

## 3차원 축류형 터빈에서 입사각의 영향에 관한 실험적 연구

김 동 식\* · 조 수 용†

(2002년 3월 11일 접수, 2002년 6월 14일 심사완료)

### An Experimental Study of Incidence Angle Effect on 3-D Axial Type Turbine

Dong-Sik Kim and Soo-Yong Cho

**Key Words:** Axial-Type Turbine(축류형터빈), Turbine Blade Design(터빈익형설계), Incidence Angle(입사각), 3-D Turbine Blade(3차원터빈익형)

#### Abstract

An experimental study of turbine performance is conducted with various incidence angles on a rotating turbine rotor. 5 different incidence angles are applied from  $-17^\circ$  to  $13^\circ$  with  $7.5^\circ$  gaps. In order to precisely set up the incidence angles at the rotor inlet, 5 turbine discs are manufactured with the different fir tree section. Total-to-total efficiencies are obtained on the several off-design points with considering the exit total pressure, which is measured at 12 locations between the hub and casing using a pressure rake. The degree of reaction is 0.373 at the mean radius, and Reynolds number based on the rotor chord is  $0.86 \times 10^5$  at the turbine inlet on the design point experiment. The experiment on a single-stage turbine is conducted at the low-pressure and low-speed state, but it is sufficient to consider the blade loading effect due to the rotating apparatus even though the total pressure loss at the exit is increased proportionally to the turbine output power. The experimental results recommend  $6^\circ$  as an optimum incidence angle on the turbine blade design. The total-to-total efficiency is steeply decreased when the incidence angle is over  $\pm 9^\circ$  from the optimum incidence angle. In the range of less than  $-10^\circ$  incidence angle,  $7.5^\circ$  reduction of incidence angle generates 15% decrease of total-to-total efficiency. This result is obtained on the same rotor blade by changing only the rotational speed to minimize the effect of profile and secondary flow loss in the passage. Experimental results show that the change rate of total-to-total efficiency according to the incidence angle change is unchanged although the turbine operates at the off-design condition.

#### 1. 서 론

터빈에서 발생하는 손실은 효율과 직접적인 관계가 있으며 전체 손실의 40% 정도는 형상에 의한 손실이 되며 30%는 내부유동장의 혼잡에 의

한 2차유동 손실이다. 그 외에 20%가 팁에서의 누설손실이며, 나머지 10%는 회전체 부품인 베어링 등에서 발생되어지는 손실로 구성된다.<sup>(1)</sup> 회전체 부품에 의한 손실 및 팁에서의 누설손실은 제작 및 조립기술에 의하여 향상될 수 있다. 형상 손실과 2차유동 손실을 엄격히 구분하기는 어렵지만 이들 손실은 익형에 작용하는 공력변수와 터빈유로를 형성하는 설계변수의 개선에 의하여 저감이 가능하다.

공력손실을 최소화할 수 있는 익형의 공력변수와 터빈유로에서의 손실을 최소화하는 설계변수

\* 회원, 경상대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 경상대학교 항공기부품기술연구소

E-mail : sycho@nongae.gsnu.ac.kr

TEL : (055)751-6106 FAX:(055)757-5622

로는 익형형상을 비롯하여 많이 있으나 본 연구에서는 터빈의 효율에 직접적인 영향을 미치는 입사각의 효과를 규명하고자 하였다. 터빈의 작동조건은 작동상태에 따라 상당히 넓으며 터빈에서 입사각의 변화는 유량변화나 회전수의 변화에 따라 발생된다. 따라서 터빈성과 입사각을 측정하여 최적의 입사각을 제시하고자 한다.

