

# 고성능 2단 축류송풍기의 공력설계를 위한 수치해석 및 실험에 관한 연구

조진수\* · 한철회\*\* · 조이상\*\*\*  
(1998년 3월 12일 접수)

## A Numerical Method & Experiments for the Aerodynamic Design of High Performance 2-Stage Axial Flow Fans

Jinsoo Cho, Cheolhui Han and Leesang Cho

Key Words: Axial Flow Fan(축류송풍기), Performance Test(성능 측정), Panel Method (패널법)  
Aerodynamic Interaction(공력상호작용), Two Stage Axial Flow Fan(2단 축류송풍기)  
Repeating Stage (반복단), Aerodynamic Design(공력설계)

### Abstract

A numerical method and experiments for the aerodynamic design of high performance two-stage axial flow fans was carried out. A vortex ring element method used for the aerodynamic analysis of the propellers was extended to the fan-duct system. Fan performance and velocity profiles at the fan inlet and outlet are compared with experimental data for the validations of numerical method. Performance test was done based on KS B 6311(testing methods for turbo-fans and blowers). The velocity profile was obtained using a 5-hole pitot tube by the non-nulling method. The two stage axial flow fan configurations for the optimal operation conditions were set by using the experimental results for the single rotating axial flow fan and the single stage axial flow fan. The single rotating axial flow fan showed relatively low efficiency due to the swirl velocities behind rotor exit which produced pressure losses. In contrast, the single stage and the two-stage axial flow fans showed performance improvements due to the swirl velocity reduction by the stator. The peak efficiency of the two stage axial flow fan was improved by 21% and 6%, compared to the single rotating axial flow fan and the single stage axial flow fan, respectively.

### 기호설명

A : 동익 블레이드의 환상 유로면적,  $m^2$   
C : 시위 길이, mm  
 $C_m$  : 동익의 평균반경에서 시위 길이, mm  
 $C_t$  : 단면추력계수 =  $F_T J^2 / \rho V_\infty D^2$   
D : 팬외 직경, mm  
L : 축동력, kw

N : 회전수, rpm  
 $N_b$  : 블레이드 수  
 $\Delta P_d$  : 동압 상승, mmH<sub>2</sub>O  
 $\Delta P_s$  : 정압 상승, mmH<sub>2</sub>O  
 $\Delta P_T$  : 전압 상승, mmH<sub>2</sub>O  
Q : 체적 유량,  $m^3/s$   
r : 팬외 중심점에서 반경 길이, mm  
R : 덕트 반경, mm  
 $R_{hub}$  : 동익의 허브 반경, mm

\* 회원, 한양대학교 기계공학부  
\*\* 한양대학교 대학원 기계공학과  
\*\*\* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

$R_m$	: 동익의 평균 반경, mm
$R_{tip}$	: 동익의 팁 반경, mm
$s$	: 블레이드 간격 = $2\pi r/N_b$ , mm
$\bar{s}$	: 팁 간극, mm
$\Delta SS$	: 1단과 2단 사이의 간격, mm
$U$	: 블레이드 팁에서의 속도, m/s
$V$	: 절대 속도, m/s
$V_a$	: 축방향 속도, m/s
$W$	: 상대 속도, m/s
$w_L$	: 축동력의 불확실성
$w_Q$	: 체적 유량의 불확실성
$\Delta X$	: 동익과 정익 사이의 축 간극, mm
$\beta$	: 블레이드의 피치각, deg
$\gamma$	: 비틀림 각, deg
$\eta$	: 팬효율 = $\Delta P_T Q / L$
$\lambda$	: 축동력 계수 = $2L / \rho U^3 A$
$\nu$	: 허브비 = $R_{hub} / R_{tip}$
$\rho$	: 공기 밀도, $kg/m^3$
$\sigma$	: 현결비 = $C/s$
$\phi$	: 유량 계수 = $Q / UA$
$\psi$	: 압력 계수 = $2\Delta P_T / \rho U^2$

### Subscripts

R	: 동익
S	: 정익

## 1. 서론

### 1.1 연구 배경 및 목적

일반적으로 터널과 광산의 환기장치, 건물의 공조장치 등에서 고유량, 고압력 그리고 고효율을 얻기 위하여 2개이상 1단 축류송풍기(Single Stage axial flow Fan, SSF)를 직렬 또는 병렬로 연결시켜 사용하고 있다. 이 경우 두개의 개별 회전장치로 인한 에너지의 파다 손실과 설치공간이 커지는 문제점이 발생한다. 그러나 고성능 2

단 축류송풍기(Two Stage axial flow Fan, TSF)는 고유량, 고압력, 그리고 고효율을 얻을 수 있으므로 이러한 문제점을 해결할 수 있다.

현재 국내에서 사용되는 대부분의 고성능 축류송풍기는 외국에서 수입되고 있는 실정이며 고성능 2단 축류송풍기는 공력 특성에 관한 해석 기법의 어려움과 설계의 복잡성으로 인해 외국의 팬 제조업체들도 개발이 미비한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 고성능 2단 축류송풍기의 해석 기법과 성능 및 유동 실험에 관한 연구를 통해 2단 축류송풍기의 공력설계를 하는데 그 목적이 있다. 먼저 축류송풍기의 성능해석은 3차원 준비정상, 축대칭, 비점성 유동이라는 가정 하에 블레이드물 양력면으로 간주하여, 기존에 항공기 및 선박용 추진기관의 프로펠러 해석기법으로 많이 사용되어온 패널법을 사용하여 계산을 수행하였고, 블레이드와 덕트사이의 퍼텐셜 상호작용은 반복적인 계산을 통하여 고려하였으며, 각각의 단의 영향은 반복단(repeating stage)의 개념을 사용하여 계산하였다. 그리고, 2단 축류송풍기의 성능실험은 KS B 6311<sup>(1)</sup>에 준하여 압력 및 유량을 측정하였고, 5공 피토투관용 이용하여 송풍기의 유동을 측정하여 본 연구에 사용한 수치해석 결과와 비교하였다. 본 연구의 수치해석 및 실험에 관한 연구를 통하여 1단의 축류송풍기를 직렬로 연결하여 사용하는 것 보다 2단의 축류송풍기를 사용함이 더 좋은 성능을 나타냄을 확인하였다.

### 1.2 관련 문헌조사

우리 생활 주변과 산업전반에 걸쳐 광범위하게 사용되고 있는 축류송풍기에 대한 실험적, 수치적 연구는 이미 외국에서는 상당부분 이루어져 있으며, 국내에서도 많은 연구가 진척이 되어 왔다. 특히 축류송풍기의 공력해석에 대해서는 기존의 많은 실험적 자료를 통하여 얻은 경험식과 터보기계내에서의 유동방정식을 적절히 결합한 판통유동 해석이 많은 연구가 되어 왔으며 최근에는 Navier-Stokes 방정식을 전산해석으로 계산하는 연구도 활발하게 진행되어오고 있다. 특히 유선곡률법 및 판통유동해석법은 이미 상당부분의 연구가 이루어져 있으며 터보기계의 설계에 많은 역할을 하고 있는 실정이다. 하지만 이 방법은 많은 양의 실험을 통해서 축적된 자료를 필요로 하거나 실험과의 병행적인 연구를 필요로 하므로

많은 번거로움이 존재한다.

