

가역 축류송풍기용 근사대칭 이중원호익의 설계 및 성능해석

고희환* · 정동진* · 박준영** · 김경엽***†

Design & Performance Analysis of Approximate Symmetric Airfoil with Double Circular Arc Camber Used in Reversible Axial Flow Fan

Hee-Hwan Ko*, Dong-Jin Jeong*, Jun-Young Park**, Kyung-Yup Kim***†

Key Words : Reversible axial flow fan(가역 축류팬), Approximate symmetric airfoil(근사대칭 익형), Transverse ventilation(횡류 환기) Cambered guide vane(곡선 가이드 베인), Straightened guide vane(직선 가이드 베인), Very long and deep tunnel (대심도 장대 터널)

ABSTRACT

Reversible axial fans are used for air ventilation in subway and road tunnels by supplying fresh air into tunnels and exhausting polluted air and heat to the outside. The objective of this study was to analyze the performance and design of an approximately symmetrical airfoil with a double circular arc camber. The shape of the blade sections was designed as an approximate symmetric airfoil, with a bi-directional configuration. To optimize the reversible axial flow fan, it was designed based on the analysis of 3-dimensional inviscid flows using ANSYS, and the performance of the reversible axial flow fan was tested in a certified laboratory. According to the results from the laboratory testing, the axial flow fan with the newly designed airfoil blade exhibited better performance compared to those currently-used in industrial applications. This fan's performance was confirmed up to 300 °C, and a total exit pressure over 1500 Pa, while the reversed flow-rate reached 94% of the forward flow-rate.

1. 서론

지하공간 환기/제연용 대형 가역 축류팬은 지하철, 도로 터널등의 내부에 신선한 공기를 공급하고 열 및 유해가스를 외부로 배출하는 역할을 한다.⁽¹⁾ 현재 지하철이나 장대도로 터널의 횡류환기(transverse ventilation)에 사용하는 기존 가역 축류팬의 요구정압은 800 Pa 이하⁽²⁾로 비상시 역방향으로 배출하는 풍량은 정방향 풍량의 80 %⁽³⁾를 넘지 않는다. 성능시험 결과 지하철용으로 수요가 많은 직경 ϕ 2 000 급 가역 축류팬은 기외정압이 1 000 Pa을 초과하는 경우 역방향 풍량 비율이 급격하게 저하되는 경향이 있었다. 참고로 정방향(uni-directional flow) 특성을 갖는 일반 축류팬은 비상시 역방향 풍량이 정방향 대비 60 %에 지나지 않음에도 방재용으로 광범위하게 사용되고 있다. 그러나 선진국에서는 방재 안전율을 높이기 위해 정역 풍량비율이 98 % 내외인 송풍

기를 이미 제작하여 판매하고 있다.⁽⁴⁾

축류팬과 환기용 팬은 선행 연구자들에 의해 지속적인 수많은 연구가 있었다. 조강래⁽⁵⁾ et al.은 미국 Joy 사의 제품을 역설계하여 설계시방을 얻어 NACA-24 익형으로 ϕ 692 정방향 축류팬을 설계하고 설계 프로그램도 개발하였으나 동익과 정익의 공기역학적 설계만 다루어 축류팬 전체에 대한 내용은 반영하지 못하였다. 실제 성능시험으로 확인한 결과 이러한 형상의 축류팬은 역방향 풍량이 60 % 내외를 넘지 못한다. 교통신호터널과 터널용 축류팬 제조 선진국인 노르웨이 터널협회 발행 자료⁽⁶⁾에서는 가역용 축류팬 설계와 터널환기에 대한 기술사양 일부를 얻을 수 있었고, 미국 Joy 사에서 발행한 기술자료⁽⁷⁾ 검토과정에서 축류팬(vane axial)의 설계 개념과 구조를 살펴 볼 수 있었다. 지금은 존재하지 않는 Joy 사는 원래 터널 환기용 축류팬에 강점이 있는 회사였다. Cory et al.⁽⁸⁾은 Eurovent의 지원을 받아 스톨발생 원인을

* (주)귀뚜라미범양냉방(Kiturami-Bumyang Airconditioning)
** 한국기계연구원(Korea Institute of Machinery & Materials)
*** 한국산업기술대학교(Korea Polytechnic University)
† 교신저자, E-mail : kykim@kpu.ac.kr

Table 1 Basic design data of reversible axial flow fan

Description		Unit	Design value (Prototype)
Inlet temperature		K (°C)	294 (21)
Inlet pressure		MPa	0.101325
Volume flow rate	Forward	m ³ /min	6 000
	Reverse	%	98
Exit total pressure		Pa	1 500
Rotating speed		min-1	1 180
Outer diameter		mm	2 100
Inner diameter-hub		mm	692
Tip clearance (D: Fan housing inner dia.)		%	0.3 of D
Total to total efficiency		%	75
Rotor blade		ea	12
Outlet guide vane		ea	15

연구한 후 고압 축류팬의 스톨방지(anti-stall)를 위해 스톨 방지 링(ring)이나 스톨방지 챔버(chamber)에 대해 연구하였다. Sheard⁽⁹⁾ et al. 은 임펠러가 2개인 ϕ 2 800 양측모터 구동 축류팬(double ended motor fan)과 터널용 팬에 필요한 내열온도 300 °C급, 전압 3 500 Pa 사양의 축류팬을 제작하여 EN12101-3 표준에 의한 인증까지 받았다. 그러나 국내 산업용으로 적용하기에는 원가가 너무 높고 시장 경쟁력이 낮아 기술적인 검토만 하였다.

