

축류형 흡입송풍기 설계기술에 관한연구

최형준* · 김창수** · 조종현*** · 조수용****

A Study of Design Method of an Axial-Type Suction Fan

Hyoung-Jun Choi*, Chang-Su Kim**, Chong-Hyun Cho***, Soo-Yong Cho****

Key Words : Axial-Type Fan(축류형송풍기), Blade Design(익형설계), Suction Fan(흡입송풍기), Aerodynamic Design(공력설계), Performance Prediction(성능예측)

ABSTRACT

Many different types of fan have been applying to various industrial fields. Fan design methods are much different depending on the types of fan, operating conditions, and connecting parts at the inlet or exit of the fan etc. In this study, design methods for an axial-type suction fan are studied. This fan discharges the air in the relative static pressure of -285Pa to the atmosphere with the flow rate of 960m³/min. For three-dimensional blade design, three different design methods were applied, such as the free vortex method, the exponential method, and the cascade method. In the cascade method, the blade loading along the radial direction was obtained from the lift coefficient which was necessary to obtain the pressure rise on a fan rotor. This method is different from the free vortex and the exponential method which control the strength of the vortex. The fan performance prediction was conducted using the CFD with three different inlet ducts. The best fan performance was obtained when the fan was designed by using the cascade method. The designed fan using the exponential method showed better performance compared to a fan designed using the free vortex method. However, the fan performance was changed depending on the installed inlet ducts. So, an efficient fan can be designed with the adjustment of design variables on the basis of the flow structures within the fan as well as the fan design procedure.

1. 서 론

송풍기가 사용되어지는 분야는 일반 산업기계, 조선, 공조 분야 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 송풍장치뿐만 아니라 전자제품의 냉각장치 등

에도 사용되어지고 있다. 이러한 다양한 용도로 인하여 축류형 송풍기의 설계기술은 이미 다양한 이론이 적용되고 있으며, 제조업체별로 실험을 수행하여 얻어진 결과를 설계기법에 추가한 설계소프트웨어를 사용하고 있다.

설계 소프트웨어에서 사용되는 고전적인 설계기법은 일반적으로 요구사양을 바탕으로 평균반경에서 설계조건을 만족하도록 기본형상을 설정하고, 준 3차원 설계방식으로 3차원유동을 예측하고, 반경방향으로 와류의 형식을 조절하여 3차원의 익형을 설계한다.⁽¹⁻⁴⁾ 특히 와류의 형식에 따라 다양한 설계기법이⁽⁵⁾ 적용되어진다. 하지만 본 설계방식에서는 익형각을 얻기 위하여 필요로 하는 유동의 예측은 준3차원 방식을 사용하므로 설계결과에 오차를 수반한다. 따라서 향상화된 익형으로부터 3차원 유동해석을 수행하여, 익형주위의 유동장을 바탕으로 익형의 설계변수를 보완하여 최종적인 익형의 설계에 도달한다.

* 경상대학교 대학원

** 동화엔텍주식회사 기술연구소

*** 경상대학교 항공기부품기술연구센터(기계항공공학부)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.kr

최근에는 컴퓨팅 기술의 발달과 전산유체기법의 정확도가 향상되어 기존의 설계기법으로부터 설계되어진 형상에 최적화 기법을 적용하여 익형의 형상을 목적하고자하는 방향으로 개선하고⁽⁶⁻⁹⁾ 있다. 목적함수는 사용조건에 따라서 작동압력, 소음, 효율 등을 선정하거나, 여러 개를 선정하여 상호간 가중치를 주어 성능을 향상하기도 있다. 하지만 최적화를 위한 계산시간은 설계변수의 개수에 의하여 상당한 영향을 미치므로 익형의 형상과 관련한 많은 설계변수 중에서 성능에 크게 영향을 미치는 설계변수만을 선정하여 최적화를 수행한다. 아울러 최적화에서도 전역최적화의 방식은 너무나 많은 계산시간이 소요되므로 계산영역을 제한하게 되며, 반면 기술키기 기반의 최적화에서는 초기 설계형상은 계산시간뿐만 아니라 최적화된 결과에도 상당한 영향을 미치게 된다.⁽¹⁰⁾ 따라서 여전히 실용적인 적용을 위하여서는 고전적인 설계기법은 중요하다. 본 연구에서는 축류형 흡입송풍기에서의 3차원 익형 설계를 위한 올바른 설계변수의 선정과 이에 따른 설계방법의 차이에 의한 성능 변화를 연구하여 축류송풍기의 설계기법에 일조하고자 한다.

2. 형상설계

본 연구에 적용된 송풍기는 발전용 라디에터의 열교환을 위하여 사용되는 축류형 흡입송풍기로써 기본적인 요구사항을 Table 1에서 보여주고 있다. 주어진 회전수에서 요구조건인 풍량과 압력을 달성할 수 있는 것은 익형의 형상에 의하여 결정되어지므로, 전압력의 상승은 오일러식과 송풍기에서 예상되는 총효율(η)을 사용하여 이를 선회계수(ω)와 유량계수(λ)에

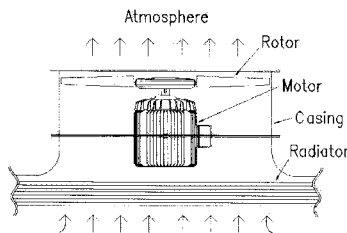


Fig. 1 Axial-type suction fan

Table 1 Aerodynamic requirement for axial fan design

Contents	Specification	Remarks
Air flow	960 m ³ /min	
	19.4kg/sec	
Static pressure	-285Pa	suction
Fan speed	880RPM	
Casing diameter	1250mm	
Hub diameter	380mm	

의하여 표현하면 식 (1)과 같이 얻어진다.

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

식 (1)에서의 하첨자 1과 2는 동익의 전후를 의미하며, P_{dy} 는 축방향속도(C_x)를 기준으로 하는 동압을 나타낸다. 아울러 선회계수는 원주방향속도(C_θ)와 축방향속도의 비로 나타내어지며, 유량계수는 축방향속도와 선회속도(U)의 비로 얻어진다. 따라서 요구하는 전압력의 상승을 얻기 위하여서는 총효율을 정확히 예측하여야 하며 설계되어질 익형은 동익 전후에서 요구하는 선회계수가 얻어지도록 형상화하여야 함을 알 수 있다.