본 연구에서 사용된 와류고리요소법(Vortex Ring element Method, VRM)은 패널법의 일종으로, 기존의 항공기 및 선박용 프로펠러의 공력설계에 많이 사용되었고, 주로 외부유동의 공력해석에 있어서 많은 연구가 되어왔다. Lesicutre<sup>(2)</sup>는 와류적자법을 사용하여 엠티전식 프로펠러에 대한 준비정상 공력해석을 수행하였고, 김민호<sup>(3)</sup>는 와류고리요소를 이용한 엠티전식 축류팬에 대한 공력해석 및 실험적 연구를 하였다. Hardin<sup>(4)</sup>은 Kerwin<sup>(5)</sup>과 Kinnas<sup>(6)</sup>가 계속해서 발전시키고 있는 프로펠러 코드용 환기용 축류송풍기에 대하여 적용을 하여 성능해석을 하였다. 덕트의 영향에 대한 공력해석은 정상법(image method)을 사용하거나 Williams 등<sup>(7)</sup>과 Huang<sup>(8)</sup>의 연구에서와 같이 덕트를 동익(rotor)과 같이 회전하는 양력면으로 가정하여 해석을 하는 방법이 있고, 최근에 최진권<sup>(9)</sup>은 사각형 단면을 가진 풍동의 정상 및 비정상 유동에서의 프로펠러에 미치는 덕트의 영향을 용흡중첩 패널법을 사용하여 반복적 해석기법을 통한 계산을 하여 좋은 결과를 보여 주었다.

축류 송풍기의 공력특성에 관한 실험적 연구는 주로 1970년대부터 활발하게 진행되기 시작하였다. Longhouse<sup>(10)</sup>는 블레이드의 피치각(pitch angle,  $\beta$ )과 팁 간극(tip clearance,  $\bar{s}$ )을 변화시키며 축류송풍기의 성능 및 소음에 대해서 연구하였다. Fukano 등<sup>(11)</sup>은 블레이드의 형상, 즉 블레이드 개수의 비, 시위 길이(chord length, C), 캠버각(camber angle,  $\theta$ ) 등이 축류송풍기의 성능과 소음에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 그리고 Fukano 등<sup>(12)</sup>은 블레이드의 두께(blade thickness,  $t$ ) 및 회전수의 변화에 따른 축류송풍기의 성능 및 소음에 대해 연구하였다. Gallus 등<sup>(13)</sup>은 축류 압축기에서 입구 유동각(inlet flow angle,  $\alpha$ ), 동익과 정익(stator)의 블레이드 개수의 비 그리고 동익과 정익 사이의 축 간극(axial gap,  $\Delta X$ )을 변화시키면서 축류 압축기의 공력특성 및 소음에 대해 연구하였다. Baoshi와 Tiany<sup>(14)</sup>는 2단 축류송풍기의 경우 동익과 정익의 허브에서 주로 유동 박리(flow separation)가 발생하여 팬의 효율이 감소한다는 것을 확인하였다. Wright<sup>(15)</sup>는 가변 피치 축류송풍기(controlled pitch axial fan)의 경우 가변 피치각을 위해 블레이드와 허브사이에 간극이 존재하는데, 이 간극을 기준 간극(base clearance,

$s_B$ )이라 명명하고 기준 간극에 의해 송풍기의 효율과 유량(volumetric flow rate, Q)이 감소하는 것을 실험을 통해 확인하였다. Kodama 등<sup>(16)</sup>은 엠티전식 축류송풍기, 1단 축류송풍기, 그리고 2단 축류송풍기의 성능 및 소음에 대한 실험을 통해 엠티전식 축류송풍기의 효율 및 성능이 우수하다는 결론을 얻었다. Cherrett 등<sup>(17,18)</sup>은 1단 천음속 팬에 대한 실험과 전산 해석을 통해 천음속 팬의 성능 및 동익과 정익을 지나는 유동장의 특성을 연구하였다.

따라서 본 연구에서는 축류송풍기의 공력설계를 위하여 와류고리요소법을 사용하였다. 각 양력체간의 상호작용은 Williams 등<sup>(7)</sup>의 연구들 도입하였으며, 덕트효과와 계산에 있어서는 최진권<sup>(9)</sup>이 사용한 반복적 해석기법을 도입하여 기존의 덕트효과가 고려되지 않은 단회전식 및 엠티전식 프로펠러의 공력해석에 사용한 방법들을 덕트효과가 고려된 다단의 축류송풍기의 공력해석에 확장 적용하여 실험결과와 비교함으로써 본 수치해석 방법을 사용한 공력해석의 타당성 및 가능성을 보였다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 와류고리요소 패널법(Vortex Ring element Method, VRM)

2단 축류송풍기의 공기역학적 해석은 미소교란 이론(small disturbance theory)을 기본으로 한다. 이 이론은 블레이드가 얇고 실속(stall)이 발생하지 않는 작은 범위의 양각에 대해 적용하는 것으로, 선형성을 가정하기 때문에 천음속의 익단, 날개유로 등에서 발생할 수 있는 충격파들은 고려하지 않는다. 블레이드는 양력면으로 가정하여 3차원 해석을 한다. 양력면은 양력면과 평행한 방향의 속도 차이가 존재하는 두께가 얇은 와면으로 나타낼 수 있으며, 이 양력면에서 강도 분포는 위·아래면사이의 속도차 크기와 일치한다. 양력면은 몇 개의 이산화된 와류고리요소 패널들로 나뉘어지며 패널의 형태는 어떤 외부적인 제약이 없지만 대부분 삼각형 또는 사각형의 형태로 이루어진다.

Fig. 1은 본 연구의 수치해석에 사용한 1단 축류 송풍기의 덕트, 동익 및 정익을 나타낸 그림이다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 동익과 정익 블

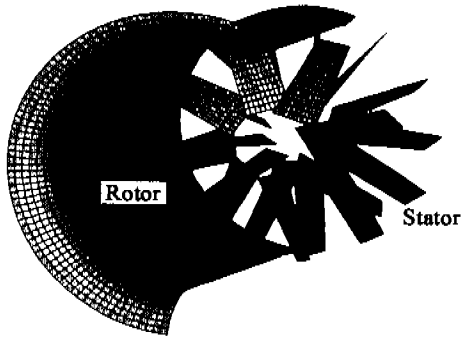


Fig. 1 Geometrical representation of fan blades and a duct.

레이드의 캠버면, 덕트의 표면에 4각형의 와선 분절(vortex line segment)로 이루어진 와류고리요소(vortex ring element)를 분포시킨다. 각 패널의 코드길이의 1/4에는 속박와(bound vortex)를, 3/4에는 제어점(control point)을 위치시켜 이 점에서 경계조건을 만족시킨다. 후류를 모델링하는 데에는 고정후류법(rigid wake), 규정후류법(prescribed wake), 자유후류법(free wake) 등이 있으며, 본 연구에서는 계산을 간단히 하기 위하여 고정후류로 모델링하였다. 각 패널에 대한 수직방향 벡터는 대각선 벡터의 외적(cross-product)으로 구할 수 있다. 양력면과 후류의 각각 제어점과 분절의 끝점에서 상호작용이 있게 되며, 이 점에서의 교란 속도의 영향을 계산한다. 이때, 양력면 패널의 제어점과 와선 분절의 끝점에서 양력면 및 후류는 주어진 경계 조건을 만족시키게 된다. 임의의 각 속도로 회전하는 동익으로부터 발생된 후류와 고정된 정익 및 덕트사이의 공력상호작용에 대한 반복계산을 주어진 경계조건을 만족하도록 수행하여 특이 요소들의 강도(strength)를 구한다. 특이 요소의 강도를 알게 되면, 와의 분절에 의해 임의의 점에서 유도되는 속도는 Biot-Savart 법칙으로부터 구하고, 이로부터 유동장내의 어느 임의의 점에서의 특이 요소들에 의한 영향을 알 수 있게 된다. 공력계수는 Kutta-Jowkowski 이론으로부터 구할 수 있다.

1단에서의 동익과 정익의 공력상호작용은 김민호<sup>(3)</sup>의 방법을 확장하였고, 각 블레이드와 덕트의 상호작용은 반복적 해석기법을 사용하여 계산을 하고, 1단과 2단 사이의 평면에 대한 유도 속도장을 구하고 이를 2단의 상위 경계조건으로 사용

하여 위와 같은 방법으로 2단을 해석한다.

압축성효과는 블레이드 림에서의 마하수(Mtip)가 0.3 이상까지 도달할 경우에는 Prandtl-Glauert 인자를 사용하여 고려하고, 임의의 점에서의 속도는 자유흐름속도와 모든 와류요소에 의해 유도된 속도의 합으로 정의한다.

