

## 축류형 터빈에서 정·동의 축방향 거리의 변화에 대한 실험적 연구

김종호<sup>\*</sup>·김은종<sup>\*\*</sup>·조수용<sup>\*\*\*</sup>

### **An Experimental Study of 3-D Axial Type Turbine Performance with Various Axial Gaps between the Rotor and Stator**

Jong-Ho Kim<sup>\*</sup>, Eun-Jong Kim<sup>\*\*</sup> and Soo-Yong Cho<sup>\*\*\*</sup>

**Key Words :** *Turbine Performance Test(터빈성능시험), Axial-Type Turbine(축류형 터빈), Axial Gap(익형축간격), Stator(정의), Rotor(동의), Turbine Efficiency(터빈효율)*

#### **Abstract**

The turbine performance test of an axial-type turbine is carried out with various axial gap distances between the stator and rotor. The turbine is operated at the low pressure and speed, and the degree of reaction is 0.373 at the mean radius. The axial-type turbine consists of one-stage and 3-dimensional blades. The chord length of rotor is 28.2mm and mean diameter of turbine is 257.56mm. The power of turbo-blower for input power is 30kW and mass flow rate is 340m<sup>3</sup>/min at 290mmAq static-pressure. The RPM and output power are controlled by a dynamometer connected directly to the turbine shaft. The axial gap distances are changed from a quarter to two times of stator axial chord length, and performance curves are obtained with 7 different axial gaps. The efficiency is dropped about 5% of its highest value due to the variation of axial gap on the same non-dimensional mass flow rate and RPM, and experimental results show that the optimum axial gap is 1.0-1.5Cx.

## 1. 서 론

터빈에서 발생되어지는 손실은 효율과 직접적인 관계가 있으며 전체 손실의 40% 정도는 형상에 의한 손실이 되며 30%는 내부 유동장의 혼합에 의한 2차 유동손실이다. 그 외에 20%가 텁에서의 누설손실이며, 나머지 10%는 회전체 부품인 베어링 등에서 발생되어지는 손실로 구성된다.[1] 회전체 부품에 의한 손실 및 텁에서의 누설손실은 제작 및 조립기술과 관련이 있고 그 외의 손실은 터빈유로의 최적설계에 따라 저감이 가능하다. 터빈 유로에서의 손실을 최소화하여야 할 변수들은 익형 형상을 비롯하여 상당히 많이 있으나 본 연구에서는 정의과 동의의 축방향 간격 변화에 따른 터빈에서의 효율 변화를 확인하였다.

터빈의 설계 시 정의과 동의의 축방향 간격은 터빈의 형상을 결정하는 중요한 변수임에도 불구하고 최적 간격에 대하여 실험적으로 규명한 결과는 없고 바연히 설계를 위하여 제시된 결과만 몇몇 자료를 통하여 확인할 수 있다. 익형간 축방향 간격에 따라 동의에서 진동이 발생되어지며 이 간격이 줄어들게 되면 동의에서의 진동이 증가하게 되어 응력하증의 안정범위를 벗어나기 때문에 흥용식[2]은 익형(Cx: axial chord)의 0.2-0.5를 익형간 적정한 축방향 간격으로 제시하였다. Glassman[3]은 축방

향 익현의 1/3거리를 익형간 적정 축방향 간격으로 제시하였다. Ramsden[4]은 적절한 익형간 축방향 간격을 앞선 익형의 축방향 익현의 1/4이 되는 것과 1/4inch 중에서 큰 것을 적용할 것을 제시하였다. Cookson[5]은 쉬라우드 동의의 전후 축방향 간격을 앞전부와 뒷전부에 따라 각각 다르게 제시하였다. 앞전부에서의 축방향 간격은 동의 앞에 있는 정의의 축방향 익현의 1/5보다 크도록 설정하고 뒷전부에서는 동의 뒤에 있는 정의의 축방향 익현의 1/4이상의 거리를 제시하였다. 또한 쉬라우드가 없는 동익에서는 쉬라우드 동의에서 제시한 거리의 두배를 제시하였다.

