

엇회전식 축류 팬의 공력 특성에 관한 실험적 연구

최진용*, 조이상*, 조진수†, 원유필**

(2001년 1월 29일 접수, 2001년 11월 18일 심사완료)

Experimental Study on the Aerodynamic Characteristics of a Counter-Rotating Axial Flow Fan

Jinyong Choi, Leesang Cho, Jinsoo Cho and Eupil Won

Key Words : Counter-Rotating Axial Flow Fan(엇회전식 축류팬), Five-Hole Probe(5공 프로브), Slanted Hot-Wire(경사 열선), Swirl Velocity(선회속도)

Abstract

Experiments were done for performance and flow characteristics of a counter-rotating axial flow fan. Performance curves of a counter-rotating axial flow fan were obtained and compared by varying the blade pitch angles. The fan characteristic curves were obtained following the Korean Standard Testing Methods for Turbo Fans and Blowers (KS B 6311). The fan flow characteristics were measured using a five-hole probe and a slanted hot-wire. The velocity profiles between the hub and tip of the fans were measured and analyzed at the peak efficiency point. The peak efficiency of the counter-rotating axial flow fan was improved about 15% respectively, compared with the single rotating axial fan. The single rotating axial flow fan showed relatively low efficiency due to the swirl velocities behind rotor exit which produced pressure losses. The counter-rotating axial flow fan showed that the swirl velocity generated by the front rotor was eliminated by the rear rotor and the associated dynamic pressure is recovered in the form of the static pressure rise.

기호설명	
A	: 환상 유로 면적 = $\pi(1-v^2)R_{tip}^2$, m^2
C	: 시위 길이, mm
C_m	: 동익의 평균반경에서 시위 길이, mm
$C_{p, pitch}$: 피치각 계수
$C_{p, static}$: 정압 계수
$C_{p, total}$: 전압 계수
$C_{p, yaw}$: 요우각 계수
CRF	: 엇회전식 축류팬
E	: 전압, V
L	: 축동력, kW
N	: 회전수, rpm
N_B	: 블레이드 수
	N_R : 레이놀즈 수
	P_{static} : 정압, mmH ₂ O
	P_{total} : 전압, mmH ₂ O
	\bar{P} : 평균 압력, mmH ₂ O
	ΔP_r : 전압 상승, mmH ₂ O
	Q : 체적 유량, m ³ /s
	r : 팬의 중심점에서 반경 길이, mm
	R : 불확실성 해석에 대한 실험 결과
	R_{hub} : 동익의 허브 반경, mm
	R_m : 동익의 평균 반경, mm
	R_{tip} : 동익의 팁 반경, mm
	s : 블레이드 간격 = $2\pi r / N_B$, mm
	SRF : 단회전식 축류팬
	U : 블레이드 팁에서의 속도, m/s
	V : 절대 속도, m/s
	V_e : 유효냉각 속도, m/s
	V_r : 반경방향 속도, m/s
	V_z : 축방향 속도, m/s
	V_θ : 원주방향 속도, m/s
	\bar{V} : 베르누이 식의 속도벡터 크기, m/s

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : jscho@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0429 FAX : (02)2281-4016

** (주) 동원 FEP

W	: 상대 속도, m/s
x	: 불확실성 해석에 대한 독립 변수
ΔX	: 전·후단 동익 사이의 축 간극, mm
α	: 5 공 프로브의 피치각, deg
β	: 블레이드 피치각, deg
δ	: 5 공 프로브의 요우각, deg
η	: 팬 효율 = $\Delta P_T Q / L = \phi \psi / \lambda$
θ	: 캠버각, deg
θ_0	: 열선각, deg
θ_p	: 열선 프로브의 피치각, deg
θ_y	: 열선 프로브의 요우각, deg
λ	: 축동력 계수 = $2L / \rho \pi (1-v^2) R_{ip}^2 U^3$
v	: 허브비 = R_{hub} / R_{ip}
ρ	: 공기 밀도, kg/m ³
σ	: 현열비 = C / s
ϕ	: 유량 계수 = $Q / \pi (1-v^2) R_{ip}^2 U$
φ	: 절대 유동각, deg
φ_c	: 프로브 요우각의 보정식에서의 매개변수
ψ	: 압력 계수 = $2\Delta P_T / \rho U^2$
ω	: 실험 결과의 불확실성

Subscripts

F	: 전단 동익
R	: 후단 동익
1	: 입구
2	: 출구

1. 서론

축류팬은 터널과 광산의 환기장치, 건물의 공조장치, 에어컨의 냉각장치 등에서 많이 사용된다⁽¹⁾.

일반적으로 고유량 및 높은 정압 상승을 필요로 하는 장소에서는 2 대 이상의 1 단 축류팬을 직렬 또는 병렬로 연결하여 사용하므로 에너지 손실과 설치공간이 커지는 문제점이 발생한다. 그러나, 엠티전식 축류팬(counter-rotating axial flow fan, CRF)은 고유량 및 높은 정압 상승을 얻을 수 있으므로 이러한 문제점을 해결할 수 있다⁽²⁾.

엠티전식 축류팬은 1 개의 전단 동익(front rotor)과 동심축 상에서 반대 방향으로 회전하는 1 개의 후단 동익(rear rotor)으로 구성되어 있다. 엠티전식 축류팬은 2 단 축류팬과 달리 정익이 없는 것이 특징으로, 시스템의 간소화로 공간의 제약을 받는 곳에서 효과적으로 활용할 수 있다. 엠티전식 축류팬의 전단 동익에서 발생하는 선회속도 성분은 후단 동익에 의해 정압 성분으로 회수되므로 2 단 축류팬에 비해 유동손실이 적고, 특히 유량 계수가 큰 영역에서는 2 단 축류팬에 비해 고효율의

성능 특성을 나타낸다⁽³⁾.