본 논문은 지하심도 100 m 이하의 초장대 대심도 터널^(10,11)에서도 사용할 수 있는 고온 가역(reversible) 축류팬에 채용할 근사대칭 에어포일의 설계 및 성능해석에 관한 내용으로 시작품(prototype)의 상세 설계사양은 Table 1와 같다. 양방향(bi-directional flow) 특성을 갖는 근사대칭 에어포일은 정격운전 점에서 역방향 풍량이 정방향 대비 98%로 급기와 배기풍량 비율이 1:1에 가깝게 설계되어있다. 기존 가역 축류팬에 사용하는 날개(blade)는 정역 풍량 비율이 60~80% 내외이다.

본 연구에서 축류팬 날개는 NACA 65 계열을 기본으로 설계하였고 요구 전압 1 500 Pa, 정방향 대비 역방향 풍량 비율 98%를 목표로 하여 날개의 단면(동익의 스테킹 중심)은 무게 중심축에서 앞전(leading edge)쪽으로 약간 이동한 근사대칭 익형⁽¹²⁾으로 설계하였다. 축류 단(stage) 유동해석은 전용 소프트웨어인 ANSYS⁽¹³⁾를 사용하여 축류팬 성능 최적화와 3차원 비압축성 정상상태 유동해석을 하였으며 시제품을 제작하여 AMCA 인증 공인시험실에서 유효성 확인 성능시험을 수행하였다. 이후 정방향 축류팬 직경 ϕ 3 550 까지 상용화 제작하여 공력성능 및 고온내구, 고온변형 등의 유효성 평가를 하였으며, 성능시험 결과를 이용하여 가역 축류팬을 ϕ 3 550 까지 제작하였고 현재는 표준 모델을 정하여 성능곡선 매핑(mapping) 작업을 진행하고 있다.

Table 2 Design data of reference axial flow fan

Description		Unit	Value
Volume flow rate	Forward	m ³ /min	6 000
	Reverse	%	60
Exit total pressure		Pa	1 500
Rotating speed		min-1	1 160
Rotor blade		ea	12
Outlet guide vane		ea	15
Total to total efficiency		%	80.1
Power consumption		kW	186.8
Blade profile (section angle)		NACA-65 Series	

2. 근사대칭 에어포일의 설계

2.1 기존 제품을 이용한 설계 및 성능해석 프로그램 검증

새로운 가역형 날개는 설계를 위한 데이터 베이스가 없어 1차원 성능해석이 가능하지 않다. 따라서 주어진 사양의 가역 축류팬을 설계하기에 앞서 선진사⁽¹⁴⁾의 ϕ 2 100 정방향 전용 축류팬 실험결과를 이용하여 설계 프로그램의 정확성을 검증하였고, 실제 제품을 만들어 성능해석(CFD) 결과와 성능시험결과를 비교 평가하였다. Table 2는 검증을 위해 사용한 선진사의 NACA-65 계열 축류팬 사양이다.

축류팬 성능 계산을 위한 유동해석 시 격자생성은 ANSYS Turbogrid 11.0을 이용하였고, 경계조건으로 블레이드 입구에서 전압과 전온도를 고정하였으며 출구에서는 질량 유량을 고정하였다. 또한, 난류유동을 계산하기 위해 k- ω SST 모델을 사용하였다. 또한 동익과 출구 안내깃 사이의 경계면에는 혼합면 기법을 적용하였다. 정상상태 조건에서 계산시간의 단축을 위해 동익과 출구 안내깃에 주기조건을 적용하여 1개의 통로에 대하여 계산을 수행하였다. 계산에 사용된 총 격자수는 64만개이며 Fig. 1은 계산에 사용된 격자계의 모습이다. 설계점 및 탈 설계점에서의 최소손실 유동각을 정의하기 위해 Herrig등에 의한 경험식에 근거하여 설계영각(angle of attack)에 대한 식 (1)과 같은 상관식을 이용하였다.⁽¹⁵⁾

$$\alpha^* = \left[3.6K_{sh}K_{ti,i} + 0.3532\theta \left(\frac{a}{c} \right)^{0.25} \right] \sigma^e \quad (1)$$

$$e = 0.65 - 0.002\theta$$

위 식에서 α^* 는 설계영각, k_{ti} 는 익의 최대두께의 영향을 반영하는 계수, k_{sh} 는 블레이드 형상을 반영하는 계수, σ 는 현절비, θ 는 캠버각을 나타낸다. 설계영각에 근거한 편향각(deviation angle)은 Lieblein이 제안한 모델을 이용하여

- Solver: Turbogrid 11.0, CFX 11.0
- Turbulence model: k- ω SST model
- Interface condition: Mixing plane method

