

회전 환경에서의 축류 터빈 성능평가

윤용상* · 송성진** · 김홍원*** · 조성희***

Axial Turbine Performance Evaluation in a Rotating Facility

Yong-Sang Yoon*, Seung-Jin Song**, Hong-Won Kim***, Sung-Hee Cho***

Key Words: Turbomachinery(터보기계), Axial turbine(축류터빈), Rotating Test facility(회전장치), Performance(성능), Efficiency(효율)

ABSTRACT

This paper describes a turbine test program conducted at Seoul National University(SNU). To measure blades' aerodynamic performance, either linear(2-Dimensional) or annular(3-Dimensional) cascades are often used. However, neither cascade can consider effects such as those due to rotation or rotor-stator interaction. Therefore, a rotating test facility for axial turbines has been designed and built at SNU, and its description is given in this paper. The results from an axial turbine performance test are presented. At the design point, the measured efficiency agrees with the efficiency predicted by a meanline analysis. At off design points, however, the measured and predicted efficiencies diverge. The most likely cause is hypothesized to be the inaccuracy of correlations used in the meanline analysis at off design points.

1. 서 론

현재 국내에서는 설계 검증을 위한 시험 장치가 부족하기 때문에 터빈의 설계 및 성능 평가를 외국 업체에 의존하고 있다.⁽¹⁾ 따라서 국내업체의 경쟁력을 향상시키고 기술 축적을 위해서는 독자적인 터빈 성능 평가 능력을 확보하는 것이 필요하다. 성능향상을 위한 실험적 연구에 선형 캐스케이드와 원형 캐스케이드가 이용된다. 하지만 선형 캐스케이드는 터빈의 원형 형상에 의한 영향을 고려하기 어렵다. 즉, 블레이드를 2차원으로 배열하기 때문에 반경방향으로 통로면적의 변

화에 따라 생기는 속도차와 이에 따른 반경방향의 압력구배, 흐름각의 변화 등 3차원 효과는 보여주지 못한다.⁽²⁾⁻⁽⁴⁾ 또한, 원형 캐스케이드 풍동은 3차원 효과를 고려할 수는 있지만 고정익 1열을 가지고 실험을 하기 때문에 터빈의 회전 효과 및 비정상 효과, 정익과 동익의 상호작용 등에 대한 연구는 불가능하다.^{(5),(6)}

이에 본 연구의 목적은 1) 정익과 동익의 상호작용, 점성에 의한 후류 효과 등을 고려할 수 있는 회전 터빈 실험장치를 설계, 제작하고, 2) 제작된 회전 터빈 실험장치를 사용하여 블레이드의 공력 성능평가를 수행하는데 있다.

2. 실험장치

회전 터빈 실험장치는 유량공급장치, 터빈 시험부, 동력흡수장치로 이루어져 있다. Fig. 1은 실험장치의

* 서울대 대학원 기계항공공학부
** 서울대학교 기계항공공학부
*** 현대중공업(주) 산업기술연구소
*** 현대중공업(주) 엔진기계사업부
E-mail : perfect1@snu.ac.kr

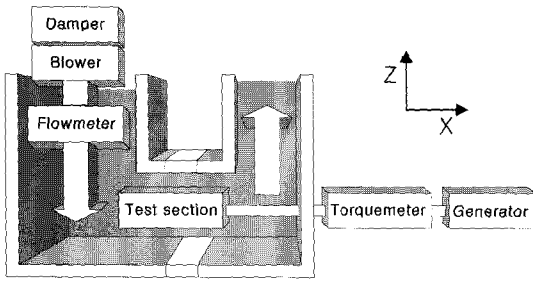


Fig. 1 Schematic of rotating turbine facility

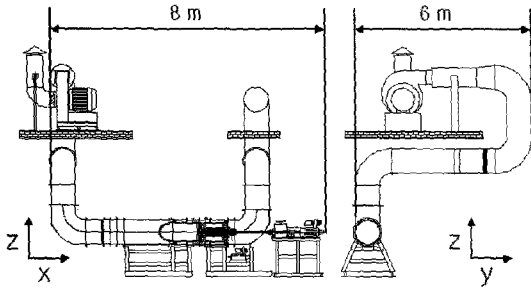


Fig. 2 Schematic of rotating turbine facility

개요도를 나타내고 Fig. 2는 실험장치의 도면이다. 유체 공급장치는 송풍기와 유량 조절을 위한 액추에이터로 이루어지고 송풍기에서 공급된 유체는 9개의 노즐로 구성된 유량계를 지난다. 터빈 시험부는 블레이드와 공력측정장비들이 위치하는 곳이고, 동익 회전 디스크와 연결된 회전축은 토크미터를 거쳐 동력흡수 장치와 연결되어 있다.