송풍기에서의 총효율은 동익에서의 효율뿐만 아니라, 정익, 입구덕트, 출구덕트 등을 포함하는 전체시스템에서 발생하는 세부적인 손실 등을 고려하여 총효율을 예측한다. 이를 위하여 틱간극손실, 형상손실, 2차유동손실, 덕트내부손실 등의 각종 이론적인 손실모델들을 적용하여 예측하는 방법이 있으며, 실험데이터를 이용하여 각 부분품에서의 손실을 적용하여 효율을 예측하거나, 동급의 송풍기에서 얻어지는 효율데이터를 적용하는 방법 등이 있다. 총효율 예측은 본 연구와는 직접적인 관련이 없으며, 아울러 또 다른 연구의 분야이므로 구체적인 언급은 생략하도록 한다.

2.1 반경방향 평형방정식 이용

우선 요구하는 전압력의 상승을 달성할 수 있도록 1차원적인 평균반경을 기준으로 선회계수와 유량계수를 간단히 얻을 수 있다. 다음으로 3차원 동익을 형상화하기 위하여서는 반경방향의 위치에 따라 유동의 상태를 정확히 예측하여야 하나, 초기의 형상이 완전히 정하여지지 않은 상태에서 3차원 운동량 방정식을 적용하기에는 어려움이 있다. 따라서 반경방향의 여러 유선을 기준으로 해석을 수행하는 준3차원의 방식을 일반적으로 사용한다. 이를 위하여 반경방향으로의 유동 변화를 무시한다고 가정하면 식 (2)과 같이 반경방향으로 단순화된 평형방정식⁽⁵⁾을 얻게 된다.

$$C_x \frac{dC_x}{dr} + C_\theta \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_\theta^2}{r} = 0 \tag{2}$$

식 (2)에서 r 는 반경방향을 의미한다. 반경방향 평형방정식을 해석하기 위하여 반경방향을 따라서 원주방향의 속도들을 어떻게 분포하는가에 따라서 여러 설계방식이 얻어진다. 가장 간단한 방법이 평균반경의 결과를 반경방향에 분포하는 방법이나, 익형의 허브와 틱의 비가 적은 경우에는 적절하지 못하다.

자유와류방식으로 분포를 하는 경우에는 유동의 물리적인 표현은 적절하나 익형이 심하게 뒤틀리게 되어서 다양한 조건의 적용에 제한이 있다. 강제와류의 방식으로 익형의 뒤틀림을 해소할 수는 있으나 효율의 감소가 발생⁽¹¹⁾되었다. 그 외에도 익형에서의 반동을 일정하게 하는 방법⁽¹²⁾, 자유와류법의 와류와 일정 반동법의 와류를 평균하여 적용하는 방법, 출구에서의 와류를 일정하게 하는 방법, 자유와류에 의한 와류를 조정하는 지수적인 방식 등이 있다.

반경방향 평행방정식은 반경방향으로 전엔탈피의 변화가 없는 상태이다. 앞서 적용되고 있는 여러 와류의 모델에서 이러한 조건을 만족하는 경우는 일정반동모델, 자유와류법, 강제와류법과 지수적인 방법이 있으나 송풍기의 동익 앞에 예선회익이 없는 경우(동익 입구에서 $C_{\theta 1}$ 은 영이 됨) 자유와류 모델만이 반경방향 평행방정식을 만족하게 되고 이 방정식으로부터 축방향의 속도를 구할 수 있다.

하지만 익형의 비틀림이 심한 자유와류법의 보완으로 사용되는 일정반동 모델은 강제와류와 자유와류의 혼합($C_{\theta 2} = Ar + B/r$)이므로 예선회익이 없는 경우에는 반경방향으로의 전엔탈피의 변화는 반경의 제곱에 비례하여 변화하게 된다. 반면에 지수적인 모델에서의 와류는 식 (3)과 같이 자유와류와 상수와와 함으로 나타내므로 반경방향의 변화에 대하여 전엔탈피의 변화는 반경에 비례하게 된다. 따라서 본 연구에서와 같이 예선회익이 없이 작동하는 동익의 경우에는 설정된 와류의 모델로부터 축방향의 속도를 계산하고, 동익의 익형각을 구하는데 있어서는, 앞서의 일정반동 모델 보다는 오차가 적게 된다.

$$C_{\theta 2} = A + \frac{B}{r} \quad (3)$$

식 (3)에서의 A 와 B 는 상수로써, 이 상수 값의 선택에 따라서 송풍기에서 요구되어지는 전압력의 상승이 달성될 뿐만 아니라 익형의 비틀림이 완화되어진다. 이를 위하여 자유와류에서 얻어진 허브에서부터 팁까지의 와류의 강도보다는 완화되도록 한다. 따라서 식 (4)의 조정계수 κ 를 1보다 적도록 설정한다.

$$\Delta C_{\theta 2} = \kappa \times \Delta C_{\theta 2}(\text{free vortex}) \quad (4)$$

$$\frac{\Delta P_t}{\rho \eta} = \frac{\int_{r_{hub}}^{r_{tip}} U C_{\theta 2} da}{a}$$

식 (4)에서의 ρ 와 a 는 밀도와 면적을 의미하며, $\Delta C_{\theta 2}$ 는

팁과 허브에서의 $C_{\theta 2}$ 값의 차이를 나타낸다. 식 (4)에서 얻어진 상수 A 와 B 로 부터 얻어진 원주방향의 속도를 식 (2)의 반경방향 평행방정식에 적용하여 식 (5)의 축방향의 속도를 얻게 된다.

$$C_{x 2} = \sqrt{C - 2A^2 \ln(r) - \frac{2AB}{r}} \quad (5)$$

식 (5)에서의 상수 C 는 송풍기에서 얻어져야 하는 질량유량이 달성되도록 식 (6)으로부터 구하게 된다.