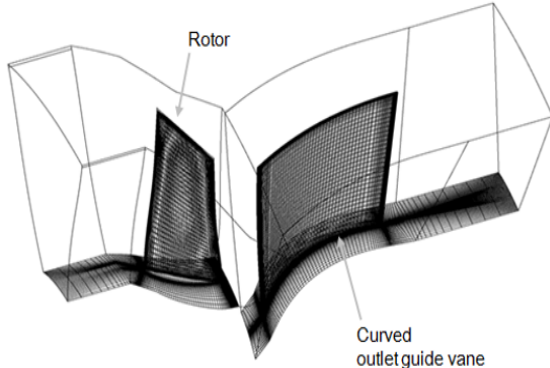


Fig. 1 Grid system (uni-direction axial flow fan)

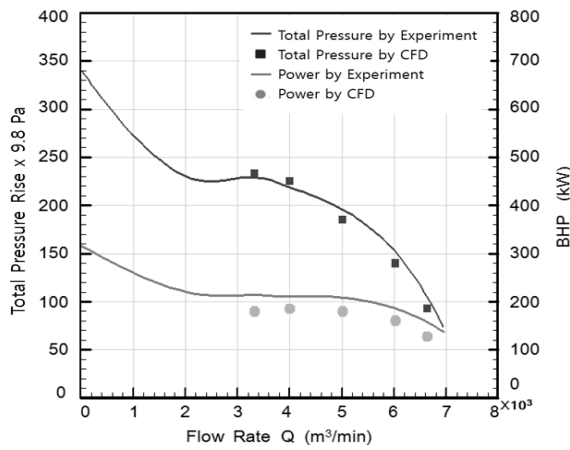


Fig. 2 Comparison of CFD results and experiment data (NACA-65 blade)

식 (2)와 같은 상관식으로 구해지며 Johnsen과 Bullock은 Lieblein의 모델에 대한 자세한 검토 결과를 제공한다.⁽¹⁶⁾

$$\delta_0^* = K_{sh} K_{\delta,t} \delta_{0,10} + \frac{m'}{\sigma_b} \theta \quad (2)$$

여기서 δ_0^* 는 편차각, $(\delta_0)_{10}$ 은 NACA-65 계열의 0° 캠버 각 익형에 대한 최소손실 입사각에서의 편차각이며 $k_{\delta,t}$ 는 익의 최대두께의 영향을 반영하는 계수, k_{sh} 는 블레이드 형상을 반영하는 계수, m' 는 경사인자, 그리고 b 는 솔리디티 지수이다.

Fig. 2는 성능시험과 3차원 수치해석을 통하여 얻어진 성능곡선도이다. 이미 알려져 있는 성능평가 데이터⁽¹⁴⁾를 활용하여 수행한 성능해석결과와 완제품의 실험 데이터를 비교하여 해석결과를 검증하였다. 하나의 그래프에 유량과 양정, 소요 동력이 같이 제시되었다. 그림에서 보이는 바와 같이

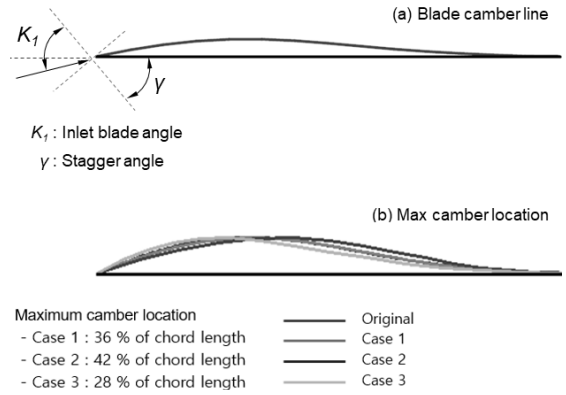


Fig. 3 Camber line of new design blade

실험과 해석결과는 양정과 소요 동력에 있어 조금씩의 차이는 있으나 전반적으로 잘 일치함을 보이고 있다.

현재의 해석기법들을 이용한 3차원 유동해석 방법은 양정과 소요 동력에 있어 계산결과가 시험결과와 매우 비슷한 결과를 보여주며 해석결과를 설계에 활용할 수 있을 만큼 충분한 정확성이 있음을 확인 할 수 있었다.

2.2. 가역 축류팬용 근사대칭 에어포일의 설계

Table 1에 표시한 ϕ 2100 가역 축류팬의 설계사양은 정방향 위주의 축류팬 설계사양과 거의 동일하나 가역풍량에 대한 조건이 추가되었다. 기본적으로 정방향 풍량은 6000 m³/min, 압력 상승값은 1500 Pa 이고 정방향 효율은 75%, 가역 풍량은 정방향 풍량의 98%이다. 가역 축류팬은 정방향 성능뿐 만 아니라 역방향 성능을 고려하여 설계를 수행하여야 하므로 캠버선의 형태를 어떻게 선정하느냐가 매우 중요하다. 일반적인 축류팬은 정방향의 성능을 향상시키는 쪽으로 설계를 수행하면 역방향 성능이 낮아진다. 또한 역방향 위주로 설계를 수행하면 정방향 성능이 나빠진다. 그러므로 이러한 것들을 고려하여 주어진 사양을 만족하도록 가역 팬을 설계하는 것이 매우 중요하다.

Fig. 3는 이러한 특성을 고려하여 선정된 캠버선을 나타낸다. 가역성능을 향상시키기 위해 캠버는 전연쪽에 기울기를 가지고 후연에서는 기울기를 0으로 설정하였다. 설계는 기존의 익형설계와 동일한 방법이고 단지 캠버선의 형태가 차이가 있다. Fig. 4는 허브, 50% 스패 그리고 팁에서의 블레이드 형태를 나타내었다.