2.1 실험장치

실험장치의 설계시 고려된 설계 목표는 아래와 같다.

- (1) 개방형 터빈으로 작동 유체는 상온, 상압의 공기를 사용한다.
- (2) 레이놀즈 수가 2×10^5 이상에서는 압력손실의 영향이 거의 일정하므로 동익에서의 출구 속도에 의한 레이놀즈 수가 2×10^5 이상이 되도록 한다.⁽⁷⁾
- (3) 전력소모량과 안정성을 고려하여 저속 장비로 설계한다.

2.2 유량공급장치

터빈에 유량을 공급하는 유량공급장치는 75 kW 송

풍기로 설계점에서 $230 \text{ m}^3/\text{min}$ 의 유량과 9000 Pa의 압력차를 발생시킨다. 송풍기 입구에는 방음효과를 위해 소음기가 설치되었다. 소음기와 송풍기 입구사이에는 밸브가 있어 콘트롤 액추에이터에 의해 조절된다. 콘트롤 액추에이터는 $\pm 0.1\%$ 의 위치 고정 정확도(position conversion accuracy)로 액추에이터의 포텐셔미터(potentiometer)에서 나오는 신호(signal)를 피드백(feedback) 과정을 통해 위치를 고정시켜 유량이 일정하게 공급되도록 한다. 송풍기에서 공급된 유체는 유량계를 거쳐 시험부로 들어가게 된다.

2.3 터빈 시험부

Fig. 3의 터빈 시험부는 성능 테스트를 위한 블레이드가 위치하는 곳으로 유동장 측정을 위한 정압력탭, 피토투브(pitot tube), 열전대 등이 설치되어 있다. 터빈 시험부의 케이스는 블레이드의 교체를 위해 조립 분해가 가능하도록 하였다. 터빈 상류 직관부의 지지대 밑에 바퀴를 설치하여서 시험부를 기준으로 두 부분으로 나눌 수 있다. 이렇게 하여 터빈 시험부의 케이스를 분리하게 된다. Fig. 4와 Fig. 5는 각각 시험부를 시험장치로부터 분해하기 전과 분해한 후의 모습을 나타낸다. 정익은 터빈 시험부에 설치하기 전에 두께 10 mm이고 내경이 700 mm인 ring을 만들어 그곳에 정익을 설치하고 이 ring을 시험부 케이스에 넣도록 하였다. 분해해 놓은 시험부 케이스로부터 이 정익 ring을 다시 분리해 낼 수 있고 Fig. 6는 분리 되어진 정익 ring의 사진이다. 동익 블레이드는 시험부 케이스가 분해된 상태에서 동익 블레이드가 설치되어 있는 디스크를 교체하면 된다.

2.4 동력흡수장치

송풍기를 통해 터빈에 전달된 에너지는 22 kW 체너

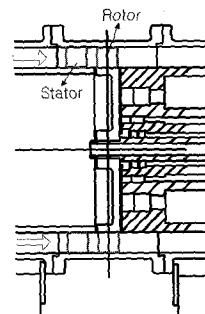


Fig. 3 Test section

필요하다. 토크값은 제너레이터 앞에 설치되어 있는 $\pm 0.1\%$ 정확도의 토크미터에서 측정된다.

회전속도는 제너레이터의 축에 가공되어 있는 키를 이용하여 타코미터로 측정한다. 타코미터는 축이 한 바퀴 회전할 때 pulse를 발생하여 rpm 값으로 변환시킨다. 이 때 rpm 값은 실험장치 control panel에 있는 rpm indicator로 읽을 수 있다.

3.2 유동장 측정 장비

시험부(test section)의 측정장비는 고정 좌표계에서 상류 및 하류의 공력 변수를 측정한다. 시험부의 축방향과 접선방향을 따라 다양하게 분포된 정압력탭으로 축방향 및 원주방향의 정압력분포를 측정하고, 터빈 상하류에서 피토투브를 이용하여 상하류의 온도, 전압 및 동압을 측정한다.

측정부의 축방향 위치는 Fig. 8에 자세히 나타나 있다. 축방향 거리 x 는 동익의 leading edge로부터의 거리를 의미하고 상류 쪽은 음수로, 하류 쪽으로는 양수로 정의하였다. Fig. 9는 각 station에서의 probe 및 정압력탭의 접선 방향 위치를 나타낸다.