$$\dot{m} = \int_{r_{hub}}^{r_{tip}} \rho C_{x 2} da \quad (6)$$

하지만 식 (6)을 만족하도록 하여 얻어진 동익 출구에서의 축방향속도($C_{x 2}$)는 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 조정계수 κ 의 감소에 따라서 항상 동익의 허브측에서는 증가하게 되고, 팁으로 가면서 줄어드는 형태를 나타내게 된다. 이러한 것은 일반적인 축류 송풍기의 동익 출구에서의 축방향 속도와는 다른 형태를 보인다⁽¹³⁾. 따라서 동익의 팁 출구에서는 축방향 속도가 감소하고, 반면에 원주방향속도가 증가하게 되어 동익 출구에서의 상대 유동각(β_2)이 β_1 보다 증가하게 되어 익형의 형태가 회전방향에 대하여 역으로 형성되어질 수 있다. 따라서 자유와류 강도의 조정은 적절히 이루어져야 한다.

2.2 케이스캐이드 이론의 적용

지수적인 방식에서는 제한 조건이 많아서 사용조건에 따라서 자유와류의 결과와는 큰 차이를 보이지 않게 된다. 이를 보완하는 다른 설계방법으로 케이스캐이드 이론을 적용하는 것이다. 회전하는 송풍기의 동익을 반경방향으로 단면을 만들어 보면 Fig. 3과 같은 케이스캐이드로 가정할 수 있다. 동익을 지나

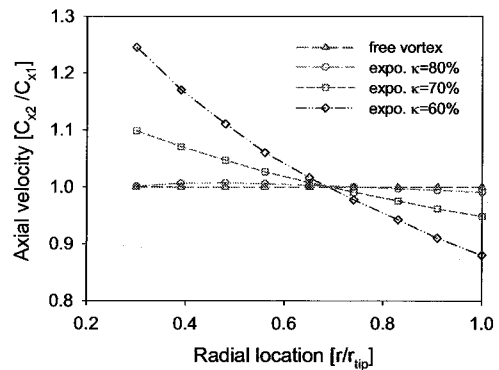


Fig. 2 Axial velocity profiles along the radial direction

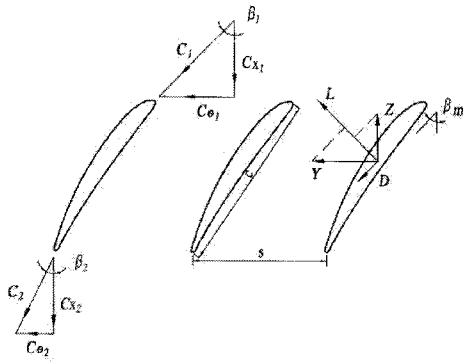


Fig. 3 Force and flow on the cascade

서의 압력상승은 동익의 회전력(Y)과 직접적인 관련이 있으며, 이 회전력은 원주방향의 모멘트의 변화로 나타내어진다.

$$Z = \Delta P s dr \tag{7}$$

$$Y = \dot{m} U \Delta W_\theta = \rho s C_x dr U \Delta W_\theta$$

상기의 식 (7)에서의 s 는 피치를 나타내며, W 는 상대속도를 의미한다. 회전력과 축방향의 힘(Z)은 익형에서의 항력(D)과 양력(L)으로 표현되어진다. 따라서 동익에서의 압력상승은 익형에서 요구되어지는 양력을 생성하여야 함을 알 수 있다.

$$D = Y \sin \beta_m - Z \cos \beta_m \tag{8}$$

$$L = Y \cos \beta_m + Z \sin \beta_m$$

식 (8)에서 β_m 은 익형의 기준선 위치를 나타내는 각도로써 동익 입출구에서의 상대유동각으로부터 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\tan \beta_m = \frac{1}{2} (\tan \beta_1 + \tan \beta_2) \tag{9}$$

식 (7-9)로부터 양력계수(C_L)는 다음과 같이 표현되어진다.

$$C_L = \frac{2}{\sigma} \cos \beta_m (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \tag{10}$$

식 (10)에서의 σ 는 현절비로써 코드(c)와 피치와의 비를 의미한다. 송풍기에서 요구하는 압력상승을 얻기 위하여 필요로 하는 양력계수가 얻어지도록 동익의 출구 유동각(β_2)과 현절비를 적절하게 설정하여야 함을 알 수 있다. 우선 익형의 반경 방향을 따라서 회전 시 스톨의 발생이 없는 작동 가능한 양력

계수를 분포한다. 본 연구에서는 익형의 원활한 비틀림을 위하여 직선적인 변화를 갖도록 분포하였다.

현절비는 평균반경에서의 선화계수와 유량계수에 의하여 Wallis⁽⁴⁾에 의하여 제안된 표준적인 현절비를 사용할 수 있다. 하지만 고정된 현절비는 반경방향에 따라서 코드의 증가를 동반하여 익형허브에서의 높은 응력을 유발하게 된다. 따라서 평균반경에서 얻어진 표준적인 현절비에서 얻어진 코드를 기준으로 반경방향으로의 다른 피치거리를 고려하여 현절비를 분포한다. 따라서 식 (10)로부터 얻어진 양력계수로부터 반경 방향을 따라서 출구유동각(β_2)을 얻게 된다. 식 (10) 이외에도 다수개의 익형이 설치되는 경우에는 상호간섭에 의한 효과를 고려하여 얻어진 양력계수와 유동각의 관계식⁽¹⁴⁾인 식 (11)를 적용하여 출구 유동각을 얻을 수 있다. 이상으로부터 동익 입출구에서의 축방향속도($C_{x1} = C_{x2}$), 선화속도($U_1 = U_2$), 동익에서의 상대유동각(β_1, β_2)으로부터 절대원주속도($C_{\theta 1}, C_{\theta 2}$)를 구하게 된다.

$$C_L = 2 \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right)^{2.75} \tag{11}$$

익형에 분포한 양력계수로부터 얻어진 선화속도가 송풍기에서 요구하는 전압력의 상승이 일어나는 지를 확인하여 한다. 따라서 반복적으로 양력계수의 분포를 조정하여 최종적인 선화속도를 얻게 된다. 본 연구에서의 송풍기처럼 예선회 익이 없는 경우에는 입구에서의 절대원주속도가 없으므로 식 (12)가 적용된다.