압력은 Kutta-Joukowski theorem을 이용하여 각 요소에서의 양력(lift)을 계산한 후 각각의 양력면에서의 추력을 계산하고, 이를 블레이드를 통과하는 유동의 유로면적으로 나누어 정압을 계산하였다.

## 2.2 덕트계산

일반적으로 내부유동문제에 대하여는 총퍼텐셜 방법(the total potential formulation)과 미소교란방법(the perturbation potential formulation)의 두가지 방법이 있다. 이를 계산하는 방법에는 직접계산법과 반복계산법의 두가지가 있다. 또한 기하학적으로 대칭인 유동에 대하여 예전부터 사용하였던 영상법(image method)이 있다.

본 연구에서는 Williams 등<sup>(7)</sup>의 연구를 확장한 Huang<sup>(8)</sup>의 해석기법과 같이 덕트가 동익과 같이 회전하는 양력면이라고 가정하였고, 상호작용에 대하여서는 최진권<sup>(9)</sup>의 연구방법을 적용하였다. 팬에 적용하는 경우에는 팬과 같이 회전하는 좌표계에 대한 유동은 전체 속도퍼텐셜에 의하여 기술하기가 힘들다. 따라서, 여기서는 미소교란방법을 사용하였다.

Fig. 2는 계산영역을 도시한 것이다. 여기서 수직벡터는 유동영역(flow domain)을 향하도록 하였고, 유동영역의 외부 경계면은 덕트벽과 두 개의 가상면(fan의 upstream plane 과 downstream plane)으로 구성되어 있다. 유동장의 속도는 다음과 같이 자유흐름속도와 미소교란속도로 표현할 수 있다.

$$\vec{V} = \vec{U}_m + \nabla\phi \quad (1)$$

이때,  $\vec{U}_m$ 은 팬의 상류지점의 덕트로 일정하게 유입하는 유동이다.

덕트는 축대칭의 원형 단면을 가지고 있으므로, 유동은 축대칭, 정상유동으로 생각할 수 있다. 유동영역에 대하여 Green's theorem을 적용하고, 팬 표면에 대한 적분을 팬이 유도한 퍼텐셜

( $\phi_P$ )로 바꾸면, 다음과 같은 적분 방정식을 구할 수 있다.

$$2\pi\phi = \int \int_{S_T} \left\{ \phi \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) - \frac{\partial \phi}{\partial n} \right\} dS + 4\pi\phi_P \quad (2)$$

이때 덕트벽에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$\vec{n} \cdot \vec{U}_{in} = 0 \text{ on } S_{wall} \quad (3)$$

따라서, 덕트벽( $S_{wall}$ )에서의 경계조건은 다음과 같이 된다.

$$\vec{n} \cdot \vec{V} = \vec{n} \cdot \vec{U}_{in} + \vec{n} \cdot \nabla \phi = \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (4)$$

이와 마찬가지로 두 개의 덕트 입·출구에서의 가상면에 대한 경계조건을 쓰면,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial n} &= 0 \text{ on } S_{in} \\ \frac{\partial \phi}{\partial n} &= 0 \text{ on } S_{out} \end{aligned} \quad (5)$$

따라서 식 (2)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$2\pi\phi = \int \int_{S_T} \left\{ \phi \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) \right\} dS + 4\pi\phi_P \quad (6)$$

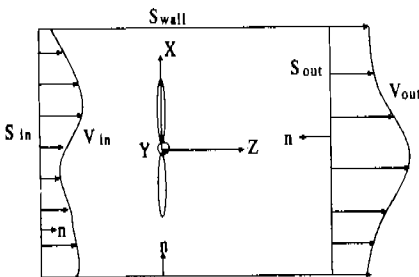


Fig. 2 Coordinate system for the fan inside a duct problem.

위의 식 (6)에서 일정강도의 용흡중첩패널을 평면에 분포시켜 계산할 수 있다. 또한, 일정강도의 용흡중첩과 와류고리요소 패널은 등가이므로 본 연구에서는 이를 이용하였다.

팬으로의 유입속도는 유입속도( $\vec{U}_{in}$ )와 덕트에 기인한 유도속도의 합이다. 유동장에서 퍼텐셜은 다음 식으로부터 주어진다.

$$4\pi\phi = \int \int_{S_T} \left\{ \phi \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) \right\} dS + 4\pi\phi_P \quad (7)$$

식 (7)의 우측의 첫 번째 항은 덕트로부터 유도된 미소교란 퍼텐셜에 상응하며, 두 번째 항은 팬으로부터 유도된 미소교란 퍼텐셜이다.

따라서, 팬에 대한 유도속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{V} = \vec{U}_{in} + \frac{1}{4\pi} \int \int_{S_T} \phi \nabla \left\{ \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{r} \right) \right\} dS \quad (8)$$

Fig. 3은 팬과 덕트의 상호작용에 대한 흐름도(flow chart)이다. 먼저 덕트가 없는 팬을 계산한 후, 덕트의 경계조건에 팬으로부터 유도된 속도물 자유유동속도에 더하여 덕트문제를 계산한다. 팬 전방의 가상면에서 덕트가 유도하는 속도물 계산하여 이를 팬의 유입속도로 주어 계산하며, 팬에 걸리는 하중이 수렴할 때까지 반복하여 계산한다.

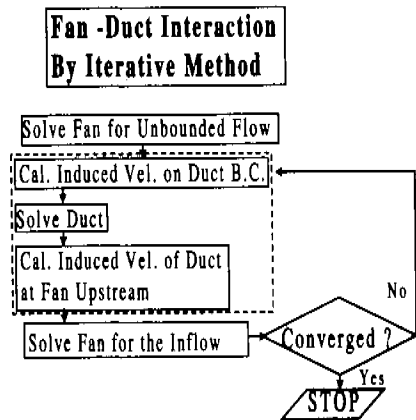


Fig. 3 Flow chart of fan-duct interaction by iterative method.

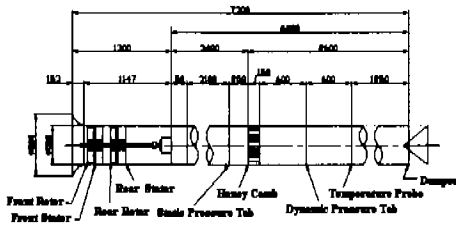


Fig. 4 Test rig layout, KS B 6311.

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

고성능 2단 축류송풍기의 공력특성을 측정하기 위한 실험 장치는 KS B 6311<sup>(1)</sup>의 표준화된 규격에 준하여 제작되었다.

Fig. 4는 2단 축류송풍기의 실험 장치를 나타낸 것으로 팬과 덕트를 포함한 전체 길이는 7300mm이고, 팬과 접속관 그리고 덕트의 직경은 500mm로 동일하게 제작되었다. 팬의 입구에는 팬으로 유입되는 유동을 일정한 흐름으로 유도하기 위하여 벨 마우스(bell mouse)를 설치하였다. 팬과 덕트를 연결하는 접속관은 50mm의 길이로 되어 있다. 그리고 덕트는 내면이 매끈하고, 그 단면적이 팬의 흡입구 및 토출구 단면적과 같은 원형 단면의 짧은 관으로 길이는 5950mm이다. 덕트의 토출구 쪽에는 유량을 조절하는 댐퍼(damper)가 설치되어 있다.

Fig. 5는 2단 축류송풍기의 동익을 나타낸 것으로 블레이드는 플라스틱 재질로 제작되었고, 캠버각이 27°인 NACA 65계열의 익형(airfoil)을 가진다. 비틀림 각(twist angle,  $\gamma$ )은 허브에서 팁방향으로 일정한 구배를 가지며, 허브에서 팁까지의 전체 비틀림각은 17°이다.

