KS규격⁽¹²⁾에 의거하여 송풍기의 성능시험을 수행하였다. 덕트는 송출덕트를 구성하여 측정하였으며 측정단면에서의 압력은 united sensor의 피토크관을 사용하였으며, 동시에 각 위치에서의 압력을 측정하기 위하여 측정정확도가 full scale에서 ±0.15% 이내인 PSI의 Netscanner 장치를 사용하여 측정하였다. 모터의 동력은 동익과 모터사이드 토 오크메터 설치의 어려움으로 인하여 측정정밀도가 ±0.1% 이내인 요코가와의 WT1600 동력측정계를 사용하였으며 Fig. 9는 본 실험에 사용된 측정장치를 보여주고 있다.

Figure. 10은 최적화된 송풍기를 제작하여 측정한 성능선도를 보여주고 있다. 실험으로 측정한 결과를 Fig. 8의 예측선도와 직접적인 비교를 하기에는 측정 위치가 다르기 때문에 곤란하다. 하지만 본 실험의 결과에서 작동유량이 200~300 m³/min의 영역에서 스톨이 발생하고 있음은 상당히 잘 예측하고 있다.

예측결과와 실험결과와의 비교를 위하여 덕트의 길이와 실험장치에서 유동을 균일하게 하기 위한 정류격자에서의 손실을 KS B6311의 규정에 의하여 보정하여 비교하였다. Fig. 11은 예측과 실험의 결과를 비교한 결과를 보여주고 있으며, 솔리드 표시는 실험의 결과를 나타내며 내부가 빈 표시는 예측 결과를 의미한다, 전체적으로 예측의 결과가 높게 나타나고 있음은

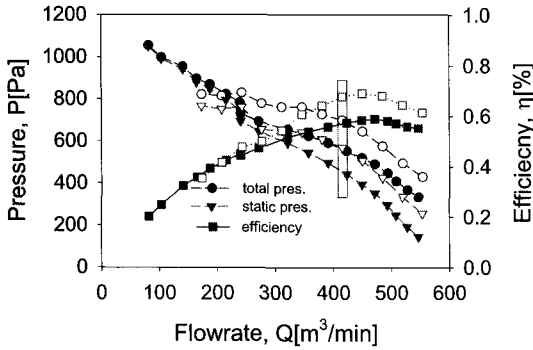


Fig. 11 Comparison of the experimental data and numerical data compensated with losses within the duct and the grid (solid: experimental, white: numerical)

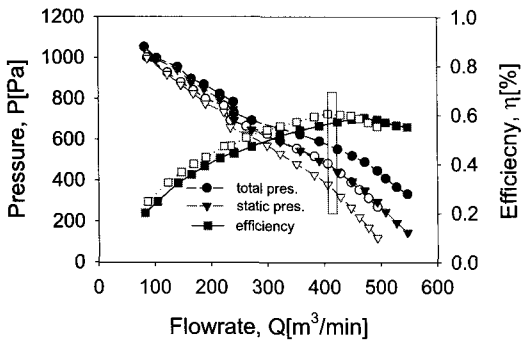


Fig. 12 Comparison of performance curves on the same class fans (solid: optimized, white: imported)

보여주고 있으며, 이러한 현상은 손실을 덕트와 정류격자에서만 보상하였기 때문에 발생되었다. 그 외에도 정익에 의한 손실, 모터 장착부분에 의한 손실, 동익장착부인 허브에 의한 손실, 팁간극의 손실들이 충분히 고려되지 않았기에 발생한 결과이다. 따라서 예측의 결과가 높게 나타난 것은 예견된 현상이나 탈설계에서의 최고효율점이 발생하는 작동유량은 동일하며 성능곡선의 경향은 동일한 결과를 나타내고 있다.