엠티전식 축류팬은 고성능, 고효율의 성능 특성으로 필요성이 증대되고 있으나, 수치해석 등의 어려움으로 아직까지 많은 연구가 진행되지 못했다. 엠티전식 시스템에 대한 연구는 미국 NASA에서 항공기 추진용 프로펠러 개발을 위해 수행되었다. Biermann 등⁽⁴⁾은 단회전식 프로펠러(single-rotating propeller)와 엠티전식 프로펠러(counter-rotating propeller)의 풍동실험을 통해 엠티전식 프로펠러가 단회전식 프로펠러에 비해 최고 6%의 효율향상을 가짐을 확인했다. Kodama 등^(5, 6)은 1 단 축류팬, 2 단 축류팬 그리고 엠티전식 축류팬의 성능 및 소음 실험을 통해, 엠티전식 축류팬이 2 단 축류팬에 비해 성능 및 소음 특성이 우수하다는 결론을 얻었다. Shin 등⁽⁷⁾은 경사 열선(slanted hot-wire)을 사용하여 엠티전식 축류팬의 공력 상호작용에 대한 정상 및 비정상 3 차원 유동장을 측정하였다. 조진수 등⁽³⁾은 단회전식 및 엠티전식 축류팬의 수치해석과 성능 실험을 수행하여, 엠티전식 축류팬이 단회전식 축류팬에 비해 공력 성능이 크게 향상됨을 확인했다.

본 연구에서는 엠티전식 축류팬의 성능 실험을 수행하여 후단 동익의 피치각이 팬 성능에 미치는 영향을 파악하고 유동장 측정을 통해 성능 향상 메커니즘을 파악하고자 한다. 엠티전식 축류팬의 성능 및 유동 특성은 전단 동익과 후단 동익의 공력 상호작용에 영향을 받는다. 따라서, 본 연구에서는 전단 동익만으로 구성된 단회전식 축류팬, 후단 동익만으로 구성된 단회전식 축류팬 그리고 엠티전식 축류팬의 성능 특성을 각각 비교, 분석한다. 엠티전식 축류팬의 유동장 실험은 최고 효율점에서 5 공 프로브와 경사 열선을 사용하여 팬 내부 유동 특성을 파악하고 성능 향상 방안을 모색하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치

엠티전식 축류팬의 실험 장치는 KS B 6311⁽⁸⁾ 규격에 준하여 제작되었다. Fig. 1은 엠티전식 축류팬이 장착된 실험 장치를 나타낸 것이다. 실험 장치의 전체 길이는 14,053mm 이고, 팬의 직경은 800mm 이며, 덕트의 직경은 900mm 이다.

팬의 입구에는 벨 마우스(bell mouth)를 설치하였으며, 덕트의 토출구에는 유량을 조절할 수 있는 댐퍼(damper)를 설치하였다. 팬과 테스트 덕트 사이에는 확대관을 설치하였으며, 길이는 450mm 이다. 덕트는 내면이 매끈하고, 원형 단면의 끝은 관으로 길이는 10,000mm 이다.

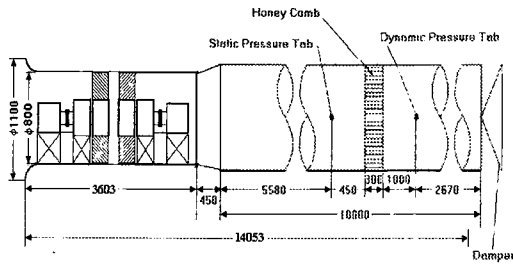


Fig. 1 Experimental apparatus, Dimensions in mm

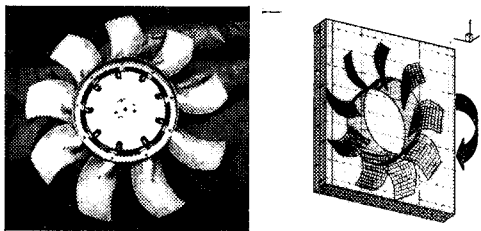


Fig. 2 Front view of the front rotor

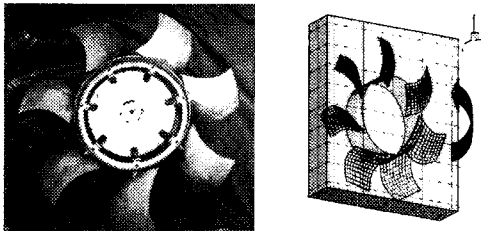


Fig. 3 Front view of the rear rotor

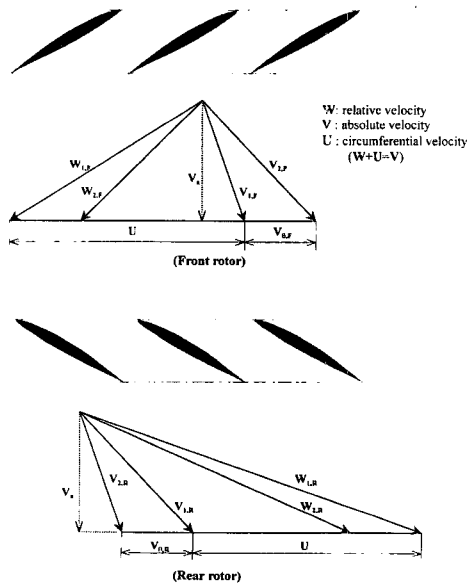


Fig. 4 Velocity triangles for a counter-rotating axial flow fan

Table 1 Dimensions of the tested fan blades

<front rotor>				
t/R_{tip}	Chord length (mm)	Blade angle (deg)	Thickness (mm)	Solidity (=C/s)
0.5 (hub)	176.1	47.0	11.9	1.261
0.75 (mean)	147.9	36.1	10.7	0.706
1.0 (tip)	119.7	29.6	7.8	0.429

<rear rotor>				
t/R_{tip}	Chord length (mm)	Blade angle (deg)	Thickness (mm)	Solidity (=C/s)
0.5 (hub)	208.8	47.0	14.2	1.631
0.75 (mean)	175.4	36.1	12.3	0.651
1.0 (tip)	142.0	29.6	10.1	0.395

Fig. 2 와 Fig. 3 은 엇회전식 축류팬의 전단 및 후단 동익을 나타낸것이다. 전단 동익의 블레이드 수는 9 개, 후단 동익의 블레이드 수는 7 개이며, 블레이드는 알루미늄으로 주물 제작되었다.