Table 3은 설계변수로 설치각과 전연에서의 블레이드 각을 여러 가지로 조합하여 형상설계와 성능해석을 통해 최종적으로 결정된 5개의 블레이드 각과 설치각을 나타낸다.

새로이 설계한 근사대칭 에어포일을 채용한 가역 축류팬은 Fig. 5(b)와 같은 직선형 가이드 베인을 사용하여 정방향 또는 역방향 운전시 가이드 베인에 의한 압력손실을 최소화 하

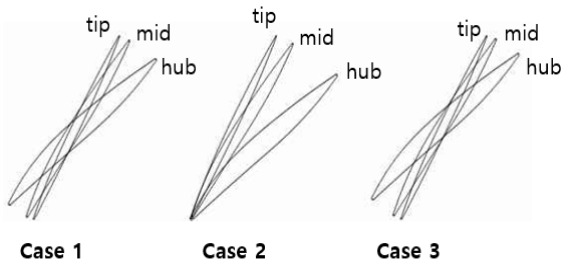


Fig. 4 Blade profile of radial line through center of gravity

Table 3 Design results

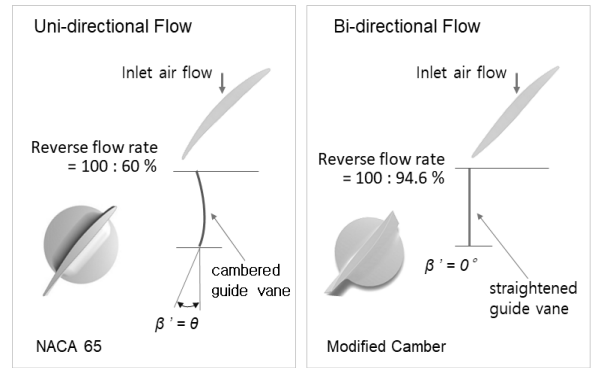
Radius (mm)	Cascade / Camber Angle (deg)	Setting Angle (deg)
346.075	5	46
519.125	4	56
692.150	3	61
865.200	2	64
1 040.000	1	66

였으며, 기외정압을 상승시키는 Fig. 5(a)와 같은 곡선형 가이드 베인(cambered guide vane)의 역할을 동익(approximate symmetric airfoil)에서 담당하도록 설계 하였다. Fig. 6은 개발이 완료된 가역용 축류 날개 CAD 파일이다. 제품개발 후 선진국 제품과의 경쟁을 위해 외국제품을 복사 또는 모방하지 않으면서 직선형 가이드 베인(straightened guide vane)을 채용한 근사대칭형 캠버라인을 갖는 축류팬 날개⁽¹⁷⁾를 설계하였다.

3. 가역 송풍기의 수치해석

설계결과와 검증의 위하여 3차원 유동해석 프로그램을 이용한 성능해석을 수행하였다. 계산에 필요한 격자는 ANSYS Turbogrid 11.0을 이용하였다. 경계 조건으로 블레이드 입구에서 전압과 전온도를 고정하였으며 출구에서는 질량 유량을 고정하였다. 또한 동익과 출구 안내깃 사이의 경계면에는 혼합면 기법을 적용하였다. 성능곡선도를 확보하기 전에 먼저 난류모델과 형상변수들이 성능해석 결과에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

가역풍량에 대한 설계조건으로 인하여 출구 안내깃은 평판 형태를 사용하여야만 한다. 정방향 전용 송풍기처럼 출구 안내깃이 각도(cambered guide vane)를 가진다면 정방향 효율은 상승하나 역방향 성능은 크게 감소하게 된다. 그러므로 이러한 현상을 방지하기 위해 Fig. 7과 같은 평판 형태의 출구 안내깃(straightened guide vane)을 선택하였다. 그러나 이러한 평판형태의 출구 안내깃은 동익을 통과한 유체가 평판에 부딪히게 되어 박리현상이 심하게 발생하게 된다. 그리고 이러한 박리현상의 해석이 정확해야만 송풍기의 성능곡