시위길이 역시 허브에서 팁으로 일정한 구배를 가지며, 동익의 팁반경(rotor tip radius,  $R_{tip}$ )은 245mm이고, 허브의 반경(rotor hub radius,  $R_{hub}$ )은 65mm로 허브비(hub-to-tip ratio,  $\lambda$ )는 0.263이다.

그리고 동익의 평균 반경(mass averaged mean radius,  $R_m$ )에서 현절비(solidity,  $\sigma$ )는 0.5093이다.

Table 1은 1단 및 2단 축류송풍기의 동익과 정익에 사용된 블레이드의 제원을 나타낸 것이고



Fig. 5 Front view of the front rotor.

Table 1 Specifications of the tested fan blades.

< rotor >

Radius (mm)	Hubed Radius (mm)	Mean radius (mm)	Mass mean (mm)	Tip radius (mm)
65.0 (hub)	82.0	47.0	6.56	1.6030
180.0 (mean)	72.0	36.0	5.76	0.5093
245.0 (tip)	68.0	30.0	5.28	0.3430

< stator >

Radius (mm)	Hubed Radius (mm)	Mean radius (mm)	Mass mean (mm)	Tip radius (mm)
65.0 (hub)	66.0	63.0	5.28	2.1009
180.65 (mean)	76.2	74.0	6.10	0.8759
250.0 (tip)	82.0	80.0	6.56	0.6925

동익과 정익의 개수는 Gallus 등<sup>(13)</sup>이 실험한 결과를 바탕으로 공진을 제거하기 위해 동익은 8개, 정익은 13개로 제작되었다.

Fig. 6은 2단 축류송풍기의 속도 삼각형을 나타낸 것이다. 여기서,  $W$ ,  $V$ ,  $V_a$ ,  $U$ 는 각각 상대 속도(relative velocity), 절대 속도(absolute velocity), 축방향 속도(axial velocity), 블레이드 팁에서의 속도(blade tip speed)이다.

#### 3.2 실험 방법

##### 3.2.1 성능 측정 실험

2단 축류송풍기의 성능 측정 실험은 KS B

6311<sup>(1)</sup>의 표준화된 규격에 준하여 축류송풍기의 성능에 영향을 미치는 동익과 정익의 피치각, 동익과 정익 사이의 축 간극 그리고 1단과 2단 사이의 간격을 변화시키며 실험을 수행하였다.

정압은 Fig. 4의 측정 판로의 좌우 두 지점에서 압력 탭(pressure tap)을 이용하여 측정했고 유량은 측정 판로의 상하좌우에서 각각 5개씩, 총 20개의 지점에서 유량을 측정하였다.

성능 측정 실험에서 공기의 밀도를 정확히 측정하기 위해 온도와 습도 그리고 대기압을 측정하였고 Wallis<sup>(19)</sup>의 보정 방법을 이용하여 밀도를 계산 하였다. 그리고 완전 밀폐와 완전 개방사이에서 댐퍼로 유량을 조절하면서 정압, 동압, 회전수 그리고 축동력을 측정하였다.

실험에서 측정된 압력, 유량 그리고 축동력 등이 팬의 회전수에 따라 변하므로 측정된 모든 자료를 AMCA Standards 201<sup>(20)</sup>의 팬 법칙(fan laws)을 이용하여 보정하였다.

성능 실험결과는 유량 계수(flow coefficient,  $\phi$ ), 압력 계수(pressure coefficient,  $\psi$ ), 축동력 계수(shaft power coefficient,  $\lambda$ ), 그리고 팬 효율(fan efficiency,  $\eta$ ) 등으로 무차원화 하여 실험 결과를 분석하였다.

유량 계수,  $\phi = \frac{Q}{UA}$  (9)

압력 계수,  $\psi = \frac{\Delta P_T}{1/2\rho U^2}$  (10)

축동력 계수,  $\lambda = \frac{L}{1/2\rho U^3 A}$  (11)

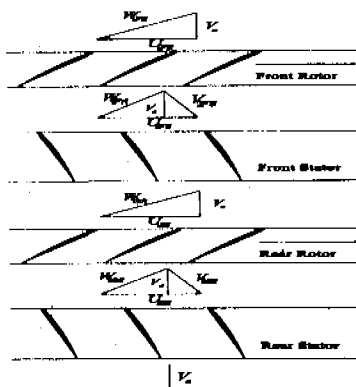


Fig. 6 Velocity triangles at the mean radius for an two stage axial flow fan.

팬 효율,  $\eta = \frac{\Delta P_T Q}{L} = \frac{\phi \psi}{\lambda}$  (12)

여기서,  $Q$ ,  $\Delta P_T$ ,  $L$  은 각각 유량, 전압 상승(total pressure rise), 축동력(shaft power)이고,  $U$ 는 블레이드 팁에서의 원주속도,  $A$ 는 동익 블레이드의 환상 유로 면적(fan annulus area)이다.

3.2.2 유동장 측정 실험

2단 축류송풍기의 유동장 측정은 송풍기의 효율이 가장 높은 지점에서 5공 피토관의 프루오브 고정법(non-nulling method)을 이용하여 송풍기의 입구와 출구에서 유동 분포를 측정하였다.

송풍기의 전방에서 유입되는 속도 분포와 송풍기의 후방에서 송풍기를 통과한 유동의 특성이 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해, 동익의 전연(leading edge)과 정익의 후연(trailing edge)에서 각각 10mm 떨어진 위치에 5공 피토관을 반경 방향으로 10mm씩 이송시키며 20개의 측정 위치에서 압력을 측정하였다.

본 연구의 유동장 측정실험에서는 프리즘(prism)형 5공 피토관을 사용하였고 5공 피토관의 보정은 Treaster와 Yocum<sup>(21)</sup>의 방법을 이용하여 요우각(yaw angle,  $\delta$ )과 피치각(pitch angle,  $\alpha$ )을 +30°에서 -30° 까지 10°씩 변화시키며 5개 구멍의 압력을 측정하여 보정 계수와 보정도(calibration map)를 얻었다. 보정계수들의 정의는 다음과 같다.

$$C_{p,yaw} = (p_2 - p_3) / (p_1 - \bar{p})$$

$$C_{p,pitch} = (p_4 - p_5) / (p_1 - \bar{p})$$

$$C_{p,total} = (p_1 - p_{total}) / (p_1 - \bar{p})$$

$$C_{p,static} = (\bar{p} - p_{static}) / (p_1 - \bar{p}) \quad (13)$$

$$\bar{p} = (p_2 + p_3 + p_4 + p_5) / 4$$

여기서,  $C_{p,yaw}$  는 요우각계수(yaw angle coefficient),  $C_{p,pitch}$  는 피치각계수(pitch angle coefficient),  $C_{p,total}$  는 전압계수(total pressure coefficient),  $C_{p,static}$  는 정압계수(static pressure coefficient), 그리고  $\bar{p}$ 는 평균압력(average pressure)을 나타낸다.

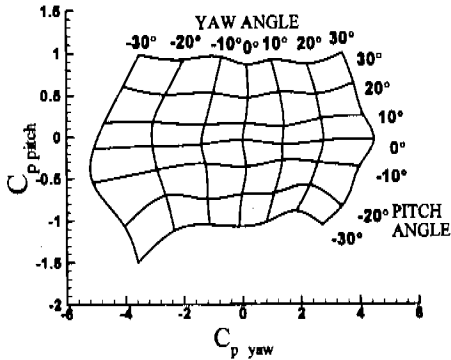


Fig. 7 Typical calibration map,  $C_{p,pitch}$  vs.  $C_{p,yaw}$ .