Fig. 4 는 엇회전식 축류팬의 속도 삼각형을 나타낸 것이다. 여기서 여기서, W 는 상대 속도, V 는 절대 속도, V_r 는 축방향 속도 그리고 U 는 블레이드 팁에서의 속도이다.

Table 1 은 엇회전식 축류팬에 사용된 전단 및 후단 동익 블레이드의 재원을 나타낸 것이다. 동익의 블레이드는 NACA-65 계열의 익형(airfoil)으로 캠버각(θ)은 15° 이며, 비틀림 각은 17.4° 이다. 동익의 팁 반경(R_{tip})은 400mm, 허브의 반경(R_{hub})은 200mm 로 허브비(v)는 0.5 이다.

2.2 성능 측정 방법

엇회전식 축류팬의 성능 측정 실험은 KS B 6311⁽⁸⁾의 표준화된 규격에 준하여 팬의 성능에 영향을 미치는 블레이드 피치각을 변화시키며 수행되었다.

엇회전식 축류팬의 정압은 Fig. 1 의 측정 관로의 좌우 두 지점에서 압력 탭을 이용하여 측정되었고, 동압은 측정 관로의 단면 상하좌우에서 각각 5 개씩 총 20 개 지점에서 측정되었다. 측정된 동압을 유량으로 환산하기 위해서는 공기의 밀도를 정확히 측정해야 한다. 공기의 온도와 습도 그리고 대기압을 측정하여 Wallis⁽¹⁾의 보정 방법을 이용하여 공기의 밀도를 계산하였다. 축동력은 ONO SOKKI 의 SS-501 토크미터를 이용하여 토크와 회전속도를 측정하여 계산하였다. 이러한 실험 과정은 댐퍼로 유량을 조절하면서 반복되었다. 측정된 압력, 유량 그리고 축동력 등은 팬의 회전수에 따라 변하므로 AMCA Standards 201⁽⁹⁾의 팬 법칙(fan laws)을 이용하여 보정하였다.

성능 실험은 먼저 엇회전식 축류팬의 전단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬과 후단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬에 대해 동익의 블레이드 피치각(β)을 변화시키면서 수행되었다. 엇회전식 축류팬은 전단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬의 성능 실험을 바탕으로 최고 효율을 얻을 수 있도록 구성하였다.

엇회전식 축류팬의 성능 측정 실험은 전단 동익의 피치각을 고정시키고 후단 동익의 피치각을 변화시키면서 수행되었다.

엇회전식 축류팬의 성능 실험 결과는 다음과 같은 무차원 변수를 이용하여 분석하였다.

$$\begin{aligned} \text{유량 계수, } \phi &= \frac{Q}{UA} = \frac{Q}{\pi(1-v^2)R_{ip}^2U} \\ \text{압력 계수, } \psi &= \frac{2\Delta P_r}{\rho U^2} \\ \text{축동력 계수, } \lambda &= \frac{2L}{\rho U^3 A} = \frac{2L}{\rho \pi(1-v^2)R_{ip}^2 U^3} \\ \text{팬 효율, } \eta &= \frac{\Delta P_r Q}{L} = \frac{\phi \psi}{\lambda} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, ρ 는 공기 밀도, Q 는 체적 유량, ΔP_r 는 전압 상승, L 은 축동력 그리고 A 는 팬의 환상 유로 면적이다.

2.3 유동장 측정 방법

2.3.1 5공 프로브의 보정 및 유동장 측정 방법

엇회전식 축류팬의 유동장 측정 실험에서는 프리즘형 5공 프로브 (five-hole probe)가 사용되었고, Treaster 와 Yocum⁽¹⁰⁾의 프로브 고정법(non-nulling method)을 이용하여 시간 평균 3차원 유동장을 측정하였다. 프로브 고정법을 이용하여 3차원 유동장을 측정하기 위해서는 5공 프로브의 보정이 필요하다. 보정 실험은 개방형 풍동에서 레이놀즈 수(N_R)가 6,600 일 때 Treaster 와 Yocum⁽¹⁰⁾ 과 Dominy 와 Hodson⁽¹¹⁾의 방법을 이용하였다.

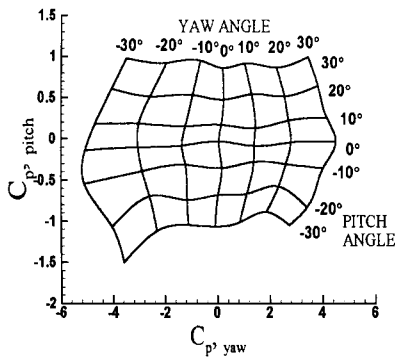


Fig. 5 Calibration data $C_{p,pitch}$ VS $C_{p,yaw}$

5공 프로브의 요우각(yaw angle, δ)과 피치각(pitch angle, α)을 $+30^\circ$ 에서 -30° 까지 10° 씩 변화시키며 5개 압력공의 압력을 측정하여 얻은 보정계수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{피치각 계수, } C_{p,pitch} &= (P_4 - P_3)/(P_1 - \bar{P}) \\ \text{요우각 계수, } C_{p,yaw} &= (P_2 - P_3)/(P_1 - \bar{P}) \\ \text{전압 계수, } C_{p,total} &= (P_1 - P_{total})/(P_1 - \bar{P}) \\ \text{정압 계수, } C_{p,static} &= (\bar{P} - P_{static})/(P_1 - \bar{P}) \\ \text{평균 압력, } \bar{P} &= (P_2 + P_3 + P_4 + P_5)/4 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, P_{total} 는 전압, P_{static} 는 정압 그리고 $P_1 \sim P_5$ 는 5공 프로브 압력공에서의 압력이다.

Fig. 5는 5공 프로브의 요우각과 피치각을 변화시키며 얻은 보정도를 나타낸 것이다.

엇회전식 축류팬의 3차원 유동장 실험은 팬 효율이 가장 높은 최고 효율점(peak efficiency point)에서 수행되었으며, 전단 동익의 전연과 후연 그리고, 후단 동익의 후연에서 10mm 떨어진 위치에서 5공 프로브를 반경 방향으로 9mm 씩이 송시키며 21개의 측정 위치에서 측정하였다.