정압력탭과 피토투브는 모두 차압센서에 연결되어

대기압과의 압력차를 측정하게 된다. 이 때, 대기압은 대기압계로 측정하여 절대압을 획득한다.

4. 터빈 성능 실험

터빈 블레이드의 특성은 흐름계수(ϕ , flow coefficient), 일계수(ψ , work coefficient)와 효율(η , efficiency)로 정해진다.^{(3),(10)} 실험시에는 상류에서 송풍기의 댐퍼로 유량과 축방향 속도(\dot{m} & C_x)를 조절하고, 제너레이터의 자기장의 세기를 전압으로 바꿔가면서 동익의 원주 방향 회전 속도 U 를 조절하여 원하는 흐름계수 값을 선택한다. 그리고 상류와 하류에 설치되어 있는 정압력탭 및 피토투브로 터빈의 압력차를 구하면 일계수를 구할 수 있다. 또한, 토크미터로 토크값을 측정하여 효율을 계산한다. 이와 같은 방법으로 터빈의 흐름계수에 따른 일계수와 효율의 민감도를 획득한다.

4.1 시험 터빈

실험에 사용된 터빈은 선박용 터빈에 사용되는 블레이드를 모델로 하여 제작하였다. 이에 대한 자세한 사양은 Table 1에 표시하였다.

4.2 데이터의 정확성

데이터의 정확성을 알아보기 위해 센서의 불확실성과 실험의 반복에 의한 오차를 확인하였다. Table 2는 보정 과정의 한 상태에서 각 센서별로 500~1000개의 데이터를 받아서 구한 95% 신뢰도의 불확실성을 나타낸다.⁽¹¹⁾ Table 3은 터빈의 한 작동점에서 5번의 실험을 반복해 얻은 터빈 장비의 반복성 자료이다. 유량값과 온도의 오차는 센서 자체에 의해서 나머지 변수의 오차는 장비의 반복성에 의해 결정된다.

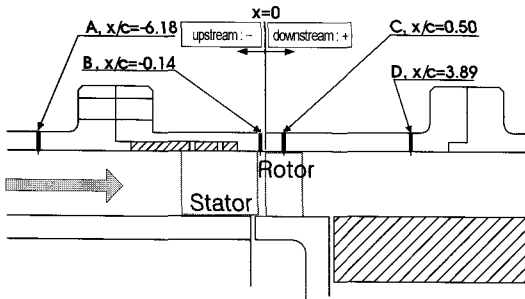


Fig. 8 Axial instrumentation position

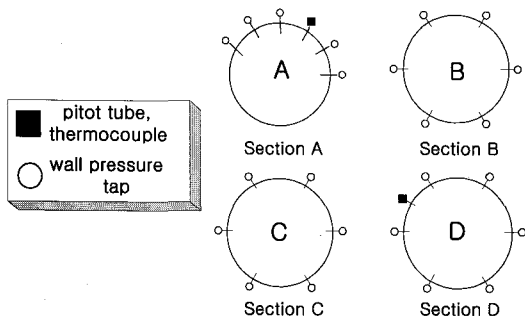


Fig. 9 Tangential instrumentation position

Table 1 Test blade specification at the design point

Variable	Stator	Rotor
Hub to tip	0.804	0.803
Aspect ratio(h/c)	0.871	1.281
Solidity	0.484	0.922
t/c	0.018	0.026
Flow coefficient		0.391
Ma	0.205	0.055
Re		220,000

Table 2 Sensor accuracy

Sensor	Uncertainty	Comments
Pressure transducer 1	±0.20%	Test section pressure
Pressure transducer 2	±0.19%	Flowmeter pressure
Torquemeter	±0.30%	Torque
Torquemeter Amplifier		
Thermocouple	±0.37%	Temperature

Table 3 Test repeatability

Parameter	%
\dot{m}	0.18
$Q(\text{torque})$	0.37
$T_{t,in}$	0.14
$T_{t,out}$	0.07
ϕ	0.14
ψ	0.17
π	0.01
η	0.40

4.3 터빈 성능 맵(map)

일정한 회전속도에서 유량에 따른 정상상태 압력비의 변화는 터빈의 작동점을 결정하는데 사용된다. 여기서는 터빈의 total to static pressure ratio를 π 로 하였고 다음과 같이 정의된다.