이상의 결과들은 직선형 케스케이드에서의 결과를 참조하여 이루어졌다. 따라서 본 연구에서는 3차원 축류터빈 시험장치[6]를 이용하여 정의과 동의의 축간격 변화에 따른 터빈의 성능변화에 대하여 실험, 분석하여 터빈 효율을 최적화하는 설계 변수를 제시하고자 한다. 축방향의 간격은 2Cx에서 Cx/4까지 변경하여 터빈의 성능변화에 대한 실험을 수행하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 실험장치의 개요

Fig. 1은 실험장치의 전체 형상을 보여주고 있다. 오른쪽 앞의 장비들은 터빈 입구의 온도, 전압, 정압 그리고 출구의 온도 및 전압을 측정하기 위한 장비와 터빈의 회전수 및 출력을 측정·제어하기 위한 장비들이고, 왼쪽 뒤편의 장비는 풍동에 터

\* 경상대학교 대학원, ocean\_kim@yahoo.co.kr

\*\* 경상대학교 대학원, f911t@hanmail.net

\*\*\* 경상대학교, sycho@nongae.gsnu.ac.kr.



Fig. 1 Apparatus for turbine performance test

빈시험장치가 장착되어 있는 모습을 보여주고 있다.

## 2.2 풍동 및 터빈 입구 형상

본 실험에 사용된 풍동의 모터 동력은 30kW로써 290mmAq의 정압력에서 340m<sup>3</sup>/min의 공기량을 낼 수 있다. 정체부의 직경은 900mm이며 블로워의 진동이 시험부에 전달되지 않도록 블로워 출구와 디퓨저 사이에 캠버스를 사용하였다. 수축부의 길이는 1,000mm이며 터빈의 케이싱에 맞추어 300mm의 직경으로 축소된다. 터빈 시험장치의 허브직경이 206.5 mm이므로 환형 형상을 만들기 위하여 아크릴로 주조한 콘형의 형상을 수축부에 삽입하여 익형의 반경방향으로 균일한 유동을 얻었다.

## 2.3 터빈 시험장치

실험에 사용된 터빈은 저압저속터빈[6]이며 평균반경에서 반동도가 0.373인 3차원 단단 축류형 터빈으로써 설계점에서 터빈의 공력값과 크기는 Table 1에 요약되어져 있다. Table 1에서 R은 반동도이며  $\Psi$ 는 익형부하계수를 의미한다. 하첨자 0, 1, 2, t는 터빈입구, 정의 출구, 동의 출구에서의 위치와 정체상태를 각각 나타낸다. U는 동의 선회속도이며 h는 엔탈피를 의미한다.

정의은 풍동 실험에서 회전하지 않는 부분으로, 본 실험장치에 사용된 정의의 3차원 형상은 Fig. 2에서 허브, 평균반경, 텁에서 형상을 나타내고 있다. 정의의 형상은 유동각의 설정이 쉽도록 C4 형상을 사용하여 제작되었다.

동의은 본 실험에서 회전하면서 동력을 얻는 부분으로, 본 실험장치에 사용된 동의의 3차원 형상은 Fig. 3에서 허브, 평균반경, 텁에서 형상을 나타내고 있다. 동의의 익형은 정의 출구에서의 엇갈림각과 회전에 의하여 발생되는 유도 입사각을 고려하여