최적화된 송풍기의 성능을 예측과 실험으로 비교를 하였으나 설계기법으로 설계된 초기 형상으로 제작된 송풍기와 직접적인 비교가 이루어지지 않아서 초기형상에서 얼마나 성능이 향상되었음을 실험적으로 나타낼 수가 없으므로 간접적인 방법이지만 동급의 독일 W사에서 설계된 송풍기와 동일한 설계조건에서 실험

을 하여 비교한 결과가 Fig. 12에 나타나 있다. 실험의 결과에서 W사의 성능은 압력의 요구조건을 만족하지 못하고 있으므로 직접적인 비교가 되지 못하며 압력의 상승을 위하여 효율의 상당한 감소를 지불하여야 할 것으로 예상된다. 또한 동익 높이의 차이로 인하여 실험에서 최적화된 동익에서는 틱간격이 2.4%였으며 W사의 틱간격은 1.7%로 최적화된 모델에서는 상당한 틱간극 손실을 포함하고 있음에도 불구하고 압력의 달성과 비슷한 효율의 달성은 최적화에 의하여 상당한 성능 향상이 이루어졌음을 추론할 수 있다.

5. 결론

저속도에서 사용되는 축류형 송풍기에서 고전적으로 설계되어지는 방식으로 설계되어진 초기의형을 바탕으로 동익에 12개의 설계변수를 적용하고 정익에 1개의 설계변수를 적용하여 성능향상을 위한 최적화를 수행하였다. 최적화된 익형을 제작하여 성능시험을 수행하여 예측된 결과와 비교하였을 때, 예측의 결과가 시험장치에서의 손실을 충분히 반영하지 못하여 다소 높게 예측되었으나 성능곡선의 동일한 경향은 최적화를 수행하여 올바른 최적의 설계변수를 찾을 수 있음을 보여주었다. 최적화 모델의 성능향상에 대하여 초기형상모델과의 직접적인 비교가 곤란하였으므로 타 모델과의 비교시험을 수행한 결과 요구하는 조건을 만족하면서 양호한 성능을 나타내었다. 차 후 익형의 설계와 관련된 보다 많은 설계변수를 적용하여 성능에 영향을 미치는 변수들의 연구와 이를 익형설계에 적용하기 위한 연구를 계속할 계획이다.

후 기

이 논문은 2005년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구이며 (KRF-2005-005-J09901), 2007년 경상대학교 연구년제 연구교수 연구비에 의하여 수행되었음.

참고문헌

- (1) Eck, B., 1973, "Fans : Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans" Azad, R. S., Scott, D. R., Translation Pergamon

- (2) Wright, T., 1996, "Low Pressure Axial Fans," *Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery. 3: Application of Fluid Dynamics;* Schetz, J. A. and Fuhs, A. E., Wiley.
- (3) Wallis, R. A., 1961, "*Axial Flow Fans*," Academic Press.
- (4) Wallis, R. A., 1983, "*Axial Flow Fans and Ducts*," John Wiley & Sons.
- (5) Sorensen, D. N, Thompson, M. C, and Sorensen J, N., 2000, "Toward Improved Rotor-Only Axial Fans-Part II: Design Optimization for Maximum Efficiency," *J. of Fluid Engineering*, Vol. 122, pp. 324~329.
- (6) Egorov, I. N., Shmotin, Y. N., and Fedechkin, K. S., 2005, "Increasing of Axial Fan Efficiency Basing on Optimization Technology," 6th World Congresses of Structural and MDO, Rio de Janeiro, May 30-June 3, Brazil.
- (7) Lee, S. Y. and Kim, K. Y., 2000, "Design Optimization of Axial Flow Compressor Blades with Three-Dimensional Navier-Stokes Solver," ASME Paper 2000-GT-0488.
- (8) 서성진, 최승만, 김광용, 2004, "형상최적화를 통한 축류송풍기의 설계," 유체기계연구개발표논문집, pp. 578~582.
- (9) 조수용, 최범석, 오종학, 1999, "축류송풍기의 설계 시 적용된 와류형식의 영향에 관한 실험적 연구," 유체기계저널, Vol. 2, No. 3. pp. 7~16.
- (10) Horlock, J. H., 1973, "*Axial Flow Compressor*," Robert E. Krieger Publish Co.
- (11) Visual DOC 6.0, 2006, Vanderplaats R&CD Inc.
- (12) KS B6311, 2001, "송풍기의 시험 및 검사방법," 한국산업규격.