팬의 좌표축 방향의 속도 성분은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \text{축방향 속도, } V_a &= \bar{V} \cos \alpha \cos \delta \\ \text{반경 방향 속도, } V_r &= \bar{V} \sin \alpha \\ \text{원주 방향 속도, } V_\theta &= \bar{V} \cos \alpha \sin \delta \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, \bar{v} 는 베르누이 식의 속도벡터 크기를 나타낸다.

2.3.2 열선의 보정 및 유동장 측정 방법

열선 중 정상 3차원 유동장을 측정하기 위해 45도 경사 열선(slanted hot-wire)을 사용하였다. 열선의 형상은 Fig. 6에 나타났다. 여기서, ϕ 는 절대 유동각, $\theta_0, \theta_p, \theta_y$ 는 각각 열선각, 프로브의 피치각, 프로브의 요우각을 나타낸다.

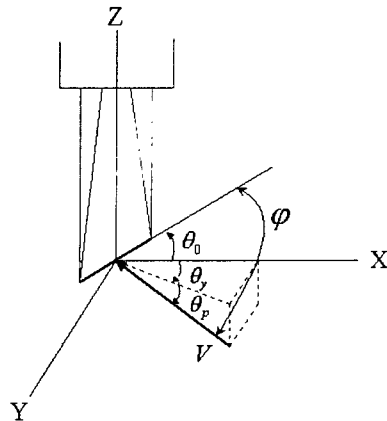


Fig. 6 Geometry of slanted hot-wire

열선 프로브의 보정 실험은 Grande 와 Kool⁽¹²⁾의 방법을 이용하였다. 경사 열선에서 유동 벡터와 열선 벡터 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\cos \varphi = \cos \theta_0 \cos \theta_p \cos \theta_y + \sin \theta_0 \sin \theta_p \quad (4)$$

열선과 유동이 직각을 이룰 경우, 유효냉각속도(effective cooling velocity)와 열선 유속계(hot-wire anemometer)의 전압과의 관계는 다음과 같은 식으로 표현되어진다.

$$E^2 = A + BV_e^n \quad (5)$$

여기서, E 는 전압, V_e 는 유효냉각속도를 나타내며, A, B, n 은 각각 속도 보정 실험을 통해 얻어지는 상수 값이다.

Grande 와 Kool⁽¹²⁾은 유효냉각속도와 실제 유동의 비를 프로브 피치각, 요우각 및 유동각의 함수로 가정하여 다음의 식으로 표현하였다.

$$\frac{V_e}{V} = \cos \varphi_e \quad (6)$$

$$\sin \varphi_e = A_2 \cos \theta_p \cos \left(\frac{\theta_y}{A_1} \right) + A_2 \tan \theta_0 \sin \theta_p \quad (7)$$

여기서, φ_e 는 프로브 요우각의 보정 실험을 통해 얻어지는 매개 변수이며, A_1, A_2 는 각각 보정식의 상수이다. 위의 식에서 A_1, A_2 는 여러 요우각에 대한 측정을 반복하여, 측정 결과로부터 최소 자승법(least square method)을 이용하여 구할 수 있다.

열선 프로브의 보정 실험을 위하여 개방형 풍동을 이용하였으며, 풍동의 난류강도는 0.13%이다. 유효냉각속도에 대한 열선 유속계의 상호관계를 구하기 위해 0~21m/s 까지 15 개의 속도범위에서 속도 보정 실험을 수행하여 A, B, n 의 값을 구하였으며, 그 결과를 Fig. 7 에 나타냈다. 그리고 실제 속도, 유동각 및 프로브각 등의 상호관계를 구하기 위하여 19m/s 의 속도에서 요우각의 범위를 $-90^\circ \sim +90^\circ$ 로 하고 5° 간격으로 측정하여 프로브 요우각 보정 실험을 수행하였다. Fig. 8 은 실험 결과를 나타낸 것으로, A_1, A_2 의 값을 실험을 통해 얻었다.

열선 프로브의 보정 실험 결과를 이용하여 3 차원 유동장을 측정하기 위해서는 먼저 임의의 요우각에서 열선 프로브로 전압값을 측정한다. 그리고 열선 프로브를 임의의 다른 각도로 두 번 회전하여 각각의 경우에 대한 전압 값을 측정한다. 이로부터 얻어진 3 가지 식들은 비선형 연립방정식을 이루며, Newton-Raphson 방법과 Gauss-elimination 방법을 이용하여 구하고자 하는 절대 속도(absolute velocity, V), 프로브의 피치각(probe

pitch angle, θ_p) 및 요우각(probe yaw angle, θ_y)을 구할 수 있다.

Fig. 9 와 Fig. 10 은 앞에서 설명한 보정 방법을 이용하여 구한 측정 정확도이며 보정 실험 결과와 최소 제곱법(Least square fitting)으로 얻어진 보정 상수를 이용해 계산된 오차를 나타낸다.

Fig. 9 는 실제 유동각과 방정식을 이용해 계산된 유동각과의 차이를 나타낸 것이다. 실제 유동에 대해 $25^\circ \sim 55^\circ$ 의 범위에서 측정할 때 정확한 유동각을 구할 수 있으며 유동각에 대한 오차는 최대 약 5° 정도를 나타낸다.