Table 1. Turbine specifications on the design point

| 단(Stages)                          | 1                        |
|------------------------------------|--------------------------|
| 정의 출구 유동각 ( $a_1$ )                | 37.3°                    |
| 유량계수 ( $\phi = C_x/U$ )            | 1.68                     |
| $R = (h_1-h_2)/(h_{t0}-h_2)$       | 0.373                    |
| $\Psi = 2\Delta h/U^2$             | 2.55                     |
| 평균반경 ( $D_m$ )                     | 257.56mm                 |
| Mass Flow                          | 1.88 kg/sec (4.1 lb/sec) |
| Turbine Inlet Temperature          | 293.1 K (527.6 R)        |
| Inlet Total Pressure               | 104.87 kPa (15.21 psi)   |
| Expansion Ratio( $P_{t0}/P_{t2}$ ) | 1.012                    |
| Exit Temperature                   | 290.7 K (523.4 R)        |



Fig. 2 Stator profile developed with C4 profile along the radial direction

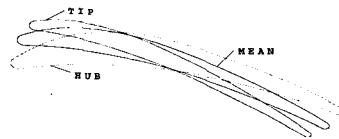


Fig. 3 Rotor profile along the radial direction

형상변수를 사용한 설계기법[7]으로 설계되었다.

## 2.4 측정 장치

### 2.4.1 측정 시스템 구성

Fig. 4는 익형간 축방향 간격 변화에 따른 터빈 성능시험에 사용된 데이터 측정 시스템의 구성도를 보여주고 있다. Pressure Scanner, Data Logger 및 Personal Computer를 이용하여 데이터를 동시에 저장할 수 있게 함으로써 측정한 압력 및 온도 등에 대한 신뢰도를 향상하였다.

### 2.4.2 압력 측정 장치

정의 입구의 압력 및 속도를 측정하기 위하여 직경이 약 3.2mm인 United Sensor사의 Model PBC- 24-G-22-KL Pitot Tube를 정의 입구에서 57.5mm ( $x/h \approx 5/4$ )의 거리에 설치하였다. 터빈 출구의 유동각이 정의 입구의 유속 및 동의의 RPM 변화에 따라 변화하는 것을 고려하여, 터빈 축방향에 대하여 0도, 10도, 20도 및 30도의 각도로 4개의 압력랙을 설치하였다. Pitot

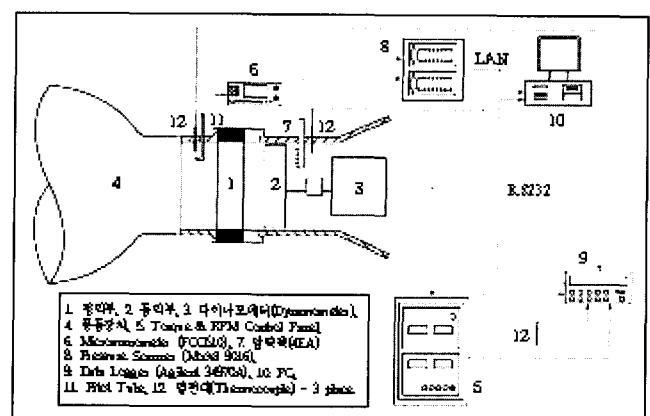


Fig. 4 Schematic diagram of turbine performance test

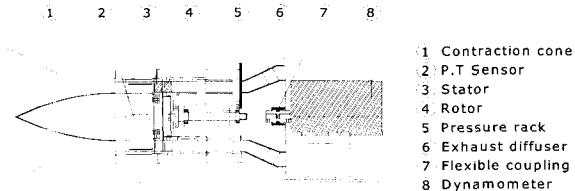


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

Tube와 압력랙에서 측정한 압력을 Pressure Systems 사의 Model 9016 Pressure Scanner 및 LAN을 통하여 Personal Computer로 전송하여, 정의 입구 속도 및 동의의 RPM 설정 조건별로, 1초당 1회로 약 7-10초 동안 데이터를 획득하여 평균값을 취함으로써 실험오차를 최소화하였다.

#### 2.4.3 온도 측정 장치

열전대(Thermocouple)를 이용하여 정의 입구, 터빈 출구 및 대기온도를 측정하였다. 열전대로 측정한 온도는 Agilent 34970A 데이터 로그를 통하여 RS232 통신 방법으로 Personal Computer로 전송하고 1초당 2회 저장하여 평균값을 취하였다.