Fig. 7은 5공 피토관의 보정도를 나타낸 것으로 유동장 실험에서 측정된 5개의 압력으로 피치각 계수와 요우각 계수를 구한 후 보정도에서 피치각 계수와 요우각 계수를 대응시켜 피치각과 요우각을 구한다. 여기서 구한 피치각과 요우각으로 2단 축류송풍기의 좌표축 방향 속도성분은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} V_x &= \bar{V} \cos \alpha \cos \delta \\ V_r &= \bar{V} \sin \alpha \\ V_\theta &= \bar{V} \cos \alpha \sin \delta \\ \bar{V} &= \sqrt{2/\rho(P_{total} - P_{static})} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서,  $V_x$ 는 축방향 속도,  $V_r$ 는 반경 방향 속도(radial velocity),  $V_\theta$ 는 원주방향 속도(circumferential velocity),  $\bar{V}$ 는 베르누이식 (Bernoulli's equation)으로 구한 속도물 나타낸 것이다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 단회전식 프로펠러에 대한 전산해석

Fig. 8은 *Purdue model*<sup>(22)</sup> 블레이드가 덕트가 없을 때의 해석결과로서, 전진비(J)가 2.2이고 블레이드 개수가 2개인 경우이다. *Purdue model*<sup>(22)</sup> 블레이드는 시위길이가 일정하며 반경방향으로 비틀림 각만이 있고, 허브비가 0.27로서 본 논문의 실험에 사용된 블레이드와 유사한 형상을 하고 있다. Fig. 8에서 반경방향으로의 단면추력계수분포

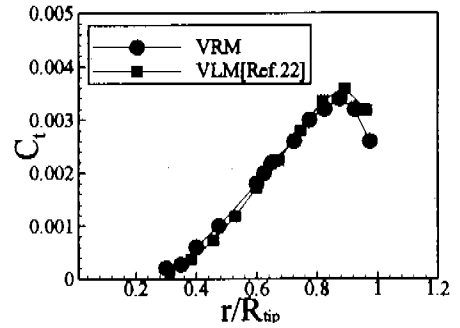


Fig. 8 The sectional thrust coefficient along the radial distance  $J=2.2$ , *Purdue model blade*.

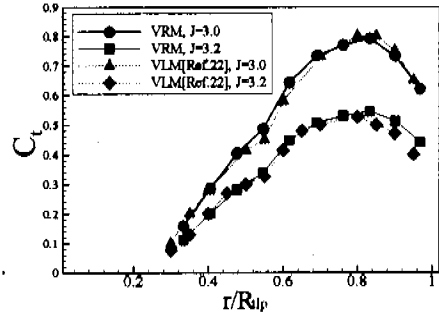


Fig. 9 The sectional thrust coefficient along the radial distance, *SR3 blade*.

물 *Chang*<sup>(22)</sup>의 와류적자법의 결과와 비교하였다. Fig. 9는 *SR3*<sup>(22)</sup> 블레이드에 대한 계산 결과로 전진비(J)가 3.0과 3.2이고 블레이드 개수가 2개인 경우이다. *SR3* 블레이드는 프롭팬(propfan)에 사용되는 블레이드로 뒷처짐각과 큰 비틀림 각을 가지며 허브에서 팁까지의 시위 길이의 변화가 큰 특징을 가지고 있다. *SR3* 블레이드의 계산결과 또한 *Chang*<sup>(22)</sup>의 와류적자법의 결과와 비교하여 같은 경향을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 10은 본 실험에 사용한 블레이드에서 유량이 160 CMM이고 회전수가 1750 rpm인 경우에 덕트와 동의 블레이드 사이의 간극을 변화시킴에 따른 단면추력계수분포의 변화를 나타낸 것이다. 이 결과에서 볼 수 있듯이 간극이 줄어들수록 단면추력계수가 블레이드 팁 근방에서 증가하며, 비교하여 나타내지 않았지만, *Williams* 동<sup>(7)</sup>의 연구결과에서와 같은 경향을 보여주고 있다.



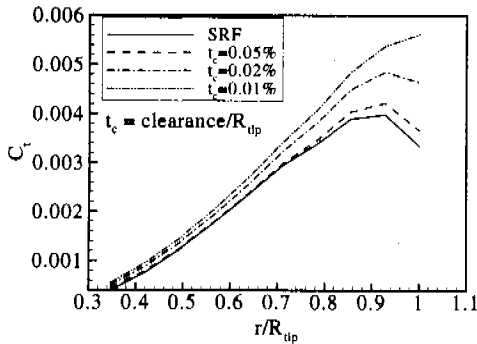


Fig. 10 Duct effect on sectional thrust coefficient with varying tip clearance.

4.2 성능측정 실험 결과 및 수치해석 결과

2단 축류송풍기(TSF)는 동익과 정익으로 구성된 1단 축류송풍기를 1단과 2단에 동일하게 구성한 축류송풍기로 고유량, 고효율의 성능특성을 나타낸다. 본 연구의 실험에서 고성능 2단 축류송풍기는 단회전식과 1단 축류송풍기의 실험 결과로부터 효율이 가장 높은 최적의 작동 상태로 1단과 2단을 동일하게 구성하였다.

4.2.1 단회전식 축류송풍기의 성능 실험 결과

단회전식 축류송풍기(Single Rotating axial flow Fan, SRF)는 1개의 동익만으로 구성된 송풍기로 동익에서 발생하는 선회 속도성분이 송풍기의 손실 성분으로 작용하여 저효율의 성능특성을 나타낸다.

Fig. 11은 단회전식 축류송풍기의 실험결과로 동익의 피치각( $\beta_R$ )은 평균 반경에서 각각 34°, 36°, 38°이고 회전수는 1750 rpm인 경우이다. 피치각이 커질수록 유량 계수와 압력 계수가 증가하는 반면에 송풍기가 받는 부하도 동시에 증가하여 축동력 계수도 증가한다는 사실을 알 수 있었다. 단회전식 축류송풍기의 최고효율은 피치각이 34°인 경우에 약 48.4%, 36°인 경우에 약 50.4%, 38°인 경우에는 약 45.7%의 성능 특성을 나타냈다.

4.2.2 1단 축류송풍기의 성능 실험 결과

1단 축류송풍기(Single Stage axial flow Fan, SSF)는 동익에 의해 발생하는 선회 속도성

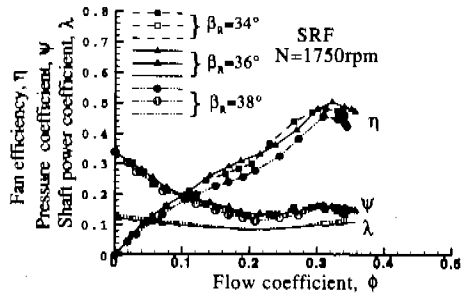


Fig. 11 Characteristic curves of a SRF for various rotor pitch angles.

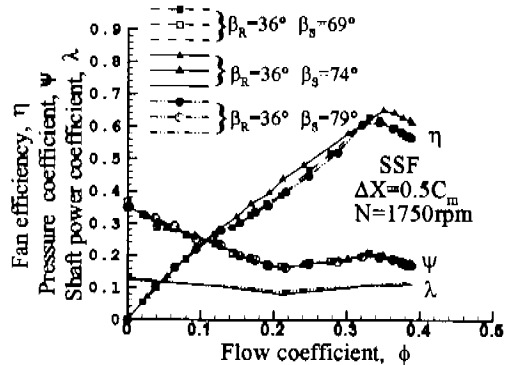


Fig. 12 Characteristic curves of a SSF for various stator pitch angles.

분을 정익이 제거함으로써 단회전식 축류송풍기에 비해 고효율의 특성을 나타낸다.

Fig. 12는 동익의 평균 반경에서 피치각이 36°, 회전수가 1750 rpm, 정익의 피치각( $\beta_S$ )이 평균 반경에서 각각 69°, 74°, 79°인 1단 축류송풍기의 실험결과이다.

정익의 피치각이 변해도 축동력에는 거의 변화가 없었지만 정익이 선회 속도성분을 압력성분으로 전환했기 때문에 단회전식 축류송풍기에 비해 고효율의 성능특성을 나타냈다.

1단 축류송풍기의 최고 효율은 정익의 피치각이 69°인 경우에 약 61.8%, 74°인 경우에 약 65.0%, 79°인 경우에는 약 61.3%의 성능특성을 나타냈다.