터빈의 설계 시 익형에 작용하는 입사각은 터빈의 형상을 결정하는 중요한 변수이므로 이것에 대한 많은 실험이 있었음에도 불구하고 대부분의 실험은 직선형이나 환형 케스케이드에서 행하여졌다. 케스케이드에서 수행된 대부분의 실험은 내부유동장의 파악이나 손실메카니즘의 연구를 주목적<sup>(2-9)</sup>으로 하였다. 입사각에 따른 내부유로의 변화에 대하여 Langston,<sup>(3)</sup> Nice와 Hooper는 두 입사각(0.7° 와 +13.2°)에서 입사각을 증대하면 익형 앞전에서 형성되는 유동박리의 안장점이 흡입면으로 이동함을 보여주었다. Hodson<sup>(4)</sup>과 Dominy는 -20.3°, 0°, +8.6°의 입사각에서 내부유동장의 손실은 입사각이 커지면 증가함을 보여주었다. Yamamoto<sup>(5)</sup>와 Nouse는 -53.3°에서 +7.2°까지 입사각을 5개구간으로 하여 측정된 결과 -20° 범위에서 출구에서 최소의 손실을 얻었으며 설계 시 적용하는 Ainley-Mathieson의 입사각에 따른 손실 모델값보다는 적은 손실이 발생됨을 보였다. Perdichizzi<sup>(6)</sup>와 Dossena는 입사각의 변화를 -60°에서 +35°까지 넓은 탈설계 영역에서 실험을 수행하였는데 손실은 출구속도에 따라 다소 영향을 받게되나 입사각의 증대에 따라 손실이 증대하고 있음을 보여주었다. Molnar,<sup>(7)</sup> Ridzon와 Sporina는 축동형 터빈익형에서 입사각을 -14.4°에서 +8.6°까지 변경하면서 출구에서의 손실을 측정하였는데 -14.4°의 입사각에서는 압력면에서 발생하는 유동박리로 말미암아 출구에서의 손실이 최대가 됨을 보여주었다. Lee,<sup>(10)</sup> Hur와 Jeon은 직선형 케스케이드에서의 2차원 유동장 연구에 사용된 터빈익형<sup>(8)</sup>을 사용하여 입사각이 -20°에서 +20°까지의 변화를 주었을 때 출구에서의 손실은 -5° ~ +5°의 입사각에서 손실이 최소가 됨을 보여주었다.

이상의 실험들은 직선형 케스케이드에서 이루어졌으며 익형 출구에서 전압력을 측정하여 내부유로에서 발생되어진 손실을 제시하지만 익형이 회전하지 않기 때문에 손실의 증대에 따른 익형

**Table 1** Specifications on the design point

Stator exit flow angle ( $\alpha_1$ )	37.3°
Flow coefficient ( $\phi = C_x/U$ )	1.68
$R = (h_1 - h_2)/(h_{t0} - h_{t2})$	0.373
$\psi = 2\Delta h/U^2$	2.55
Mean diameter ( $D_m$ )	257.56mm

**Table 2** Configuration parameters at the stator and rotor

Parameters	Stator	Rotor
Blade height ( $h$ : mm)	46.8	46.6
Chord ( $c$ : mm)	32.62	28.20
Pitch ( $s$ )	26.11	19.74
Number of blade ( $N$ )	31	41
Tip clearance ( $tc$ : mm)	0	0.2
Tip diameter ( $D_o$ : mm)	300.0	299.6
Inner diameter ( $D_i$ : mm)	206.4	206.4
Aspect ratio ( $h/c$ )	1.43	1.64
Solidity ( $s/c$ )	0.8	0.7

부하의 증가를 고려하지 못하므로 실제 효율과는 차이가 있는 결과를 제시하였다. 따라서 입사각에 따른 효율의 변화를 확인하기 위하여서는 회전형 장치에서 실험을 하여야 한다. Yoon<sup>(11)</sup>, Song, Kim과 Cho는 회전형 장치에서 익형의 성능시험을 수행하였지만 공력변수의 특성은 고려하지 않았다. 그러므로 동익에 작동하는 입사각에 따라 회전하는 터빈에서 출력을 측정하여 입사각과 효율의 관계로부터 실제 적용 가능한 최적입사각에 대한 연구가 필요하다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험에 사용된 터빈은 저압저속터빈<sup>(12)</sup>이며 평균반경에서 반동도가 0.373인 축류형 3차원 터빈으로써 설계점에서 터빈의 공력값과 크기는 Table 1에 요약되어져 있다. Table 1에서 R은 반동도이며  $\psi$ 는 익형부하계수를 의미한다. 하첨자 0,1,2,t는 터빈입구, 정익출구, 동익출구에서의 위치와 정체상태를 각각 나타낸다. U는 동익의 선회속도이며 h는 엔탈피를 의미한다. 터빈의 단수