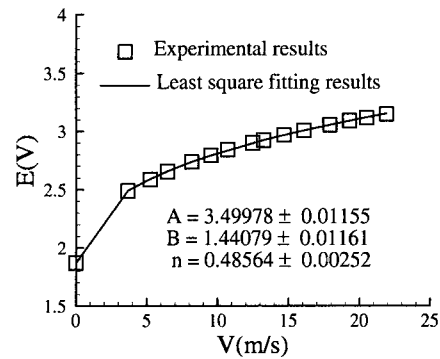


Fig. 7 Results of velocity calibration

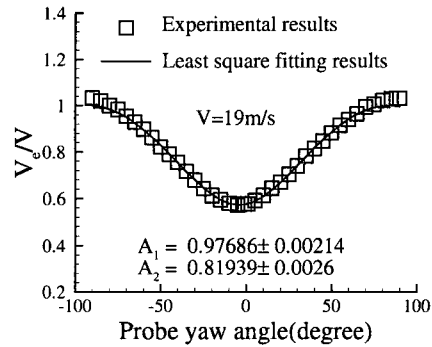


Fig. 8 Results of probe yaw angle calibration

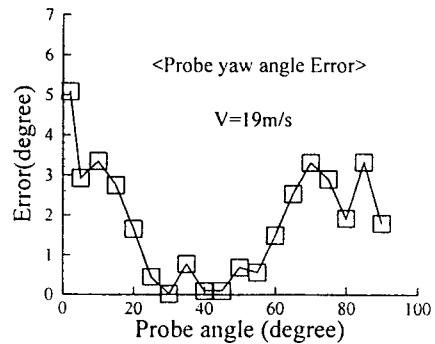


Fig. 9 Flow angle measurement accuracy

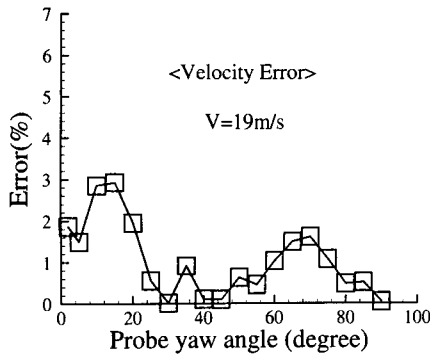


Fig. 10 Velocity magnitude measurement accuracy

Fig. 10 은 실제 속도의 크기와 계산된 속도의 크기의 차이를 나타낸 것으로 속도 크기에 대한 오차의 범위는 최대 약 3% 정도로 평가된다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능 실험 결과

성능 실험은 먼저 엠티전식 축류팬의 전단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬과 후단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬에 대해 동익의 블레이드 피치각을 변화시키면서 수행되었다. 엠티전식 축류팬은 전단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬의 성능 실험을 바탕으로 최고 효율을 얻을 수 있도록 구성하였다.

엠티전식 축류팬은 전단 동익과 후단 동익이 동일한 축동력을 소모하도록 후단 동익의 피치각과 현절비가 전단 동익보다 작게 설계된다⁽¹⁾.

엠티전식 축류팬의 성능 실험은 전단 동익의 실험 결과를 바탕으로 전·후단 동익이 동일한 축동력을 소모하도록 후단 동익의 피치각을 결정했다. 후단 동익의 피치각 계산은 Euler 의 터보기계 방정식, 속도삼각형 그리고 NACA-65 계열 익형의 익형 실험 자료를 기본으로 했다. 다음 식에서 보면, 전·후단 동익이 소모하는 축동력의 크기가 같다는 것은 전단 동익에서 발생된 원주방향 속도 성분을 후단 동익이 제거한다는 것을 의미한다.

$$P_F(=mr\Delta V_{\theta,F}) = P_R(=mr\Delta V_{\theta,R}) \quad (8)$$

본 연구에서 사용된 전단 동익의 피치각이 31° 일 때 후단 동익의 피치각이 28.3° 인 경우 선회속도 성분이 제거된다.

Fig. 11 은 전단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬의 실험 결과로 평균 반경에서 동익의 피치각을 29°, 31°, 33°로 변화시키면서 팬의 성능 및 효율을 비교한 것이다. 피치각이 29°인 경우에 최고 효율

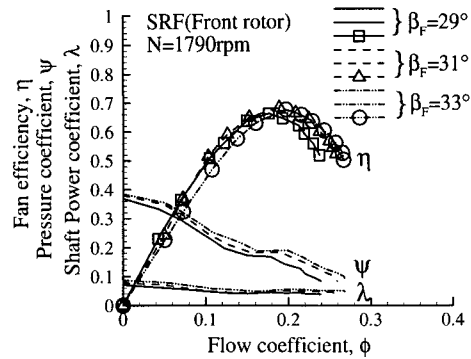


Fig. 11 Performance curves of a SRF for various front rotor pitch angles

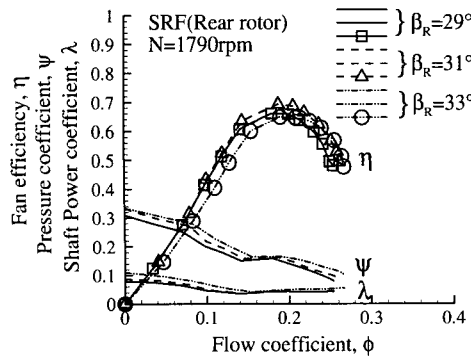


Fig. 12 Performance curves of a SRF for various rear rotor pitch angles

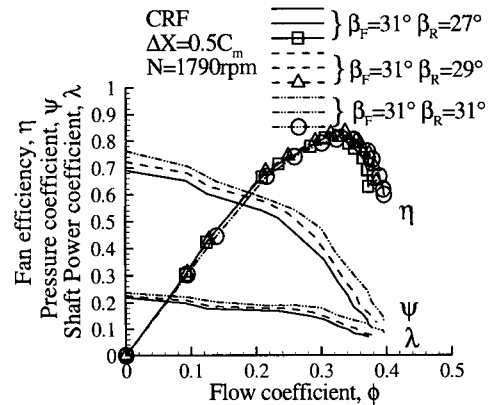


Fig. 13 Performance curves of a CRF for various rear rotor pitch angles

이 약 66.2%, 31°인 경우에 최고 효율이 약 68.2%, 33°인 경우는 최고 효율이 약 67.6%로 피치각이 31° 일 때, 다른 피치각에 비해 효율이 약 1~2% 정도 높은 실험 결과를 얻었다.