Fig. 13은 1단 축류송풍기의 동익과 정익의 피치각이 각각 평균 반경에서 36°, 74°이고 회전수

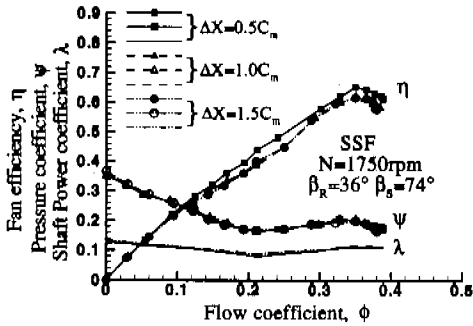


Fig. 13 Performance curves of a SSF for various of axial gaps between rotor and stator.

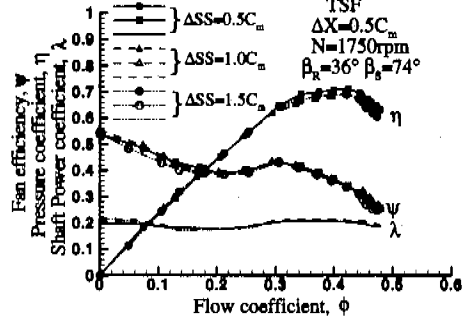


Fig. 14 Characteristic curves of a TSF for various stage-to-stage axial distances.

가 1750 rpm인 경우에 동익과 정익 사이의 축 간극 ( $\Delta X$ )을 평균 반경에서  $0.5 C_m$ ,  $1.0 C_m$ ,  $1.5 C_m$ 로 변화시키며 측정한 실험 결과이다. 여기서,  $C_m$ 은 동익의 평균 반경에서 블레이드의 시위길이를 나타낸다. Howell<sup>(23)</sup>은 축 간극이  $1/6 C_m$ 에서  $1 C_m$ 까지는 하중의 변화는 거의 없고 더 작은 축 간극에 대하여서는 약간의 하중이 증가한다고 설명하였다. 그리고 Wallis<sup>(19)</sup>는 동익과 정익의 상호 간섭소음을 최소화 하기 위해서는 적어도  $0.5 C_m$  이상의 축 간극이 필요하다고 설명하였다.

본 연구의 실험에서는 축 간극이 커짐에 따라 축동력은 거의 변하지 않는 반면에 동익의 후연에서 발생하는 후류의 확산으로 인해 후류 강도의 저하로 송풍기의 효율이 감소하였다. 1단 축류송풍기의 최고 효율은 축 간극이  $0.5 C_m$ 인 경우에 약 65.0%,  $1.0 C_m$ 인 경우에 약 62.0%,  $1.5 C_m$ 인 경우에는 약 61.4%로 축 간극이 증가함에 따라 송풍기의 효율은 감소하였다.

4.2.3 2단 축류송풍기의 성능 실험 결과

Fig. 14는 2단 축류송풍기의 실험 결과로 동익과 정익의 평균 반경에서 피치각이 각각  $36^\circ$ ,  $74^\circ$ 이고 동익과 정익 사이의 축 간극은  $0.5 C_m$ , 회전수가 1750 rpm, 단과 단 사이의 거리가  $0.5 C_m$ ,  $1.0 C_m$ ,  $1.5 C_m$ 인 경우의 실험 결과이다.

1단과 2단 사이의 간격이 증가함에 따라 최고 효율은 약간 감소하였지만 어느 정도 이상 단 간격이 커지면 송풍기의 효율에는 큰 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있었다.

2단 축류송풍기는 단과 단 사이의 간격이  $0.5 C_m$ 인 경우 최고 효율은 71.3%,  $1.0 C_m$ 인 경우 약 69.1%,  $1.5 C_m$ 인 경우 69.0%로 단과 단 사이의 간격이 변해도 2단 축류송풍기의 전체적인 효율에는 크게 영향을 미치지 않았다.

2단 축류송풍기는 단회전식 및 1단 축류송풍기에 비해 축동력을 약 2배 정도 소모했지만 정압 및 동압 성분이 증가하여 단회전식 축류송풍기에 비해 약 21%, 1단 축류송풍기에 비해 약 6%정도 높은 성능특성을 나타냈다.

4.2.4 전산해석 결과와 실험결과와의 비교

Fig. 15는 본 실험의 결과와 전산해석을 비교한 것으로 자유전달영역에서부터 블레이드의 실속이 발생하기 시작하는 영역에까지의 경향이 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 블레이드가 설계점보다 더 작은 유량에서 작동할 경우에는 블레이드로 유입되는 유동의 블레이드에 대한 양각이 커지고 따라서 본 수치해석의 한계범위를 넘어서므로 본 수치해석 결과가 파다 예측하는 경향을 보이고 있다. 점성-비점성 상호작용으로 확장을 하거나 기존의 실험결과를 이용하여 점성 효과를 고려한다면 더 좋은 결과물을 얻을 수 있을 것이다.

4.3 유동장측정 실험결과 및 수치해석 결과

4.3.1 단회전식 축류송풍기의 유동장

단회전식 축류송풍기(SRF)의 경우 동익에 의해

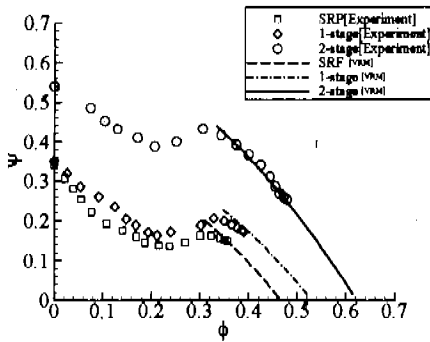


Fig. 15 Comparison of performance between numerical and experimental results.

발생하는 원주방향 속도성분이 크기 때문에 5공 피토판의 보정 범위를 벗어나지 않도록 요구각을 변화시키며 압력을 측정했다.

Fig. 16는 동익의 전방에서 팬에 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것이다. 동익의 허브면에서 팁까지 축방향 속도성분이 전반적으로 균일하게 발생하였고 반경방향과 원주방향 속도성분은 거의 발생하지 않았다.

수치해석결과는 팬과 덕트의 상호작용을 고려하여 반복계산을 수행한 후 덕트와 팬으로부터 유도되는 유도속도를 계산하였으며, 비교적 실험값과 일치함을 보였다. 그러나 실제로는 허브가 유동에 저항역할을 하여 허브부분에서의 발생하는 유동 교란 현상과 팁 근처 케이싱에서 경계층의 성장으로 인한 축방향 속도 성분의 감소가 있음을 알 수 있다. 이는 본 연구에서 사용한 비점성 수치해석기법의 한계로 생각된다.

Fig. 17은 동익의 후방에서 블레이드 표면의 일부에서 실속현상이 발생하여 반경방향과 원주방향의 속도성분이 매우 급격하게 변동하는 영역에서 발생한 3차원 속도분포를 나타낸 것이다.

수치해석으로 계산된 축방향 속도성분과 측정된 축방향 속도성분이 팁부근으로 갈수록 비교적 비슷한 경향을 보이고 허브쪽으로 갈수록 오차가 발생함을 알 수 있다. 이는 본 연구의 수치해석에서 허브의 모델링을 하지 않았기 때문이며, 실제로 제작된 허브와 모터의 축사이의 공간에서의 순환유동 등의 매우 복잡한 유동이 발생하므로 좀더 정확한 해석기법을 사용할 필요가 있다.

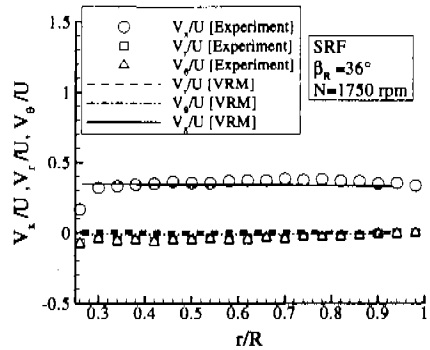


Fig. 16 Upstream velocity profiles before the rotor (SRF, Q=162.76CMM).