a) NACA 65 series and Guide vane b) New design blade and Guide vane

Fig. 5 Structural features of outlet guide vane for stage analysis

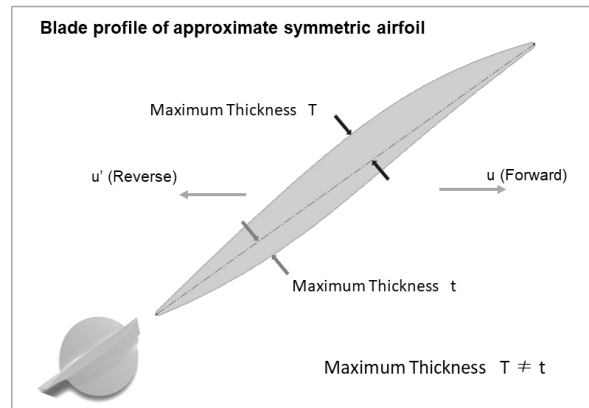


Fig. 6 Structural features of bi-directional airfoil blade

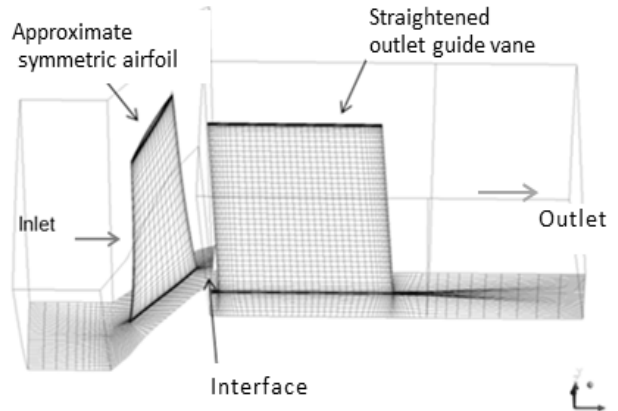


Fig. 7 Grid system of reversible blade and straightened guide vane

선을 정확하게 예측할 수 있다. 먼저 난류유동과 출구 안내깃에서 발생하는 박리를 보다 정확하게 계산하기 위해 original k- ω SST 모델과 k- ω SST Reattachment modification 모델을 사용하여 해석 결과를 비교하였다. 유동해석 결과 난류 모델에 관계없이 속도장은 전반적으로 거의 유사하고 동익에서의 전압분포 역시 매우 비슷하였다. 그러나 출구 안내깃에서의 전압분포는 original k- ω SST 모델의 사용이 출구

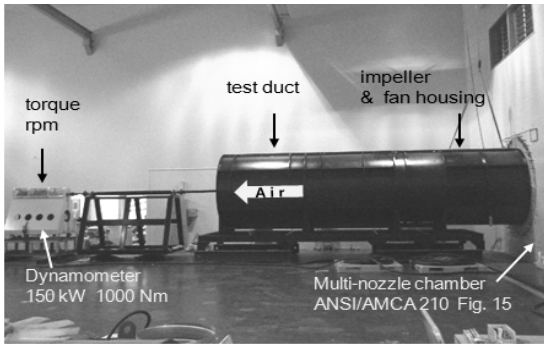


Fig. 8 Dynamometer drive & Duct setup

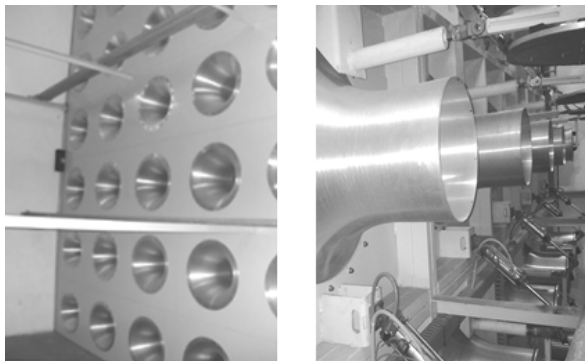


Fig. 9 Array of nozzle, nozzle Inlet (left) and outlet (right)

안내깃에서 과도하게 전압손실을 예측하고 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 출구 안내깃에서 심한 박리가 발생하는 가역 축류팬의 정방향 유동 해석 시에는 $k-\omega$ SST Reattachment modification 모델을 사용하고, 박리가 발생하지 않는 역방향 해석 시에는 original $k-\omega$ SST 모델을 사용하였다.

4. 성능시험

4.1 성능시험 기준 및 설비

가역 축류팬 성능측정을 위한 Fig. 8과 같은 실험설비는 단면크기 가로 6 m * 세로 6 m, 유로(flow passage) 길이 50 m의 ANSI/AMCA Std-210과 KS B 6311-2017 기준을 만족하는 멀티 노즐 챔버(multi nozzle chamber)이다. 축류팬 지름 ϕ 3 000, 기외정압 4 000 Pa 까지 성능을 측정할 수 있으며 회전 동력계를 사용하므로 송풍기의 순수 소요동력을 구할 수 있다.

실험설비는 미국 AMCA로 부터 공인인증 받았으며 인증 내용에는 실험설비, 실험용 소프트웨어, 실험방법, 실험하는 사람 등을 포함⁽¹⁸⁾하며 국제공인시험기관(KOLAS)의 설비로 등록되어 있다. 내부체적 약 10 000 m³에 이르는 통제된 실험장치는 외부환경의 영향을 받지 않도록 구성되어 성능실

험실 내부에서만 공기가 순환하며 공기밀도 보정을 위해 건습구온도와 대기압을 연속 측정하도록 되어 있다. Fig. 9는 가역 축류팬의 성능측정을 위한 시험설비의 일부분이다. 성능 측정시 풍량의 많고 적음에 따라 노즐을 열고 닫음으로써 풍량과 압력을 측정한다. 또한 미세한 압력조정을 위해 별도의 압력조절기가 설치되어 있다. 풍량은 식 (3)과 같이 노즐 면적과 노즐 입출구 압력차의 함수이다.

$$Q = f(A, \Delta P) \quad (3)$$

여기에서 Q 는 측정풍량, A 는 노즐 출구면적, ΔP 는 노즐차압을 나타낸다.