#### 2.4.4 토크 & RPM 측정 장치

터빈의 출구에 부착된 다이나모터를 이용하여 토크를 측정하고 동의의 RPM을 조절하였다. 실험에 사용된 다이나모터는 국내에서 제작한 수냉식으로 최대 토크는 250kgf·cm이며 출력은 3600rpm에서 7.5마력이 얻어진다.

### 3. 실험방법

Fig. 5는 터빈 시험장치의 개략도를 나타내고 있다. 성능시험은 입력의 조건에 따라 저속에서 행하여졌으며 우선 입력을 고정한 후에 다이나모터에 의하여 터빈에서 얻어질 수 있는 출력을 조절하였다. 터빈성능 실험장치에서의 정의과 동의간의 축방향 간격이 염밀히 조절이 되어지도록 4개의 내/외부링이 제작되어 허브축과 케이싱에서 굴곡이 없도록 하였다. 설계점으로 설정된 상태보다 동의의 블레이드를 7.5도 회전시켜 장착한 상태에서 동의과 정의의 축간격을  $0.583C_X$ ,  $1.0C_X$ ,  $1.333C_X$ ,  $2.0C_X$ 로 변화시켜 가면서 터빈의 성능변화를 측정하고 분석하였다.

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

$$\eta_{t-t} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{Q\omega}{\dot{m}(h_{t,in} - h_{t,out})} \quad (1)$$

여기서  $\dot{m}$ 은 유량,  $Q$ 는 토크,  $\omega$ 는 각속도,  $h$ 는 엔탈피, 첨자 t는 total 값을, 첨자 in 및 out은 각각 터빈 입구와 출구를 의미한다. 여기서 엔탈피를 다시 나타내면 식(1)을 식(2)처럼 쓸 수 있다.

식(1)에서  $P_{in}$ 은 터빈에 들어가는 유체가 하는 일이고,  $P_{out}$ 은 터빈의 정의를 통과하여 로터를 구동하는데 사용된

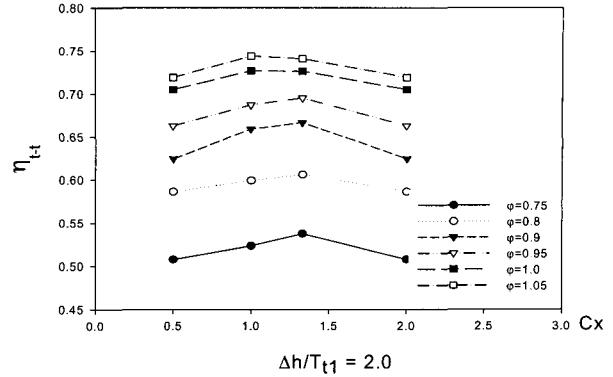


Fig. 6 Efficiency with various axial gaps between the stator and rotor ( $\Delta h/\sqrt{T_T} = 2$ )

일이라고 할 수 있다.

$$\eta_{t-t} = \frac{Q\omega}{\dot{m}c_p T_{t,in} \left(1 - \left(\frac{P_{t,out}}{P_{t,in}}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\right)} \quad (2)$$

### 4. 실험결과

일정 입력과 일정 유량계수에서 작동 되어지는 터빈에서의 정의과 동의간의 축방향 간격에 따른 효율 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 입력과 회전수를 동일하게 유지하며 터빈에서의 출력을 나타내기 위하여 여러 유량계수에서 얻어진 결과를 보여준다. Fig. 6에서 보여주는 결과로는  $1.0-1.5Cx$  사이에서 최대효율을 얻게 되는 축방향 간격이라는 것을 알 수 있다. 이 간격보다 축방향 간격을 더 증가하면 효율이 감소하는 이유는 간격의 증대에 따라 동의으로 가는 유로에서 공력손실이 발생되어지기 때문이다. 역으로 최고효율의 간격보다 축방향 간격을 줄이게 되면 마찬가지로 효율의 감소가 발생되어지는데 이는 정의의 뒷전에서 발달되는 점성웨이크의 영향이 간격의 축소와 함께 증대되어지기 때문이다. 이 웨이크의 영향은 코드길이의 3-4배에서는 소멸되어지나 간격이 적은 경우에는 웨이크에서의 유동속도가 비점성 영역에서의 속도에 비하여 상당히 적으로 동의의 입사각에 영향을 미치게 된다.