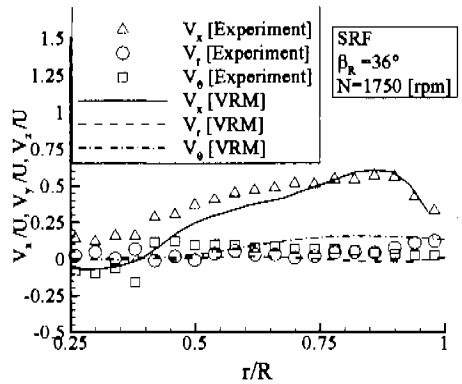


Fig. 17 Downstream velocity profiles behind the rotor (SSF, Q=176.36CMM).

4.3.2 1단 축류송풍기의 유동

1단 축류송풍기(SSF)는 동익에서 발생하는 원주방향 속도성분이 정익에 의하여 제거되므로 단회전식 축류송풍기에 비해 고효율의 성능 특성을 얻을 수 있다.

Fig. 18은 동익의 전방에서 팬에 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것으로 단회전식 축류송풍기와 마찬가지로 동익의 허브면에서 팁까지 축방향 속도성분이 전반적으로 균일하게 발생하였고 반경방향과 원주방향 속도성분은 거의 발생하지 않았다. 단회전식 축류송풍기에서의 수치해석결과와는 달리 팁 부근으로 갈수록 유입속도가 다소 과다예측을 하는 경향을 보이는데, 이는 동익과 정익의 상호작용 계산시 퍼텐셜 상호작용만을 계산하였기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 19는 정익의 후방에서 측정된 3차원 속도분포를 나타낸 것으로 반경방향 및 원주방향

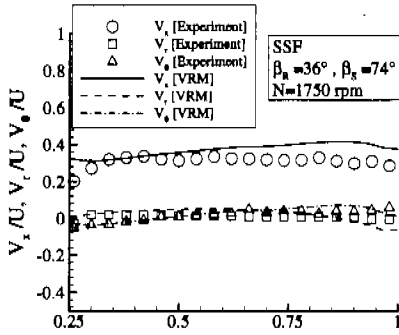


Fig. 18 Upstream velocity profiles before the rotor (SSF, Q=176.36CMM).

속도성분이 거의 발생하지 않았고 정익의 밑에서 원주방향 속도성분이 발생하였다. 그 이유는 3차원 속도분포를 측정하는 5공 프로브를 이용시키기 위해 만든 팬 케이싱의 구멍으로 유동이 방출되면서 발생한 현상으로 판명된다.

단회전식 축류송풍기의 실험 및 수치해석결과에서 알수 있듯이 동익에 의하여 원주방향 속도성분이 발생하였는데, 1단 축류송풍기에서는 이 원주방향 속도성분을 정익이 제거해 줌으로서 1단 축류송풍기의 효율이 단회전식 축류송풍기에 비해 약 15% 정도 증가하였다. 수치해석 결과는 단회전식 축류송풍기보다 허브부근에서의 오차가 더 증가하였다. 이는 동익 및 정익의 허브사이에 존재하는 빈공간 및 정익을 고정시키기 위해 사용된 부착물의 존재로 인한 유동의 영향과 수치해석에서 허브를 모델링하지 않았기 때문인 것으로 사료된다.

4.3.3 2단 축류송풍기의 유동장

Fig. 20은 1단 동익의 전방에서 송풍기에 유입되는 3차원 속도분포를 나타낸 것으로 동익의 허브면에서 팁까지 축방향 속도성분이 전반적으로 균일하게 발생하였고 반경방향과 원주방향 속도 성분은 거의 발생하지 않았다. 그리고 허브에 의한 유동 교란 현상 및 팁쪽에서의 벽 경계층 효과가 감소하는 경향을 보였다.

수치해석과 실험 결과를 비교하지는 않았으며, 이는 본 수치해석 기법에서 2단 축류송풍기의 해석시 반복단의 개념을 사용하기 때문이다.

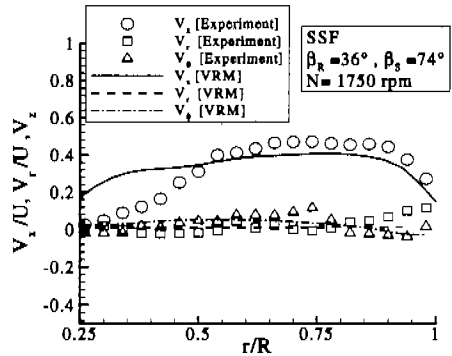


Fig. 19 Downstream velocity profiles behind the stator (SSF, Q=176.36CMM).

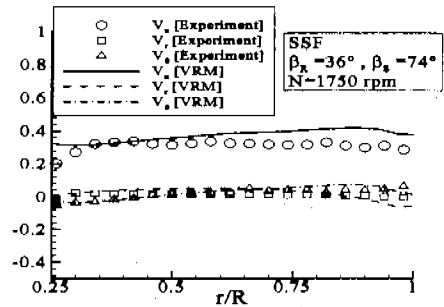


Fig. 20 Upstream velocity profiles before the first fan rotor (TSF, Q=224.01CMM).

Fig. 21은 2단 정익의 후방에서 측정한 3차원 속도분포와 수치해석 결과를 나타낸 것으로 실험에서는 전체적으로 축방향 속도성분이 단회전식 및 1단 축류송풍기에 비해 크게 발생하였다.

수치해석 결과 축방향 속도는 1단의 축류팬의 경우에 비해 팁부근으로는 더 증가하였지만 허브부근으로는 축방향 속도가 감소하였다. 이는 본 연구에서 이용한 반복단의 개념만으로는 2단 전체의 상호작용을 해석하기에는 불충분하다고 생각된다.

유동장 실험결과 동익에 의해 발생하는 원주방향 속도성분이 정익에 의해 제거됨으로써 팬의 효율이 단회전식 축류송풍기에 비해서는 약 21% 정도, 1단 축류송풍기에 비해서는 약 6% 정도 증가하였다.

4.4 불확실성의 해석

실험에서 측정된 자료가 실제값과 다른 결과를 나타낼수 있다. 여기서 발생하는 오차가 가질 수 있는 가능한 값을 실험상의 불확실성이라고 하며, 이 오차가 최종결과에 미치는 영향에 대해 평가하는 방법을 불확실성 해석(uncertainty analysis)이라 한다. 불확실성의 해석은 Kline과 McClintock<sup>(24)</sup> 그리고 Holman<sup>(25)</sup>에 의해 제안된 불확실성 해석방법을 이용하였다.

첫째로, 축동력(L)은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$L = \sqrt{3}EI \times P_f \times \eta_m \tag{15}$$

여기서, 역률(power factor,  $P_f$ )과 모터효율(motor efficiency,  $\eta_m$ )은 모터 제조회사에서 제공한 자료에 오차가 없다고 가정했다.

축동력의 불확실성 해석에 필요한 독립변수의 크기와 오차는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} E &= 220 \text{ V} \pm 2.3 \% \\ I &= 7 \text{ A} \pm 1.5 \% \end{aligned} \tag{16}$$

여기서, V는 전압의 단위(Volt)를, A는 전류의 단위(Ampere)를 나타낸다.

축동력의 불확실성( $w_L$ )은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{w_L}{L} = [(2.3)^2 + (1.5)^2]^{1/2} = 2.75\% \tag{17}$$

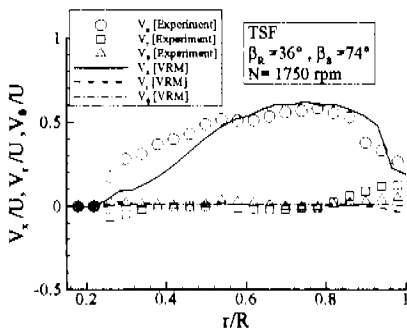


Fig. 21 Downstream velocity profiles behind the second stage fan stator (TSF, Q=224.01CMM).