노즐챔버 내부에는 공기의 흐름을 일정하게 하고 측정압력의 흔들림을 줄이기 위해 정류용 금속망(settling means)을 설치하며 정류망 관련 상세 사양은 ANSI/AMCA 210 기준에 규정되어 있다. 축류팬 성능측정시 정류망 입구에서 발생하는 역방향 제트속도(jet velocity)는 식 (4)와 같이 제한⁽¹⁹⁾되어 있으며 제트속도의 측정은 날개형 아네모미터(vane type anemometer)를 사용하였다.

$$Jet\ velocity = \frac{Q}{A_6} = V_6 \quad (4)$$

$$V_{rj} < 0.10 V_6$$

여기에서 Q 는 측정풍량, A_6 노즐 출구면적, V_6 는 노즐 출구속도, V_{rj} 는 정류망 입구 역방향 제트속도이다.

4.2. 성능 측정 방법

가역 축류팬의 성능 측정실험은 ANSI/AMCA 210 및 KS B 6311 기준에 의하여 평가하였다.

성능은 최대압력(기외정압) 일 때 풍량과 최저압력(기외정압=0 Pa) 일 때 풍량 사이의 성능 및 효율을 측정하였다. 기외정압에 따라 풍량이 변화(≒노즐차압의 변화) 하더라도 노즐 개폐에 의해 노즐면적을 조절하여 노즐차압을 일정하게 유지하도록 하였으며, 압력조절기구(variable supply system)와 댐퍼로 유량을 미세 조절하는 방법으로 기외정압, 노즐차압의 흔들림을 억제하였다.

측정량(measurand)은 기외정압, 노즐차압, 회전수, 축동력 등이며 측정된 노즐차압을 표준유량으로 환산할 때 공기의 밀도를 정확히 계산⁽²⁰⁾해야 함으로 밀도 보정을 위해 온도, 습도, 대기압을 측정하였으며 표준유량으로 환산방법은 ANSI/AMCA 210-16 Annex E⁽²¹⁾를 이용하였다. 특히 온습도에 의한 공기밀도 보정을 하지 않을 경우 풍량과 소요동력의 차이가 커져 산업용의 경우 팬을 사용할 수 없는 경우가 발생할 수 있다. 환산 표준 풍량은 식 (5)와 같이 정의할 수 있다.

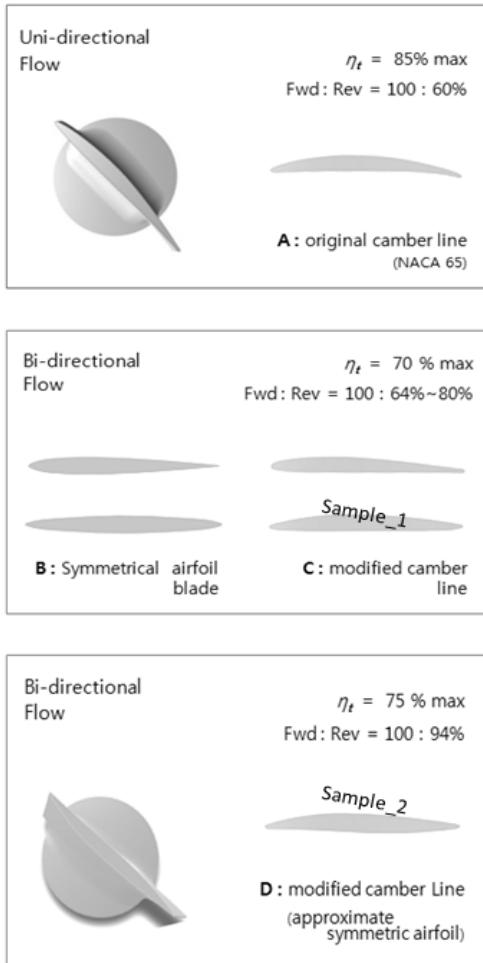


Fig. 10 Test results of accredited testing laboratory

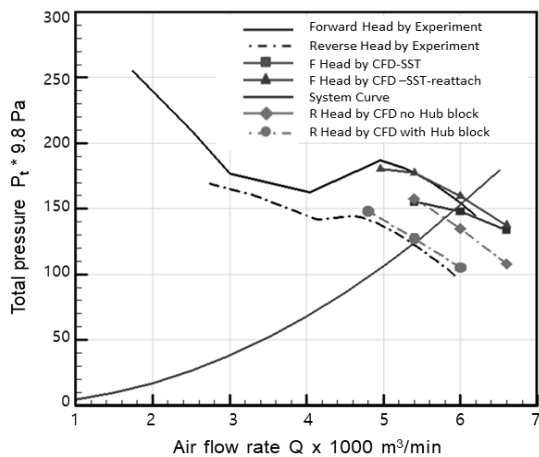


Fig. 11 Comparison of CFD results and experiment data (Reversible axial fan with sample-2 blade)

$$Q_c = f(A, \Delta P, N, T, t_d, t_w, p_b) \quad (5)$$

위 식에서 Q_c 는 환산풍량, A 는 노즐면적, ΔP 는 노즐차압, N 은 임펠러 회전수, T 는 동력계 회전토크, t_d 는 건구온

Table 4 Comparison of CFD results and experiment data (Reversible axial fan)

Description		Unit	Comparison data	
			CFD	experiment
Volume flow rate	Forward	m ³ /min	6 000	5 991
	Reverse	%	98	94.1
Total efficiency		%	75	74.5

도, t_w 는 습구온도, p_b 는 대기압을 나타낸다.