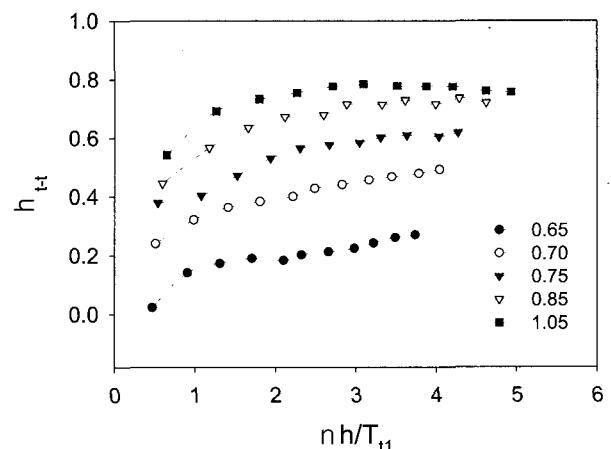


Fig. 7 Total-to-total efficiency with constant flow coefficient

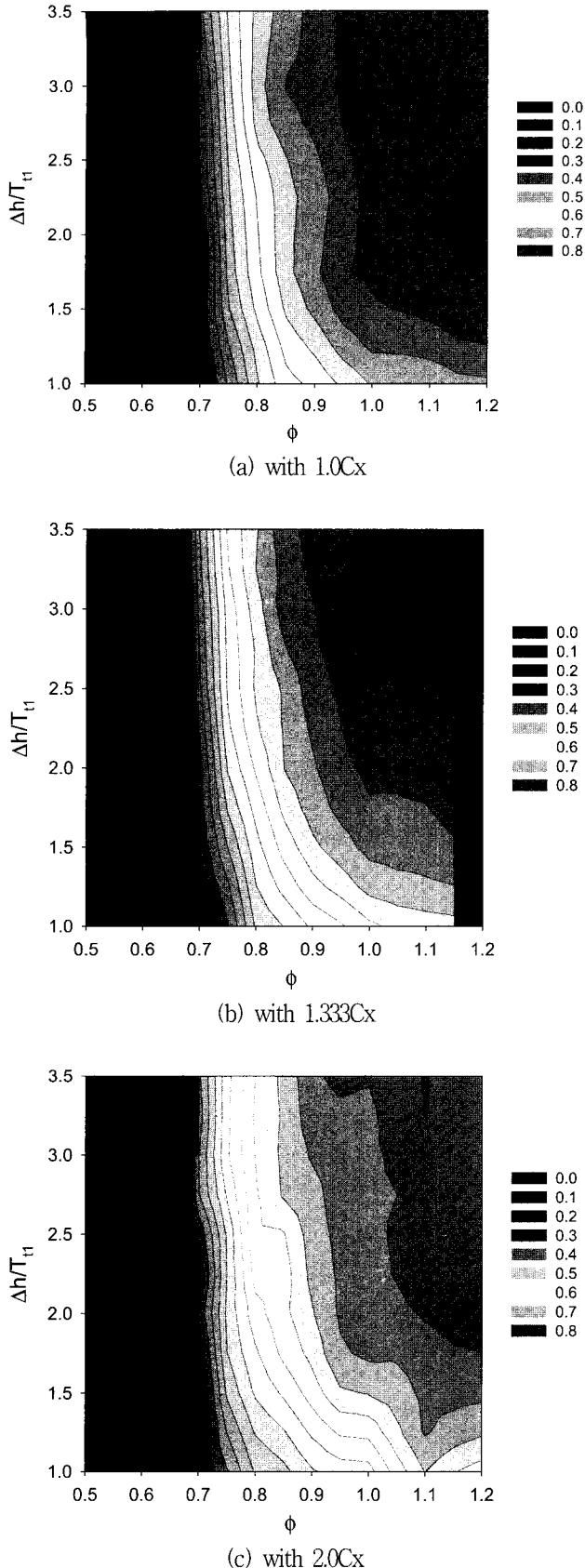


Fig. 8 Contour of total-to-total efficiency with input power and flow coefficient

Fig. 7은 최대의 효율이 얻어지는 축간격에서의 전효율의 값들을 일정한 유량계수를 기준으로 보여주고 있다. 유량계수의

증가와 함께 효율이 증가하고 있음을 보여주고 있으며 또한 공기력의 증가도 효율의 상승을 초래하고 있다. 하지만 어느 이상의 값에서는 효율의 증가가 발생되어지지 않음을 알 수 있다.

Fig. 8은 여러 다른 축방향 간격에 따른 효율의 변화를 보여주고 있으며 입력과 유량계수가 증가하면서 효율이 증대함을 보여주고 있다. 이것은 설계되어진 악형에서 최적의 유량계수가 존재함을 알 수 있으며 이러한 것에 원인이 되는 것이 회전수와 입사각이 된다. 전효율의 그림에서 보는 것처럼 축방향의 간격이 1.333Cx에서 높은 전효율 선도가 얻어짐을 보여주고 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 축류형 3차원 단단 터빈에서 정익과 동익간의 축방향 간격 변화에 대한 터빈의 성능변화를 실험적으로 확인하였다.

악형의 축방향 간격에 따라 효율의 변화가 발생되었으며 1.0-1.5Cx 영역에서 최대효율을 얻게 되었다. 최고효율의 영역이상으로 정익과 동익의 간격을 넓게 하면 내부유로의 손실이 증대하여 효율의 감소가 발생되고 반면에 최고효율의 영역보다 축방향의 간격을 축소하게 되면 효율의 감소가 발생되었다. 이러한 요인은 정익의 뒷전에서 발생되는 점성 웨이크로 인하여 동익으로 가는 유로에 변화를 가하여 입사각의 변화를 초래하였기에 공력적인 효율의 감소가 발생되었다.