$$\pi = \frac{P_{t,in}}{P_{s,out}} \quad (1)$$

$P_{t,in}$ 은 상류의 전압을 의미하며, $P_{s,out}$ 은 하류의 정압을 의미한다. 이렇게 측정된 압력비를 일정 회전수에서 유량값에 따라 나타낸 그래프가 Fig. 10이다. 또한 터빈의 압력비를 무차원유량 $\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{t,in}}}{P_{t,in}D^2}$ 과 무차원 회전 속도 $\frac{\omega D}{\sqrt{\gamma RT_{t,in}}}$ 의 함수로 나타낼 수 있다.⁽¹²⁾ 여기서 R 은 기체상수 ($R=287\text{J/KgK}$, 공기)이고 D 는 터빈의 직경(700 mm)이고 γ 는 공기의 비열비로 1.4이다. ω 는 동익의 회전 속도로 radian/sec 의 단위를 갖는다. Fig. 11은 압력비를 무차원 유량과 무차원 회전속도로 나타낸 그래프이다. 압력비는 유량이 증가하면서 증가하고 이런 경향은 이 그래프에서도 보여진다.⁽¹²⁾

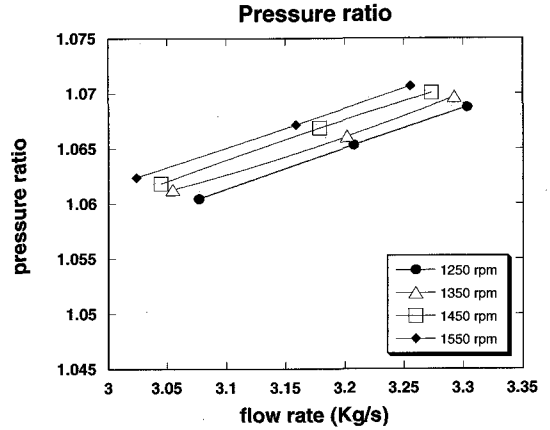


Fig. 10 Pressure ratio graph vs. flow rate

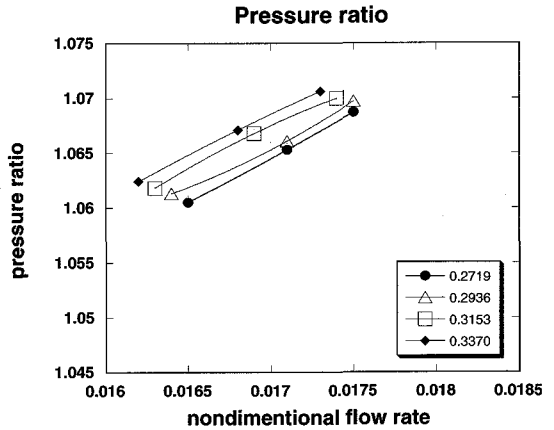


Fig. 11 Pressure ratio vs. non-dimensional flow rate

Fig. 12는 일계수와 흐름계수와와의 관계를 나타낸다. 실험에서 사용하는 일계수는 토크 Q 를 사용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\psi = \frac{Q\omega}{mU^2} \quad (2)$$

흐름계수는 출구의 축방향 속도 C_x 와 blade의 mean에서의 원주 속도 U 의 비이다.^{(3),(10)}

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (3)$$

여기서 일계수와 흐름계수는 Euler equation으로부터 다음의 관계식을 만족한다. 여기서 α_2 는 정익의 절대출구각, β_3 는 동익의 상대 출구각이다.⁽¹⁰⁾

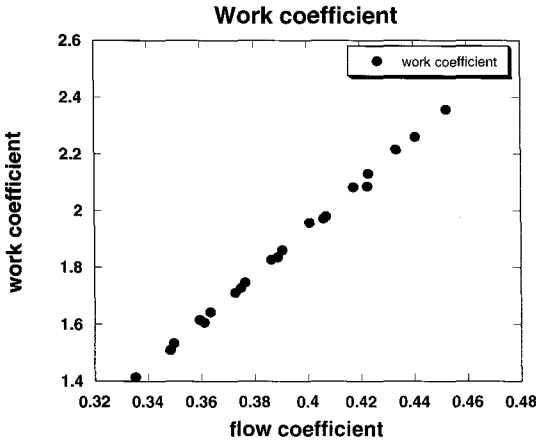


Fig. 12 Work coefficient vs. flow coefficient

$$\Psi = \phi (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3) - 1 \quad (4)$$

이 식에서처럼 일계수는 흐름계수에 비례하고 실험에서 얻어진 일계수의 추세와 일치한다.