Fig. 12 는 후단 동익으로 구성된 단회전식 축류팬의 실험 결과로 평균 반경에서 동익의 피치각을 29°, 31°, 33°로 변화시키면서 팬의 성능 및 효율을 비교한 것이다. 피치각이 29°인 경우에 최고 효율

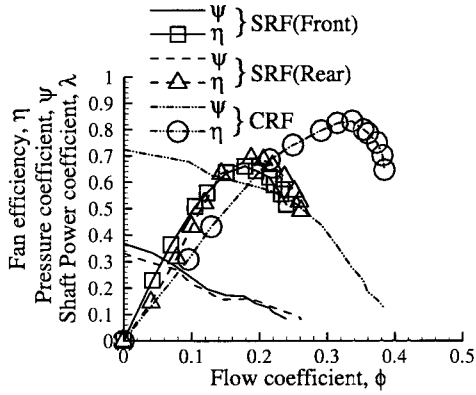


Fig. 14 Comparison of the performance curves for axial flow fans

이 약 66%, 31° 인 경우에 최고 효율이 약 69.4%, 33° 인 경우는 최고 효율이 약 64.9%로 피치각이 31° 일 때, 다른 피치각에 비해 효율이 약 4% 정도 높은 실험 결과를 얻었다.

Fig. 13 은 엇회전식 축류팬의 실험 결과로 평균 반경에서 전단 동익의 피치각을 31° 로 고정시키고, 회전수가 1790rpm 인 경우, 후단 동익의 피치각을 27°, 29°, 31° 로 변화시키며 팬의 성능 및 효율을 비교한 것이다. 후단 동익의 피치각이 27° 인 경우에 최고 효율이 약 81.8%, 29° 인 경우에 최고 효율이 약 83.2%, 31° 인 경우에는 최고 효율이 약 80.8% 로 후단 동익의 피치각이 29° 일 때, 다른 피치각에 비해 효율이 약 1~2% 정도 높은 실험 결과를 얻었다.

단회전식 축류팬과 엇회전식 축류팬의 최고 효율을 얻을 수 있는 작동조건에서 성능 특성을 비교하였다. Fig. 14 에서 보면 엇회전식 축류팬은 단회전식 축류팬에 비해 유량이 약 1.77 배 높으며, 압력 상승은 약 1.75 배 정도 높다. 이러한 결과는 후단 동익이 전단 동익의 선회속도 성분의 에너지를 후단 동익에서 정압 성분으로 회수하는 엇회전식 축류팬의 유동 특성에 기인되는 것으로, 3 차원 유동장 실험을 통해 확인할 수 있다.

3.2 유동장 실험 결과

3.2.1 5공 프로브를 이용한 유동장 실험결과

엇회전식 축류팬의 3 차원 유동장 실험은 성능 실험 결과를 바탕으로 최고 효율점($\phi = 0.336$)에서 수행되었다.

Fig. 15 는 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익으로 유입되는 3 차원 속도분포를 나타낸 것이다. 축방향 속도성분은 전반적으로 균일하게 발생하고 있지만, 허브 부분에서는 원주 방향 및 반경방향의 속도성분이 크게 발생했다. 이것은 전단 동익의 앞부분에 장착된 모터에서 발생한 유동박리(flow separation)에 기인된 것으로 판단된다.

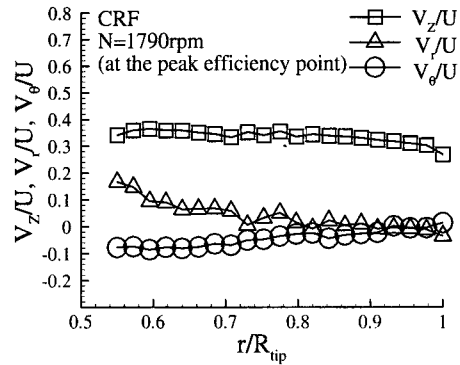


Fig. 15 Upstream velocity profiles before the front rotor (CRF, $\phi = 0.336$)

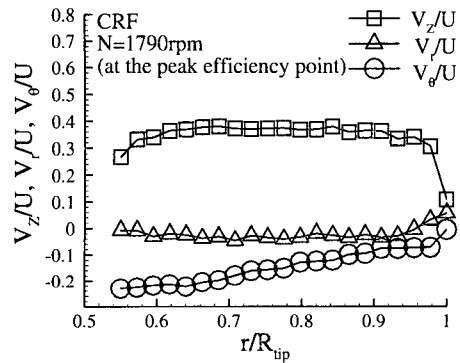


Fig. 16 Downstream velocity profiles behind the front rotor (CRF, $\phi = 0.336$)

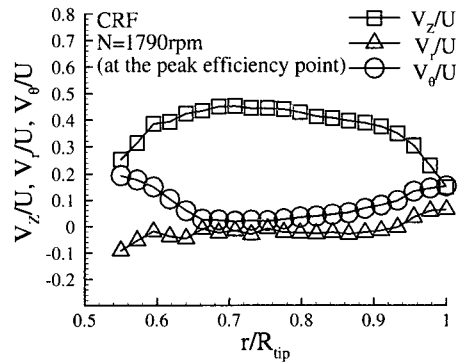


Fig. 17 Downstream velocity profiles behind the rear rotor (CRF, $\phi = 0.336$)

Fig. 16 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익의 출구 유동을 측정된 실험 결과이다. 축방향 속도성분은 허브와 팁 부분에서 크게 감소했다. 원주방향 속도성분은 팬의 손실성분으로 작용하는 선회속도 성분으로 허브에서 팁 부분까지 크게 발생했다.

Fig. 17 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 후단 동익의 출구 유동을 측정된 실험 결과이다. 전·후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동박리와

팁 와류의 영향으로 허브와 팁 부분에서 축방향 속도성분이 크게 감소하였다. 전단 동익에 의해 발생된 원주방향 속도성분은 후단 동익에 의해 대부분 정압 성분으로 회수되었다. 그러나, 전·후단 동익의 허브에서 발생한 유동박리의 영향으로 허브부분에서 원주방향과 반경방향 속도성분이 크게 발생하였다.

Fig. 18 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익의 입구 유동을 원주방향과 반경방향 속도벡터로 나타낸 것이다. 전반적으로 원주방향과 반경방향 성분이 거의 없는 균일 유동이지만, 허브부분에서는 전단 동익의 앞부분에 장착된 모터에서 발생한 유동박리로 인해 반경방향 속도 성분이 크게 증가하였다.