성능 평가시 실제 송풍기와 똑같은 압력손실과 유로(flow passage)를 갖는 실험환경 재현을 위해 축류팬 내부에 더미(dummy) 모터를 장착하여 회전 동력계(dynamometer)와 연결하는 기술이 적용되었으며, 가역 축류팬의 성능은 기외정압, 풍량, 축동력 등 송풍기의 회전수에 따라 변하므로 측정된 모든 자료를 ANSI/AMCA 201-16과 803-02의 팬 법칙(similarity and fan laws)을 이용하여 유량, 압력, 축동력, 효율 등을 표준으로 환산하였다.

4.3. 가역 축류팬용 근사대칭 에어포일의 성능시험 결과 비교

성능비교를 위한 일정 실험조건을 만들기 위해 축류팬의 내경과 임펠러 외경, 간극, 사용 허브를 모두 동일하게 하고 Fig. 10과 같이 형상(blade profile)이 다른 날개만 바꾼 완제품으로 만들어 성능실험을 하였다.

특히 팁 간극(Hub to tip ratio)을 유지하는데 유의하였으며 날개형상이 다르므로 정방향 운전시 각각의 날개 특성에 맞는 최적의 운전조건(날개각 조정)을 찾기 위해 수많은 성능실험을 반복 수행하여 Fig. 11과 같은 성능을 얻었다. 역방향 풍량은 모두 다 최적의 정방향 운전조건일 때 얻은 값이다.

유동해석(CFD) 프로그램을 이용한 근사대칭 에어포일(approximate symmetric airfoil)의형의 설계 시 전압효율(η_t)은 75%, 역방향 풍량(Q_r) 98%로 출력 값이 계산 되었으나 실험결과 $\eta_t=74.5\%$, $Q_r=94.1\%$ 로 다소 차이가 있었으며 Table 4에 정리하였다.

축류팬의 실속여유 계산 값은 1에 가까울수록 안정된 운전이 가능함을 의미한다. Fig. 12 그래프에서 Sample_2(근사대칭 에어포일 축류팬)의 실속여유(stall margin)는 0.66으로 비교대상 제품(Sample_1)의 실속여유 0.46 보다 40% 이상 높아 제품의 안정도(stability)에 상당한 여유가 있음을 알 수 있다. 근사대칭 에어포일을 채용한 가역 축류팬 시제품은 현재 국내 상용화 제품들 보다 풍량, 효율, 운전 안정성, 내구성 등 항목 모두가 비교우위에 있다고 판단된다. 실험에 사용한 날개는 국내 생산품 가운데 가역용으로 상용화

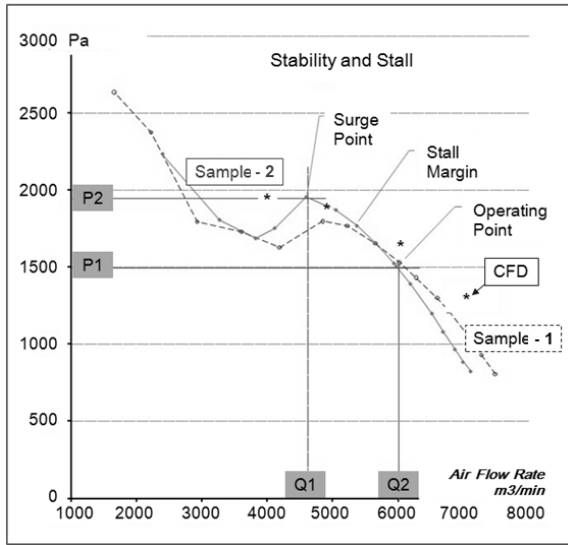


Fig. 12 Reversible axial fan performance (stability and stall)

된 것 중 효율이 좋은 것 1종, 제트팬 익형과 비슷한 형상의 대칭형 1종, 근사대칭 에어포일 등 3종류의 가역축류 성능을 비교하였다.

회전 동력계(dynamometer)를 사용하였고 회전수는 1160 rpm, 송풍기 내경은 ϕ 2100이다.

비교대상 2종 중 대칭형 날개는 운전압력 1000 Pa 초과시 급격한 효율저하 현상이 있어 비교적 효율이 좋은 Sample_1을 선택 하여 성능을 비교 하였다. Fig. 12에서 실속여유 (S_m , stall margin)는 식 (6)과 같이 계산한다.

$$S_m = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) * \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right) - 1 \tag{6}$$

$$\therefore S_{m1} = 0.46, S_{m2} = 0.66, \therefore \frac{S_{m2}}{S_{m1}} = \frac{0.66}{0.46} = 1.44$$

계산 값에서 근사대칭 에어포일의 실속여유가 크게 개선되었음을 알 수 있다. 여기에서 S_{m1} , S_{m2} 는 Sample-1과 2의 스톨 마진, P_1 , P_2 는 정격풍량일 때 설계압력과 최고압력 Q_1 , Q_2 는 최고 압력 시 풍량과 설계풍량을 나타낸다.