$$\frac{\Delta P_t}{\rho \eta} = \frac{\int_{r_{hub}}^{r_{tip}} U C_{\theta 2} da}{a} \tag{12}$$

요구되는 전압력상승의 계산에서 양력계수가 스톨의 영역에 진입하게 되거나, Lieblien⁽¹⁵⁾이 제시한 확산계수(DF)의 값이 0.6 이하에 있게 되는지도 확인하여야 유동의 박리가 발생되지 않고 작동될 수 있으므로 필요시 현절비를 조정한다.

$$DF = \left(1 - \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right) + \frac{\cos \beta_1}{2\sigma} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \tag{13}$$

익형설계에 있어서 케스캐이드 이론의 적용은 익형의 현절비가 적은 경우에 본 이론의 적용은 적절하지 못하다. 이러한 경우에는 익형과 익형의 중간영역을 통하여 유동의 일부가 익

형의 방향을 따르지 못하고 축방향으로 흐르게 되어 일부 오차가 발생할 수 있기 때문이다. 하지만 특수하게 현절비가 적은 송풍기를 제외하고는 필요로 하는 양력계수를 얻기 위하여서는 자동적으로 아주 적은 현절비는 적용되지 못한다.

2.3 설계변수의 설정

와류의 강도를 조정하든지, 케이스캐이드 이론을 적용하던지 하여 동익 입출구에서의 상대적 유동각(β_1, β_2)을 계산하였다 하더라도 실제 동익이 작동되는 경우에 Fig. 4와 같이 출구에서의 벗어남각(δ)이 있게 된다. 따라서 유동이 원하는 방향으로 설정되도록 익형을 설정하여야 한다. 아울러 필요로 하는 양력이 얻어질 수 있도록 입구에서의 입사각(i)을 올바르게 설정하여야 하며, 이를 위하여 입출구 유동각으로부터 익형의 스테저각(ξ)도 설정하여야 한다. 동익 출구에서의 벗어남각은 익형의 캠버각(ψ) 크기와 현절비에 영향을 많이 받는데 Carter⁽¹⁶⁾에 의하여 제시된 모델을 사용한다.

$$\delta = m\psi \sqrt{s/c} \quad (14)$$

식 (14)에서의 m 은 계수로서 스테저각의 함수로 정하여진다.

$$m = 0.00375 \xi + 0.14 \quad (15)$$

벗어남각과 입사각이 정하여지면 캠버각은 동익 입출구에서의 유동각으로부터 구하여지고, 또한 스테저각까지 얻어지게 되는데 최종적으로 식 (14-16)이 수립될 때까지 수행한다.

$$\psi = \frac{(\beta_1 - \beta_2) - i}{1 - m \sqrt{s/c}} \quad (16)$$

$$\xi = (\beta_1 - i) - \frac{\psi}{2}$$

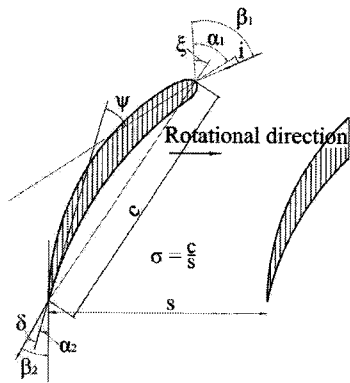


Fig. 4 Design variables on the rotor blade

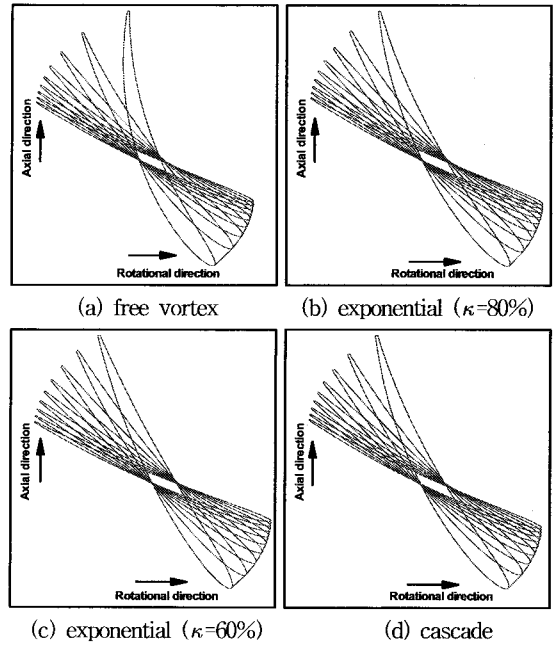


Fig. 5 Three-dimensional blade profiles designed by the different design methods

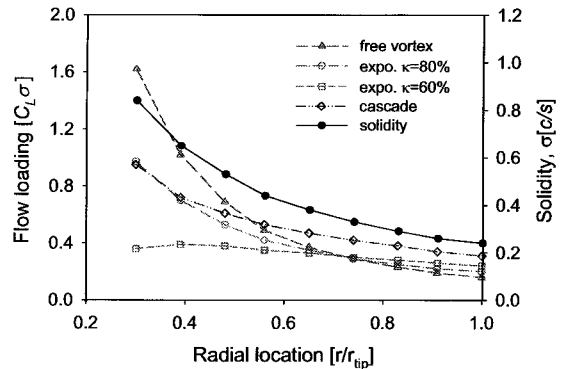


Fig. 6 Solidity and flow loadings along the radial direction

동익 입출구에서의 익형각(α_1, α_2)은 앞서 계산된 입사각, 벗어남각으로부터 Fig. 4에서 처럼 구하여지므로 이를 바탕으로 익형을 형상화 하면 된다. 본 연구에서는 송풍기의 익형으로 많이 사용되는 F-series 익형을 적용하였다.