4.4 터빈 성능

효율은 실제로 터빈이 하는 일과 유체가 단위시간당 터빈에 공급하는 일의 비로 정의된다.

$$\eta_{ts} = \frac{Q\omega}{\dot{m}(h_{t,in} - h_{s,out})} \quad (5)$$

여기서 \dot{m} 은 유량, Q 는 토크, ω 는 각속도, h 는 엔탈피, 첨자 t는 total, 첨자 s는 static 값을, 첨자 in 및 out은 각각 터빈 상류와 하류를 의미한다. 여기서 엔탈피를 다시 나타내면 식 (6)처럼 쓸 수 있다.⁽¹²⁾

$$\eta_{ts} = \frac{Q\omega}{\dot{m}c_p T_{t,in} \left(1 - \left(\frac{P_{s,out}}{P_{t,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (6)$$

이렇게 측정된 효율과 meanline analysis를 통한 예측 효율을 Fig. 13에서 비교하였다.

Meanline analysis는 블레이드의 mean radius에서 속도 삼각형과 팁 간극, 이차흐름, 전단력 등에 의한 손실 실험식을 사용하여 성능을 예측한다. 실험과 시뮬레이션에 의한 효율의 경향성은 서로 유사함을 알 수 있다. 그러나 시뮬레이션에 의한 효율이 최대가 되는

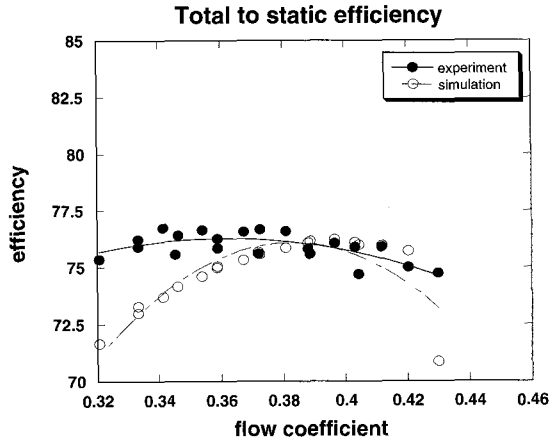


Fig. 13 Efficiency comparison of experiment and simulation

흐름계수는 0.39, 실험에 의한 효율이 최대가 되는 흐름계수는 0.38으로 약간의 차이를 보이고 탈설계점에서는 시뮬레이션에서 사용된 실험식이 정확하지 않기 때문에 측정된 효율과 예측된 효율의 차이는 설계점에서의 차이보다 훨씬 큰 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

- 1) 실제 터빈과 같이 회전하는 상황에서 실험을 할 수 있는 회전 터빈 시험장치를 구축하였다.
- 2) $\phi=0.39$ 근처에서의 효율값은 실험값과 예측값이 서로 일치하였으나 다른 흐름계수에서는 차이가 나기 때문에 meanline analysis는 설계점 근처에서 적용하는 것이 바람직하다.

후 기

본 연구는 현대 중공업(주)의 지원 및 도움으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 박용식, 1999, 회전부를 장착한 터빈 시험장비 개발, 석사학위논문, 인하대학교.
- (2) 한국기계연구원 연구 보고서, 1998, 대형 발전용 가스 터빈 개발을 위한 세부 기획조사.
- (3) 홍용식, 1985, 가스 터빈 엔진, 청문각.

- (4) 홍기라, 1999, 큰 입사각 변화에 인한 축류 압축기 캐스케이드의 형상 손실, 석사학위논문, 인하대학교.
- (5) 노명수, 1996, 터빈정익 통로내에 Splitter Vanes의 적용에 의한 이차흐름 조절에 관한 실험연구, 박사학위논문, 인하대.
- (6) Boyce, M. P., 1982, Gas Turbine Engineering Handbook, Gulf Publishing Company.
- (7) Cumpsty, N. A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical, pp. 176~177.
- (8) Bodine, Small Motor, Gearmotor, and Control Handbook, Bodine Electric Company. pp. 9~20.
- (9) 임영배, 신규재, 김기정, 이우춘, 이종필, 1998, 전기기기, 광문각.
- (10) Horlock, J. H., 1973, Axial Flow Turbine, Robert E. Krieger Publishinng Company. pp. 23~65.
- (11) Kline, S. J., and McClintock, F.A, 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, January, pp. 3~8.
- (12) Song, S. J., 1995, "An Investigation of Tip Clearance Flow Excitation Forces in a Single-Stage Unshrouded Turbine," Ph. D. Thesis, MIT. pp. 73~83.