Fig. 19 는 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익의 출구 유동을 속도벡터로 나타낸 것이다. 원주방향 속도 성분이 허브부분에서 크게 발생하였고, 팁 부분에서는 회전방향과 반대방향으로 팁 와류가 발생한 것을 볼 수 있다.

Fig. 20 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 후단 동익의 출구 유동을 속도벡터로 나타낸 것이다. 원주방향의 속도 성분이 허브 부분과 팁 부분에서 크게 발생했지만, 대부분 영역에서는 팬의 손실성분으로 작용하는 선회속도 성분이 후단 동익에 의해 크게 감소하였다.

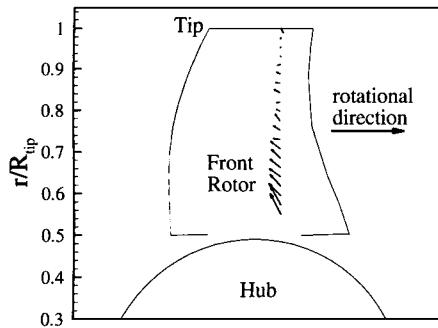


Fig. 18 Tangential and radial velocity vector behind the front rotor

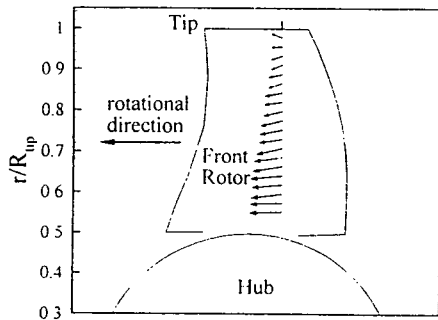


Fig. 19 Tangential and radial velocity vector in front of the front rotor

Fig. 21 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 축방향과 반경방향의 속도벡터를 나타낸 것이다. 전단 동익의 입구 유동은 비교적 균일 유동이지만 전·후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동박리와 팁 와류에 의해 축방향 성분이 허브와 팁부분에서 감소하였다

3.2.2 열선을 이용한 유동장 실험 결과

5 공 프로브의 유동장 실험 결과를 검증하기 위해 경사 열선을 이용한 3 차원 유동장 실험은 동일한 실험 조건인 최고 효율점($\phi=0.336$)에서 수행되었다.

Fig. 22 는 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 전단 동익의 출구 유동을 나타낸 것으로 5 공 프로브와 경사 열선으로 측정된 속도 분포를 비교하였다. 5 공 프로브와 경사 열선으로 측정된 속도 분포는 허브에서 팁 부분까지 비교적 일치하는 경향을 나타냈다. 그러나, 5 공 프로브의 측정 결과에 비해 경사 열선으로 측정된 속도성분은 다소 작게 측정되었다.

Fig. 23 은 엇회전식 축류팬의 최고 효율점에서 5 공 프로브와 경사 열선을 이용하여 후단 동익의 출구 유동을 측정된 실험결과이다. 5 공 프로브와 경사 열선으로 측정된 원주방향과 반경방향

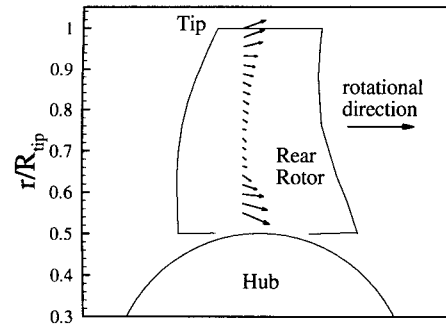


Fig. 20 Tangential and radial velocity vector behind the rear rotor

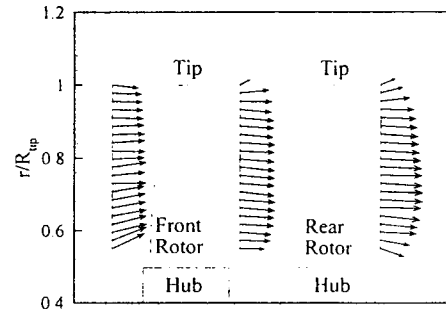


Fig. 21 Axial and radial velocity vector of the counter-rotating axial flow fan

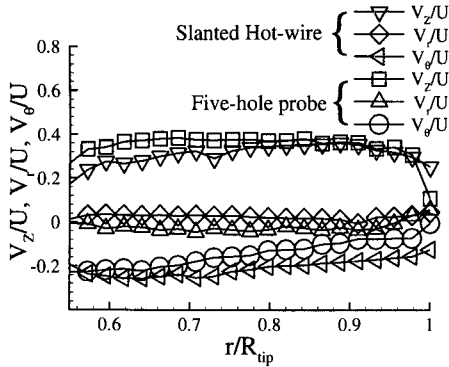


Fig. 22 Comparison of velocity profiles obtained with 5-hole probe to those obtained with slanted hot-wire behind the front rotor

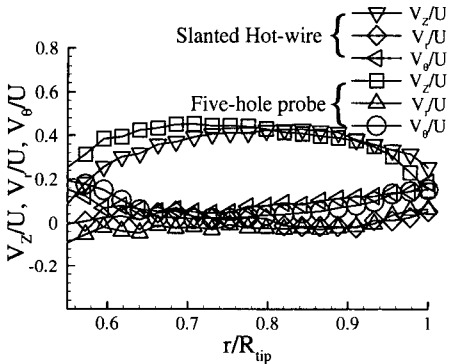


Fig. 23 Comparison of velocity profiles obtained with 5-hole probe to those obtained with slanted hot-wire behind the rear rotor

속도성분은 허브에서 팁 부분까지 비교적 일치하는 경향을 나타냈다.