Fig. 5는 설계방식에 따라 익형의 3차원 형상이 달라짐을 보여주고 있다. 자유와류로 형상화 되었을 때 가장 많이 휘어짐을 보여주고 있으며, 와류의 세기를 완화하게 되면 휘어지는 정도가 줄어들고 있음을 알 수 있다. 케이스캐이드 이론으로 설계된 경우는 지수적인 방식에서의 $\kappa=60\%$ 인 경우와 비슷하여 보이지만 허브에서의 형상은 차이를 보이고 있다.

Fig. 6은 설계되어진 송풍기에 동일한 현절비가 적용되었음을 보여주고 있으며, 반경방향을 따라서 코드의 변화는 미약하

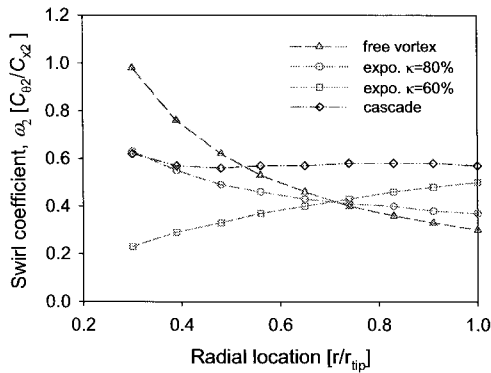


Fig. 7 Variation of the swirl coefficient at the exit of the rotor

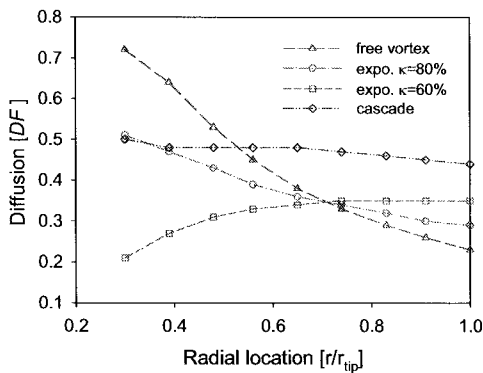


Fig. 8 Variation of the diffusion factor along the radial direction

나 피치의 변화가 크기 때문에 팁에서의 현절비는 허브에 비하여 상당히 떨어지게 되어있다. 양력계수와 현절비의 곱으로 나타나는 유동부하($C_L\sigma$)의 곡선으로부터, 자유와류법의 경우에는 허브측에 큰 양력계수를 갖는 익형이 필요하며 팁에서는 적은 양력계수를 갖도록 익형이 설계되어진다. 지수적인 방식에 의하여 조정계수 κ 의 완화에 따라서 양력계수의 분포는 점차적으로 허브에서는 축소되고 팁에서는 증대하는 쪽으로 변화가 발생된다. 이러한 변화에 따라 익형의 설계가 이루어졌음을 Fig. 5의 허브측의 익형을 보면 명확하게 나타난다.

동익 출구에서의 선회계수 변화를 Fig. 7에서 보여주고 있다. 지수적인 방법에서 조정계수의 완화에 따라 허브측에서 축방향 속도는 증가하고 또한 원주방향의 속도가 축소가 되므로 선회계수가 축소됨을 보여주며, 팁에서는 조정계수의 완화에 따라서 선회계수는 증대한다. 캐스캐이드 이론으로 설계되는 경우에는 전반적으로 균일한 선회계수의 값을 보였다. 이러한 변화는 동익의 확산계수에 직접적인 영향을 미치게 되므로 자유와류법으로 설계되는 경우에는 허브에서 큰 확산계수를 갖게 되지만 지수적인 방법으로는 이를 완화하므로 전체적으로 확산계수가 줄어들게 되었다. 마찬가지로 캐스캐이드 방법의

경우에는 비슷한 크기의 확산계수를 얻게 되었음을 Fig. 8에서 보여주고 있다.

3. 유동해석 및 성능비교

본 연구에서는 3차원 비압축성 난류유동 해석을 위하여 터보기계 해석에 적합한 상용프로그램인 CFX-12를 사용하여 유동해석을 수행하였다. 난류해석의 모델은 전단응력이송(shear stress transport) $k-\omega$ 모델을 적용하였으며, 계산영역은 계산시간의 단축을 위하여 동익의 개수에 따라 하나의 유로만 선정하여 계산을 수행하였다. 동익은 덕트내에 모터와 함께 장착되어 있으므로 입구영역, 동익영역, 출구영역으로 분할하였으며, 각 영역간 접합부분의 계산은 프로존로터 방식을 적용하였다. 입구영역과 출구영역은 축방향의 회전축까지 포함되어야 하므로 비정렬격자가 적용되었으며, 동익영역은 정렬격자가 사용되었다. 계산에서의 출구경계는 회전축에서 송풍기케이싱 반경의 6배인 구면으로 확대하여 안정된 출구조건이 되도록 하였다.

경계조건으로 입구에는 설계점에서 주어진 질량유량을 적용하고 출구는 대기상태이므로 정압을 대기압으로 설정하였다. 원주방향으로의 경계면은 주기조건을 적용하였으며 허브와 쉬라우드의 벽면의 조건이 적용되며, 동익의 경우는 케이싱과 팁 간격이 5mm(동익높이 대비 팁간극의 비는 1.16%)로 주어지며 설계회전수로 회전하는 조건이 주어졌다. 격자수에 따른 계산 결과는 계산격자가 50만개 이상에서 일정하게 수렴 하였으므로, 계산에서는 격자를 60만개 범위에서 계산을 수행하였다.

우선 계산을 위한 격자, 경계조건, 난류모델 등의 적절성은 축류송풍기의 최적화연구⁽¹⁰⁾에서 수행되었던 풍량 150m³/min 급의 축류형 송풍기에서 얻어진 실험결과⁽⁹⁾와 계산결과와의 비교검정과 동일하므로 본 연구에서도 적절하고 판단되었다.

3.1 직선형 흡입덕트 (D1)

Fig. 9는 동익의 설계 시에 동익 입구에 균일한 축방향속도를 적용하였던 것과 같이 동익의 입구영역에 단면적의 변화가 없도록 직선적으로 하여 설계 시와 동일한 현상이 되도록한 직선형 덕트를 나타내고 있다. Fig. 9에서 1과 2는 동익영역이 입구영역과 출구영역과 접하는 부분으로 동익의 입구와 출구 부분이 된다.