최고의 효율을 얻기 위하여 정익과 동익간의 축방향 간격을 그대로 적용하는 경우에 터빈 시스템의 크기를 증대하는 문제가 있다. 이는 시스템 설계자에 의하여 터빈 효율과 시스템 비용간에 조절이 필요하다.

## 후기

본 연구는 과학재단지정 항공기부품기술연구센터와 BK21의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- [1] Cofer, J. I., Reinher, J. K., and Summer, W. J., "Advances in Steam Path Technology," GER-3713D, 1993, pp.1-25.
- [2] 홍용식, "가스터빈의 기초이론", 청문각, 1995.
- [3] Glassman, A. J., "Computer Code for Preliminary Sizing Analysis of Axial-Flow Turbines," NASA-CR-4430, 1992.
- [4] Ramsden, K. W., "Axial Turbine Design Manual; TURB94-2, AnnexF ", Cranfield University, 1994.
- [5] Cookson, R., "Short Course Lecture Note : Turbine Design and Performance", Cranfield University, 1995, pp. 20-23.
- [6] 장범익, "축류형 3차원 터빈 블레이드의 설계 기술에 관한 연구", 경상대학교 석사학위논문, 2001.
- [7] Cho, S. Y., Oh, K. S. and Choi, B. S., "Study of Design Parameters for Designing an Axial Turbine Blade Geometry", ISROMAC-8, Hawaii, 2000, pp.222-228.