따라서, 본 실험에서 축동력 측정 결과의 불확실성은 2.75%이고 신뢰도는 97.25%로 비교적 높은 편이다.

둘째로, 유량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q = VA = \sqrt{\frac{2 \Delta P_d}{\rho}} \cdot A \tag{18}$$

유량의 불확실성 해석에 필요한 독립변수의 크기와 오차는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A &= 0.19635 \text{ m}^2 \pm 1.0 \% \\ \Delta P_d &= 50 \text{ mmH}_2\text{O} \pm 0.1 \% \\ \rho &= 1.1636 \text{ kg/m}^3 \pm 1.35 \% \end{aligned} \tag{19}$$

유량의 불확실성( $w_Q$ )는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{w_Q}{Q} &= \left[ \frac{1}{16}(0.1)^2 + \frac{1}{4}(1.35)^2 + (1.0)^2 \right]^{1/2} \\ &= 1.93\% \end{aligned} \tag{20}$$

따라서, 유량 측정 결과의 불확실성은 1.93%이고 신뢰도는 98.07%로 비교적 높은 편이다.

5. 결론

본 연구에서의 수치해석 및 성능, 유동측정 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단회전식 축류송풍기는 동익만으로 구성된 축류송풍기로 동익에서 발생하는 선회 속도성분, 즉 원주방향 속도성분과 반경방향 속도성분이 송풍기의 손실성분으로 작용하였다. 이로 인해 비교적 낮은 정압상승과 유량 증가로 50.4% 라는 저효율의 성능 특성을 나타냈다.

(2) 1단 축류송풍기는 동익에서 발생하는 선회 속도성분을 정익이 압력성분으로 변환시킴으로써 단회전식 축류송풍기에 비해 동일한 축동력으로 높은 정압 상승과 유량증가로 약 65.0%의 성능 특성을 나타냈다. 그리고 동익과 정익 사이의 거리, 즉 축간극이 커짐에 따라서 동익에서 발생하는 후류의 확산으로 인한 후류 강도의 저하로 팬의 효율이 약 4%정도 감소하였다.

(3) 2단 축류송풍기는 단회전식 축류송풍기와 1

단 축류송풍기에 비해 약 2배 정도의 축동력을 소모했지만 높은 정압 상승과 유량 증가로 1단 축류송풍기보다 약 6%정도 높은 71.3%의 고효율의 성능 특성을 나타냈다. 그리고 단과 단 사이의 간격은 2단 축류송풍기의 효율에 큰 영향을 미치지 않았다.

(4) 2단 축류송풍기는 다른 축류송풍기에 비해 고유량, 고효율의 성능 특성을 가지고 있으며 소형 및 저속회전으로도 단회전식 및 1단 축류송풍기와 동일한 압력 상승 및 유량을 얻을 수 있었다.

(5) 본 연구에는 기존의 프로펠러 해석동에 많이 사용되어온 와류고리요소 패널법을 팬-덕트 상호작용 문제로 확장시켰다. 본 연구에서 사용한 수치해석기법은 비점성이라는 가정으로 점성효과가 큰 작동영역에 대한 수치적 해석에는 한계를 가지나 자유전달영역에서 설계영역부근까지의 해석에는 적용 가능성을 보였다. 따라서 점성-비점성 상호작용과 허브 모델링을 고려한다면 좀 더 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

## 후 기

본 연구는 1997년도 한국 과학재단 핵심전문 연구분야(과제번호 971-1008-049-2)와 지원에 의하여 수행된 과제이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) 공업진흥청, 1982, 송풍기의 시험 및 검사방법, KS B 6311.
- (2) Lesieutre, D., 1984, "The Theoretical Performance of Counter-Rotating Propeller Systems, M.S. Thesis," Purdue University.
- (3) 김민호, 1998, "엇회전식 축류팬의 공력설계를 위한 수치해석 및 실험에 관한 연구," 한국항공우주학회지 제 26권 제 7호, pp.51 ~ 59.
- (4) Hardin, R. A., 1994, "Analysis of Axial Flow Ventilation Fans by Vortex-Lattice Method," Ph.D. Thesis, University of Kansas.
- (5) Kerwin et al, 1988, Private Communication, Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 77 Massachusetts Ave., Cambridge, Massachusetts 72139, (617)253-5139.
- (6) Kinnas, S. A., 1991, Private Communication, Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Room 5-221, 77 Massachusetts Ave., Cambridge, Massachusetts 72139, (617)253-5990.
- (7) Williams, M. H., Cho, J., and Dalton, W. N., 1991, "Unsteady Aerodynamics Analysis of Ducted Fans," *Journal of Propulsion*, Vol. 7, No. 5, pp. 800 ~ 804.
- (8) Huang, W-L, 1996, "Unsteady Aerodynamics of Advanced Ducted Fan," Ph.D. Thesis, Purdue University.
- (9) 최진권, Private Communication, Department of Civil Engineering, The University of Texas at Austin, <http://vortex.ce.utexas.edu/~jkchoi/>
- (10) Longhouse, R. E., 1976, "Noise Mechanism Separation and Design Considerations for Low Tip Speed, Axial Flow Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 48(2), pp. 461 ~ 474.
- (11) Fukano, T., Kodama, Y., and Takamatsu, Y., 1977, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, II: Effects of Number of Blades, Chord Length and Camber of Blade," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50(1), pp. 75 ~ 88.
- (12) Fukano, T., Kodama, Y., and Takamatsu, Y., 1978, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, III: Effects of Rotational Frequency, Blade Thickness and Outer Blade Profile," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 56(2), pp. 261 ~ 277.
- (13) Gallus, H. E., Grollius, H., and Lambertz, J., 1982, "The Influence of Blade Number Ratio and Blade Row Spacing on Axial flow Compressor Stator Blade Dynamic Load and Stage Sound Pressure Level," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 633 ~ 641.
- (14) Baoshi, C. and Tiany, Z., 1983, "Performance Analysis of the Test Results on a Two Stage Transonic Fan," *Journal of Engineering for power*, Vol. 105, pp. 125 ~ 129.
- (15) Wright, T., 1984, "Axial Fan Performance With Blade Base Clearance," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp.

901~905.

- (16) Kodama, Y., Hayashi, H., and Fukano, T., 1994, "Experimental Study on the Characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," *일본 기계학회 논문집(B편)*, 60권 576호, pp. 2764~2777.
- (17) Cherrett, M. A., Bryce, J. D., and Glinder, R.B., 1995, "Unsteady Three dimensional flow in a Single Stage Transonic Fan : Part1 Unsteady Rotor Exit Flow Field," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 506~513.
- (18) Cherrett, M. A., Bryce, J. D., and Glinder, R.B., 1995, "Unsteady Three dimensional flow in a Single Stage Transonic Fan : Part1 Unsteady Rotor Exit Flow Field," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 514~521.
- (19) Wallis, R. A., 1983, *Axial Flow Fans and Ducts*, John Wiley & Sons Inc.
- (20) AMCA Standards 201, 1985, "Fans and Systems," *Air Movement and Control Association International*, Inc.
- (21) Treaster, A. L. and Yocum, A. M., 1979, "The Calibration and Application of Five Hole Probes, ISA Transactions," Vol. 18, No. 3, pp. 23~34.
- (22) Chang, L. K., 1980, "The Theoretical Performance of High Efficiency Propellers," Ph.D. Thesis, Purdue University.
- (23) Howell, R.A., 1968, "A Rationalized Approach to Blade Element Design, Axial Flow Fans," *Proc. Third Australasian Conf. Hydraulics and Fluid Mechanics*, Sidney, pp. 23~29.
- (24) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Journal of Mechanical Engineering*, ASME Vol. 75(1), pp. 3~9.
- (25) Holman, J. P., 1989, *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, Inc.