Fig. 10은 설계방법에 따라 설계된 송풍기에서 얻어진 효율의 변화를 보여주고 있다. 횡축에서의 expo 1과 2는 각각 지수적인 방식으로 조정계수 80%와 60%인 경우를 의미한다. Fig. 9와 같이 입구에 설치된 직선형 덕트에서 송풍기의 효율은 동

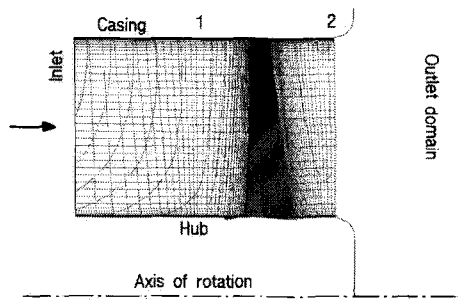


Fig. 9 Straight inlet duct and outlet domain

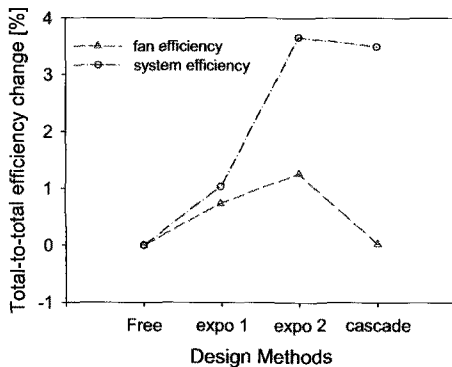


Fig. 10 Variation of the total-to-total efficiency with the different design methods

의 입구(1의 위치)와 출구(2의 위치)에서의 질량유량 평균전압력을 기준으로 익형에서 얻어진 토오크(T_q)와 회전속도(Ω)를 이용하여 식 (17)로부터 얻어졌다.

$$\eta_{t-t} = \frac{\int_1^2 P_t C_x da}{T_q \Omega} \quad (17)$$

송풍시스템의 효율은 식 (17)과 동일하나 공력파워의 측정 위치가 시스템의 입구(inlet)와 출구(outlet)로 확장되므로 식 (17)의 적분 구간이 1과 2에서 inlet과 outlet으로 각각 변경된다. 출구의 경우는 송풍기가 공기를 흡입하여 대기로 배출하므로 출구에서의 게이지 전압력은 영으로 하여 얻어진다. 효율 변화의 결과는 자유와류법으로 얻어진 송풍기에서의 효율 (77.2%)을 기준으로 송풍기의 효율과 송풍시스템 효율의 변화를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 송풍기나 송풍시스템의 효율은 자유와류법으로 설계된 동익에서 얻어진 효율보다는 지수적인 방법이나 케스캐이드 방법을 적용하여 얻어진 동익의 경우에 향상된 결과를 보여주고 있다. 송풍시스템의 효율은 출구에서의 선회속도 크기가 줄어들면 향상되므로 지수적인 방식으로

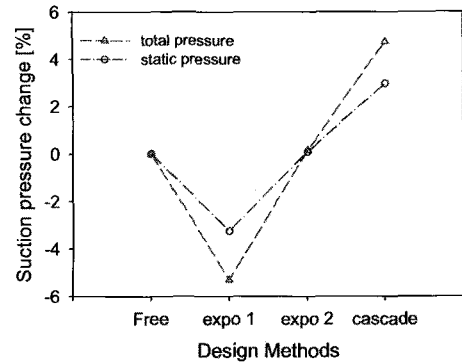


Fig. 11 Variation of the suction pressure at the duct inlet with the different design methods

와류의 세기를 완화한 경우에 송풍시스템의 효율은 많은 상승을 하였음을 보여준다.

본 연구에서의 송풍기는 흡입용 송풍기이므로 흡입압력의 크기가 성능에 중요한 요소이다. 동일한 질량유량을 흡입하는 경우에 송풍기 덕트입구에서의 흡입압력의 변화를 Fig. 11에서 보여주고 있다. 자유와류법에 의하여 설계된 경우에 흡입 게이지 전압력은 -207.2 Pa였으나, 지수적인 방식에서 완화 계수가 80%인 경우(expo 1)에는 흡입압력이 낮아졌으며, 반면에 케스캐이드 방식의 경우에는 송풍기덕트 입구전압력이 자유와류법으로 설계된 경우에 비하여 5%이상 향상된 결과를 나타내고 있다. 따라서 익형의 형상에 따라서 효율은 송풍기의 입력동력이 줄어들고 동시에 공력파워가 조금 줄어들게 되면 향상될 수 있다. 하지만 공력파워의 감소는 송풍기 흡입구에서 흡입압력의 감소를 동반하게 된다. 이러한 현상을 지수적인 방법에서 80%의 완화계수를 적용한 경우에 보여주고 있는데, 즉 효율 향상은 되었지만 흡입압력이 감소하는 결과를 보여주고 있다. 따라서 효율 향상과 흡입압력의 향상된 결과로부터 케스캐이드 방법으로 설계된 동익이 본 연구의 흡입송풍기에 적용하기에 효과적인 동익임을 알 수 있다.

3.2 전동기형상이 고려된 덕트 (D2)

흡입용 송풍기의 성능시험에서는 여러 가지 방법이 있으나 본 연구에서는 성능시험방법(17)중에서 직선형 덕트를 사용하여 시험하는 경우를 고려하여 성능의 변화를 확인하였다. 입구영역은 Fig. 12와 같이 송풍기의 케이싱반경 3.5배 상류로 설정하였으며, 흡입덕트의 축중심에 있는 전동기에 의한 손실이 고려되어진다.