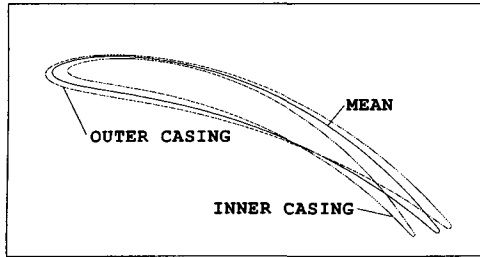


Fig. 1 Stator profiles developed with C4 profile along the radial direction

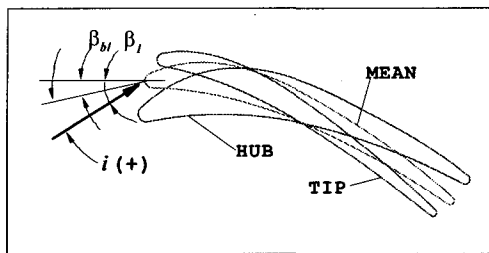


Fig. 2 Rotor profiles along the radial direction and incidence angle at the mean radius

는 1단이며 출구에서의 에너지 손실을 최소화하기 위하여 선회속도가 없도록 설계되었다. Table 2는 정·동익에서의 형상변수를 나타내고 있다.

실험에 사용된 정익과 동익의 3차원 형상은 Fig. 1과 2에서 허브, 평균반경, 팁에서 각각의 형상을 나타내고 있다. 정익의 형상은 유도각의 설정이 쉽도록 C4형상을 사용하여 제작되었다. 반경방향을 따라 정익 입출구에서의 익형각과 스테거각의 변화를 Fig. 3에서 보여주고 있다.

Fig. 4는 반경방향에 따른 동익의 익형각 변화를 나타내고 있다. 동익의 경우는 회전하는 관계로 공기의 유도각과는 달리 유도입사각<sup>(13)</sup>이 식(1)과 같이 발생하게 된다.

$$\Delta \theta_{ia} = 14^\circ \left(1 - \frac{\beta_1}{70^\circ}\right) + 9^\circ \left(1.8 - \frac{c}{s}\right) \quad (1)$$

동익의 경우는 정익출구에서의 엇갈림각<sup>(14)</sup>과 회전에 의하여 발생하는 유도입사각을 고려하여 형상변수를 사용한 설계기법<sup>(15)</sup>으로 익형을 설계하였다. 유도입사각은 입구유도각( $\beta_1$ )이 적을수록 크게되며 팁부근에서는 입구유도각이 축방향과 거의 일치하므로 이 영역에서는 유도입사각이

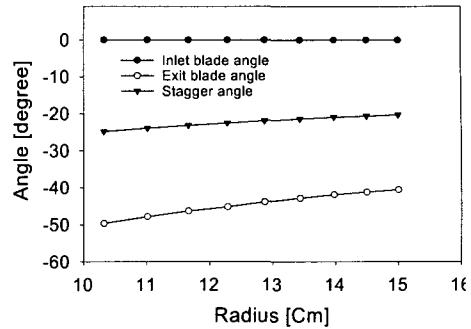


Fig. 3 Blade and stagger angles at the stator along the radial direction

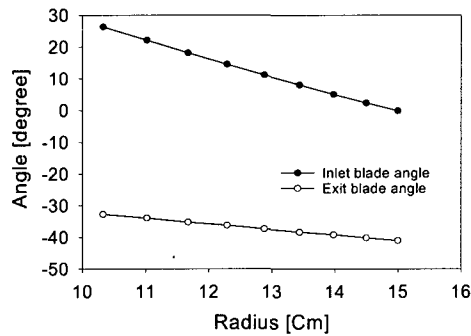


Fig. 4 Blade angles at the rotor along the radial direction

증대하게 된다. Fig. 5는 예상되는 유도입사각을 보여주고 있다. 하지만 입사각의 선정은 형상손실을 최소화하도록 선정하여야 한다. 입사각의 증대는 익형의 전단부에서 부하가 증대되어지는 특징<sup>(6)</sup>이 있다. 표준적인 케이스케이드 실험에서 형상손실을 최소화하는 입사각은 충동터빈의 경우에는 7~8°에서 형성되고 반동터빈의 경우는 ±15°의 범위에서 큰 차이를 보이지 않는 것<sup>(16)</sup>으로 나타난다.