5. 결론

본 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) ϕ 2100 정방향 축류팬의 설계 및 성능해석 프로그램을 검증하여 해석결과 값이 실험결과와 잘 일치함을 확인하였으며 이러한 설계 및 성능해석 프로그램들이 가역송풍기의 설계 및 성능해석에 사용될 수 있음을 확인하였다.
- 2) 상기 1)의 결과를 ϕ 2800 정방향 대형 축류팬에 적용하

여 공력설계를 수행하였으며 단일 동익 및 정익을 포함한 스테이지에 대한 성능곡선도를 확보하였다. 해석결과를 통하여 설계 결과가 주어진 설계사양을 충분히 만족함을 확인하였다.

- 3) 상기 1)의 결과를 ϕ 2100 가역 축류팬에 적용하여 공력설계를 수행하였다. 양방향 근사대칭 이중원호익 날개의 최대 캠버선의 위치변화에 따른 캠버선의 형태변화는 ϕ 2100 가역 축류팬의 공력성능에 영향을 주며 특히 정방향에 비해 역방향 성능에 보다 크게 영향을 미친다. 이것은 새로이 설계한 가역용 블레이드의 캠버선 특징에 의한 운전 특성에 기인한다.
- 4) 가역용 날개는 최대 캠버가 뒷전에 가까이 위치할수록 양정과 효율이 높아짐을 확인할 수 있었으며, 최대 캠버의 위치가 현재 정방향과 역방향 성능에 대해서 타협하는 위치에 존재함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 전략산업기술개발 사업의 연구비 지원에 의해 2013년 수행(NO. 1003 1698) 완료된 과제의 후속 연구 결과입니다. 과제 수행을 위해 지원해 주신 관계자 분들께 감사한 마음을 전합니다.

참고문헌

- (1) PIARC Committee on Road Tunnels(C5), "Fire and Smoke Control in Road Tunnels," pp.175-177, May 1999.
- (2) Ko, H. H., Jeong, C. Y., and Park, J. Y., 2010, "Study of Aerodynamic and Geometric Properties of "S" Shaped Blade with Double Circular Arc Camber for Reversible Axial Fan," Proceedings of the KFMA 2010 Conference, KFMA 2010-082.
- (3) Ko, I. S., 2010, "Introduction of Seoul U-Smartway Project", KSCE Magazine, Vol 58, No.2, pp. 11~19.
- (4) Test Report No. S09MEC00454-2A-CORR01-CLC dated 22 DEC 2008, Laboratory: TOV SOD PSB Pte. Ltd. Testing SOIVicos No.1 Science Park Drive Singapore 118221.
- (5) Cho, K. R., Joo, W. G., Nam, L. W., Yoon, I. K., 1997, Development of Design System for Axial Fan, Ministry of Science and Technology.
- (6) Norwegian Public roads Administration, 2004, Road Tunnels.
- (7) JOY Industrial Equipment Company, 1984, Comments on the Application of JOY Axivane Fans. Ohio, USA.
- (8) B. Cory., A. Godichon., H. Witt., Henrik Witt., D. Brivio., R. Mulholland, 2007, "Fans and system stall:

- problems and solutions”, EUROVENT 1/11 First Edition, pp.1~23.
- (9) Sheard. A. G., Daneshkhah. K., 2012, “The Conceptual Design of High Pressure Reversible Axial Tunnel Ventilation Fans,” *Advances in Acoustics & Vibration*, Vol. 2012, pp. 1~11.
- (10) Park, J. Y., Choi, B. S., Han, S. J., and Ko, H. H., Jeong, C. Y., 2010, “Effects of Stacking Method on the Performance of a Reversible Fan,” *Proceedings of the KSME 2010 Autumn Conference*, pp. 3393~3396.
- (11) Ko, H. H., 2013, “Development of High Efficiency Reversible Axial Flow Fan for Transverse Ventilation of a Long and Deep Tunnel,” *Journal of the KARSE*, Vol. 30, No. 9, pp. 40~50.
- (12) Ko, H. H., “Design and Performance Analysis of Reversible Axial Fan Used in Tunnel,” Ph. D. Thesis, Course for Mechanical System Engineering, Graduate School of Knowledge-based Technology & Energy, Korea Polytechnic University, Gyeonggi-do, Korea.
- (13) ANSYS CFX Version 11.0
- (14) Design 47-8112-C, Vane Axial Flow Fan, Chicago Blower Corporation, AMCA Certification date: Aug. 4. 1992.
- (15) Aungier. R. H., 2003, *Axial-Flow Compressor*, ASME Press, New York., pp. 121~124.
- (16) Aungier. R. H., 2003, *Axial-Flow Compressor*, ASME Press, New York., pp. 125~128.
- (17) Park, J. Y., Jeong, C. Y., Ko, H. H., 2010, “Effects of Camberline on Performance of a Reversible Fan,” *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 2010, No. 12, pp. 388~389.
- (18) AMCA Independent Accredited Laboratory, The Laboratory of Korea Machinery-meter and Petrochemical Testing and Research Institute, Original Accreditation Date Aug. 26, 2009.
- (19) ANSI/AMCA 210-16, *Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating Annex A: Airflow Settling Means Effectiveness Check (Normative)*, pp. 48.
- (20) ASHRAE 41.1-1986 (RA 2006), *Standard Method For Temperature Measurement*.
- (21) ANSI/AMCA 210-16, *Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating: Annex E. Similarity and Fan Laws*, pp. 55~58.