Fig. 22 과 Fig. 23 에서 보면 경사 열선에 의해 측정된 속도성분이 5 공 프로브에 의해 측정된 속도 성분보다 다소 작게 측정되었다. 경사 열선의 경우는 전기 신호로부터 유동 속도를 환산한 비선형 방정식에 의해 속도의 크기가 다소 작게 계산됐고, 5 공 프로브는 Whitfield 등⁽¹³⁾이 설명했듯이 압력 즉, 속도의 제곱 값을 평균하여 속도를 예측하기 때문에 속도의 크기가 경사 열선에 비해 다소 크게 나타난 것으로 판단된다.

3.2.3 불확실성의 해석

실험에서 측정된 자료가 실제 값과 다른 결과를 나타낼 수 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. 불확실성 해석을 통해서 측정값에 대해 신뢰도를 부여할 수 있으며 최종 결과에 대한 불확실성을 평가하고 그 결과를 분석한다. 불확실성의 해석은 Kline 과 McClintock⁽¹⁴⁾에 의해 제안된

Table 2 Uncertainty analyses

Parameter	Uncertainty (%)
ρ	0.7
ΔP_T	0.07
A	1.0
V	0.35
Q	1.06
L	0.54
η	1.20
V_r	1.95
V_z	1.95
V_θ	1.95

불확실성 해석방법을 이용하였다. 제안된 불확실성 해석방법은 실험 결과 R 를 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ 의 독립 변수로 구성된 함수로 가정한다.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (9)$$

각 독립변수에 대한 불확실성을 w_1, w_2, \dots, w_n 이라 하면 실험 결과에 대한 불확실성은 다음과 같이 주어진다.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

Table 2 는 본 연구에서 측정된 실험 자료들의 불확실성을 나타낸 것이다.

엇회전식 축류펌의 효율은 전압, 유량 그리고 축동력의 불확실성에 영향을 받으며, 유량의 불확실성이 성능 실험 결과에 가장 큰 영향을 미친다. 유동장 실험 결과의 불확실성은 1.95%이고 신뢰도는 98.05%로 비교적 높은 편이다.

4. 결론

본 연구에서는 단회전식 축류펌과 엇회전식 축류펌에 대한 성능 시험과 유동장 측정 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 엇회전식 축류펌이 단회전식 축류펌에 비해 고유량 영역에서 고효율의 성능 특성을 나타냈으며, 최고 효율은 약 15% 높은 것으로 나타났다.
- (2) 엇회전식 축류펌의 전단 동익에서 발생한 선회속도 성분은 후단 동익에 의해 대부분 정압성분으로 회수되었다. 이러한 유동 특성으로 인해 엇회전식 축류펌의 성능이 크게 향상되었다.
- (3) 엇회전식 축류펌의 입구 유동은 전단 동익의 앞 부분에 설치된 모터에서 발생한 유동박리로 인해 축방향 속도성분은 크게 감소했고, 원주방향과 반경방향 속도성분이 크게 증가했다.

(4) 전·후단 동익의 허브 부분에서 발생한 유동 박리와 팁 부분에서 발생한 와류의 영향으로 축방향 속도성분은 감소하고, 원주방향과 반경방향의 속도성분은 증가함을 볼 수 있었다.

(5) 경사 열선과 5 공 프로브를 이용한 유동장 실험 결과는 3 차원 속도 분포가 비교적 일치하는 경향을 나타냈다. 그러나, 경사 열선의 경우는 전기 신호로부터 유동 속도를 환산한 비선형식에 의해 속도의 크기가 다소 작게 계산됐고, 5 공 프로브는 압력 측, 속도의 재공 값을 평균하여 속도를 예측하기 때문에 속도의 크기가 경사 열선에 비해 다소 크게 나타난 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2000 년 한양대학교 교내연구비의 지원으로 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Wallis, R. A., 1983, *Axial Flow Fans and Ducts*, John Wiley & Sons Inc.
- (2) 조진수, 조이상, 2001, "2 단 축류팬과 엇회전식 축류팬의 공력특성에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집 B 권, 제 25 권, 제 10 호, pp.1281~1292.
- (3) 조진수, 원유필, 이문철, 2000, "엇회전식 축류팬의 공력특성에 관한 전산해석 및 실험," 대한기계학회 논문집 B 권, 제 24 권, 제 3 호, pp.325~337.
- (4) Biermann, D., and Hartman, E. P., "Wind Tunnel tests for Four- and Six-Blade Single- and Dual-Rotating Tractor Propellers", 1942, NACA Report 747.
- (5) Kodama, Y., Hayashi, H., Fukano, T., and Tanaka, K., 1994, "Experimental Study on the characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," 일본기계학회 논문집 (B 편), 60 권 576 호, pp. 2764~2771.
- (6) Kodama, Y., Hayashi, H., Fukano, T., and Tanaka, K., 1994, "Experimental Study on the characteristics of Fluid Dynamics and Noise of a Counter Rotating Fan," 일본기계학회 논문집 (B 편), 60 권 576 호, pp. 2772~2777.
- (7) Shin, H. W., Whitfield, C. E., and Wisler, D. E., "Rotor-Rotor Interaction for Counter-Rotating Fans, Part 1: Three-Dimensional Flow field Measurements," 1994, AIAA J., Vol. 32, No. 11, pp.2224~2233.
- (8) 공업진흥청, 1982, "송풍기의 시험 및 검사 방법," KS B 6311.
- (9) AMCA Standards 201, 1985, "Fans and Systems," Air Movement and Control Association International, Inc.
- (10) Treaster, A. L. and Yocum, A. M., 1979, "The Calibration and Application of Five-hole Probes," ISA Transactions, Vol. 18, N0.3, pp. 23~34.
- (11) Dominy, R. G., and Hodson, H. P., 1993, "An Investigation of Factors Influencing the Calibration of Five-Hole Probes for Three-Dimensional Flow Measurements," Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp.513~519.
- (12) Grande, G. D., and Kool, P., 1981, "An improved experimental method to determine the complete Reynolds stress tensor with a single rotating slanting hot wire," The Institute of Physics, Vol. 14, pp.196~201
- (13) Whitfield, C. E., Kelly, J. C., and Barry, B., 1972, "A Three-Dimensional Analysis of Rotor Wakes," Aeronautical Quarterly, pp.285~300
- (14) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 75(1), pp.3~9.