흡입덕트가 변경되어도 케스캐이드 방법으로 설계된 동일한 송풍기가 적용되었다. Fig. 13은 설계 시에 적용된 직선형 덕트 (D1)와 성능시험 시 사용되는 덕트(D2)에서 얻어진 속도벡터

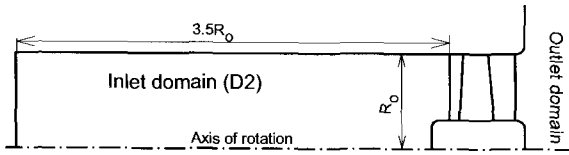
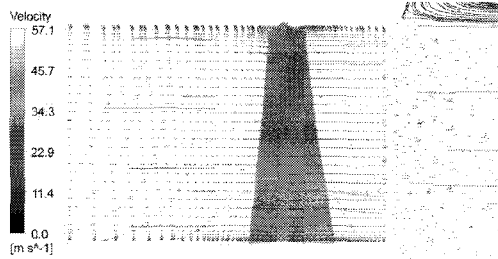
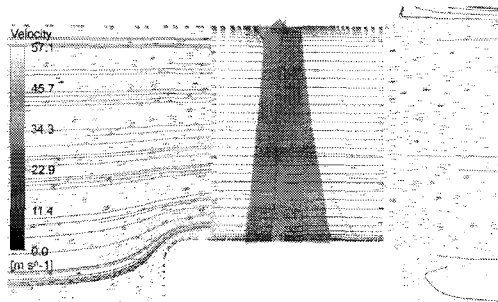


Fig. 12 Inlet duct using for the performance test and the outlet domain



(a) straight inlet duct (D1)



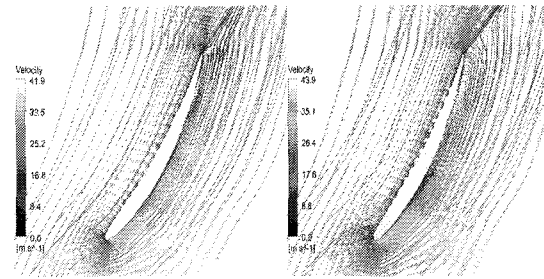
(b) inlet duct for performance test (D2)

Fig. 13 Absolute velocity vectors within the duct

와 유선을 원주방향의 단면에서 보여주고 있다. D1덕트에서는 허브와 케이싱 벽면으로부터 경계층 의한 속도의 감소가 발생되지만 경계층의 두께는 그다지 크지 않다. 하지만 전동기가 설치된 경우를 고려한 D2덕트에서는 흡입덕트의 중심부에서 흡입되는 유동은 전동기의 설치로 인하여 허브측에 낮은 속도의 영역이 크게 형성되게 된다. 이러한 한 현상은 Fig. 13의 허브측 유선에서 잘 보여주고 있다. 이러한 현상은 원래 설계 시에 가정하였던 동일한 입구유속과는 달라지게 된다.

Fig. 14는 허브면 근처(5% 스팬)에서의 속도장 비교를 보여주고 있다. D2덕트에서 허브측에 형성된 낮은 축방향 속도로 인하여 입사각은 커지게 되었음을 Fig. 14(b)에서 잘 보여주고 있다. 큰 입사각은 동익의 흡입면에 유동의 박리를 형성하고, 이로 인하여 출구에서의 벗어남각을 증가하게 되어, 허브에서의 손실이 증가한다. 반면에 팁 부근은 동일한 직선형의 덕트이므로 두 경우에 차이를 보이지 않았다.

D2덕트의 적용으로 긴 입구영역과 축중심에 설치된 전동기의 형상으로 인하여 내부적인 손실이 증대하였다. 따라서 송풍



(a) D1 (b) D2

Fig. 14 Relative velocity vectors near a hub plane

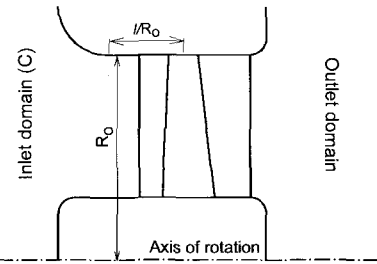


Fig. 15 Inlet duct of widely opened suction area and the outlet domain

시스템의 효율은 D1덕트를 적용한 경우에 비하여 D2덕트의 사용으로 4.5%의 효율 감소(D1덕트에서 얻어진 효율대비)가 발생되었으며, 흡입구에서의 전압력은 5.7% 감소한 결과를 얻었다.

3.3 실제 적용되는 덕트의 영향 (C형)

실제 송풍기가 적용되는 곳에서의 기본적인 형상을 Fig. 15에서 보여주고 있다. Fig. 1과 같이 송풍기가 장착되므로 송풍기로 연결되는 케이싱은 흡입공간에서 90도로 밴딩되어 송풍기의 케이싱에 연결된다. 밴딩된 끝부분과 동익의 무게중심과의 거리(l/R_o)는 0.704(C1), 0.384(C2)와 0.224(C3)이며, 입구영역은 송풍기 케이싱 반경의 3.5배의 구를 형성하였다. 덕트의 중간에는 모터가 장착된다. 실제 적용되는 흡입덕트에서의 송풍기 위치에 대한 성능의 차이를 계산하였다.

케이싱의 변화에 따른 효율의 변화를 앞서의 D1, D2덕트에서의 결과와 함께 Fig. 16에서 비교된 결과를 보여주고 있다. 전동기의 설치로 인한 손실과 흡입부에서의 밴딩으로 인한 손실 등으로 인하여 D1덕트에서의 효율에 비하여 6% 정도의 효율감소가 발생되었다. 케이싱의 밴딩 위치에 따라서도 성능의 차이를 보여주고 있는데 밴딩의 위치가 송풍기에서 멀어질수록 시스템의 효율은 덕트 손실로 인하여 감소함을 보여주고 있다. 이러한 손실들은 덕트의 흡입구에서 흡입압력의 감소로 나타나게 되고 있음을 보여주고 있으며, 이 압력의 감소는 D1덕트의 경우에 비하여 흡입전압력이 12% 정도 감소되었음을 보

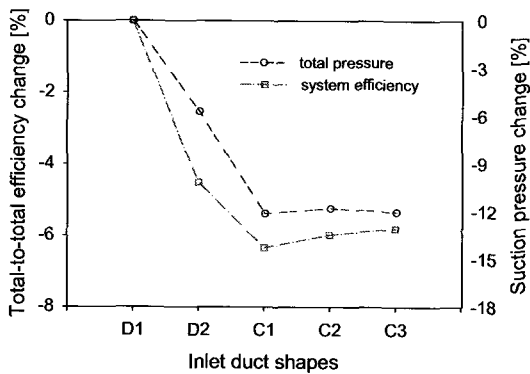


Fig. 16 Variation of the efficiency of the fan duct system and the suction pressure on the different duct

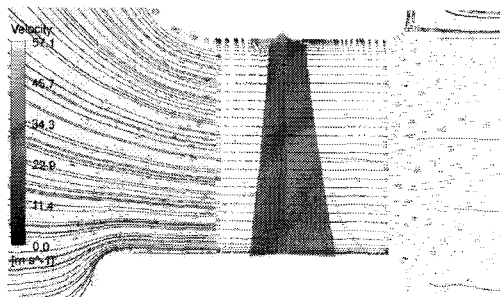


Fig. 17 Absolute velocity vectors within the C3 type duct

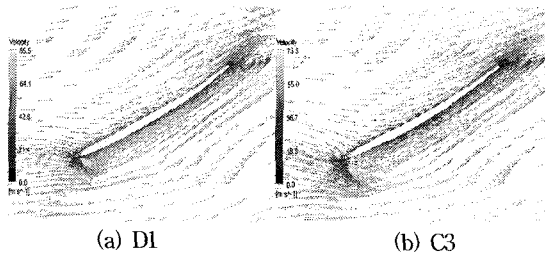


Fig. 18 Relative velocity vectors near a tip plane

여주고 있다.

Fig. 17은 덕트내에서의 속도벡터를 보여주고 있는데, Fig. 13에서의 D1덕트와 D2덕트에서 얻어진 속도 벡터와 유선과의 차이를 보여주고 있다. C형 덕트에서는 흡입구 케이싱에서 벤딩된 부분의 곡률로 인하여 동익의 팁 영역에서 속도가 변경되어졌다. 허브에서는 전동기의 형상이 고려되었지만 D2덕트의 경우와 달리 흡입되어지는 케이싱 근처의 유동이 벤딩에 의한 곡률로 속도가 증대하면서 덕트 내부로의 모멘텀이 가하여졌다. 따라서 허브에서의 저속유동 영역이 축소되었기에 유선은 허브면에 평행하게 형성되어 D1덕트에서 얻어진 허브면 근처에서의 유동장과 동일하게 얻어졌다.

Fig. 18은 팁 부분(스팬의 95%)에서의 속도벡터를 보여주고

있는데 팁 입구에서의 유동은 C3덕트에서는 케이싱 입구에서 유속이 빨라져서 유로의 중앙부분으로 진입하게 되고 반면에 케이싱 근처의 유동은 상대적으로 느려지게 되어 설계된 익형 각과는 차이를 나타내게 되었다. 따라서 입사각이 커지게 되었다. 따라서 C3덕트에서는 앞전에서 유동장의 변화가 크게 발생되고 있음을 보여주고 있다.

4. 결 론

저압 저속도에서 사용되는 축류형 송풍기의 익형 형상을 설계하기 위한 방법의 차이에 대한 연구를 수행하였다. 기존의 3차원 익형의 설계방식인 와류 설정법 중에서는 예선회 익이 없는 흡입송풍기의 설계방식으로 물리적으로 오차가 적은 자유와류법과 지수적인 방식을 채택하였으며, 또 다른 방식으로 캐스캐이드 이론을 바탕으로 익형에서의 양력계수를 기준으로 형상화하는 방법을 개발하였다. 3차원 유동해석을 통한 성능 예측에서 캐스캐이드 이론의 적용으로 설계된 방식은 가장 우수한 결과를 보였으며, 자유와류법으로 설계하는 것보다는 지수적인 방식이 우수한 결과를 보였다. 하지만 익형의 적용에 따른 송풍시스템의 형상 변화에 따라 흡입되어지는 속도의 부분적인 변화로 인하여 팁이나 허브에서 입사각은 설계된 입사각보다 증가하게 되어 부분적인 조정이 필요하였다.

후 기

“이 논문 2008년 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국학술진흥재단 (KRF-2008-005-J01001)의 지원을 받아 수행된 연구임”

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) Horlock, J. H., 1973, “Axial Flow Compressor,” Robert E. Krieger Publish Co.
- (6) 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.
- (7) 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
- (8) 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.
- (9) 서성진, 최승만, 김광용, 2004, "형상최적화를 통한 축류송풍기의 설계," 유체기계연구개발 발표회 논문집, pp. 578~582.
- (10) Cho, C. H., Cho, S. Y., Ahn, K. Y. and Kim, Y. C, 2009, "Study of an Axial-Type Fan Design Technique Using an Optimization Method," *J. Process Mechanical Engineering*, Vol. 223, pp. 101~111.
- (11) 조수용, 최범석, 오종학, 1999, "축류송풍기의 설계시 적용된 와류형식의 영향에 관한 실험적 연구," 유체기계저널, Vol. 2, No. 3 pp. 7~16.
- (12) 손상범, 주원구, 조강래, 남형배, 윤인규, 남임우, 1999, "축류 송풍기의 공력학적 설계," 유체기계저널, Vol. 2 No. 1 pp. 22~28.
- (13) 김광호, 김창수, 양철수, "축류 팬의 허브비에 따른 유동특성 연구," 1998, 유체기계공업학회 '98 강연회 및 연구개발 발표회 논문집, pp. 43~48.
- (14) Wallis, R. A. 1968, "A Rationalized Approach to Blade Element Design, Axial Flow Fan," Proc. 3rd Asian Conf. Hydraulic and Fluid Mechanics, Sydney, pp. 23~29.
- (15) Lieblein, S., 1965, "Experimental Flow in 2D Cascades," NASA SP 36
- (16) Carter, A. D. 1950, "The Low Speed Performance of Related Aerofoils in Cascades," Gt. Britain Aero. Research Council, ARC CP 29.
- (17) KS B6311, 2001, "송풍기의 시험 및 검사방법," 한국산업규격.