반동도가 적으며 낮은 압력에서 작동하는 터빈의 경우에 유도입사각의 반영은 익형의 입구각을 더욱 더 크게하여 익형의 전단부에서 목이 존재하게 되는 문제점이 발생된다. 이러한 경우에는 유도입사각의 고려가 오히려 손실을 추가하게 된다. 따라서 본 연구에서는 충동터빈에 가까운 허브측에서 유도입사각효과를 고려하여 입사각이 7°가 되도록 하였지만 설계점에서의 상대유도각만을 고려하면 -2°의 입사각이 된다.

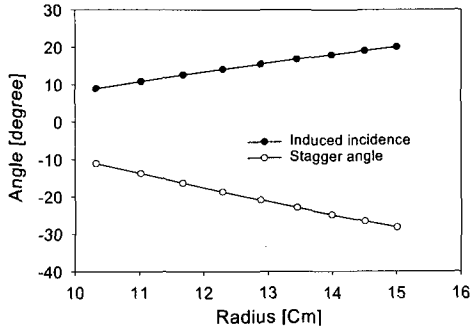


Fig. 5 Induced incidence and stagger angle of rotor

터빈에 공기력을 전달하는 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 캔버스를 사용하였다. 수축부의 길이는 1000mm이며 터빈의 케이싱에 맞추어 300mm의 직경으로 축소된다. 터빈시험장치의 허브직경이 206.5mm이므로 환형 형상을 만들기 위하여 아크릴로 주조한 콘형의 형상을 수축부에 삽입하였다. 이로써 익형의 반경방향으로 균일한 유동을 얻었으며 설계점 유속에서 경계층밖 유동의 난류강도는 0.7% 이하를 나타내었다. 터빈입구의 측정부는 120° 영역까지 회전이 가능하도록 제작되었으며 케이싱과 동익간의 틈간극은 전체원주에서 0.25mm이하로써 익형의 높이에 비하여 0.5% 이하의 틈간극이 유지되도록 제작되었다.

로터의 회전수제어 및 출력측정을 위하여 다이 나모메타를 터빈축에 직결방식으로 조립하였다. 다이 나모메타는 직류전류의 조정에 의하여 에디 전류방식의 전기적 제동을 발생시켜 토크와 회전 속도의 조절이 가능하도록 하였으며 3600RPM에서 최대 7.5마력의 출력을 얻게된다. 출력의 측정 정밀도는 1.5급 이상이며 최대토크는 250 kgf·cm이다. 토크 검출기의 로드셀은 ±0.5% 이하의 정밀도를 갖고 있다. 압력과 속도의 측정은 PSI 9016의 스캐너식 측정장치를 사용하였으며 정밀도는 0.25%이하이다. 온도의 측정은 J-형 열전대를 사용하였으며 온도의 정밀도는 0.05% 이하이다.

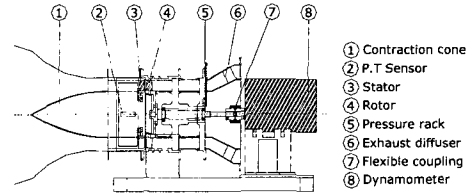


Fig. 6 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 실험방법

Fig. 6은 터빈성능시험장치의 개략도를 나타내고 있다. 성능시험은 입력의 조건에 따라 저속에서 행하여졌으며 우선 입력을 고정한 후에 다이 나모메타에 의하여 터빈에서 얻어질 수 있는 출력을 조절하였다. 터빈출력의 변경은 동익 출구에서의 유용에너지의 변화를 가져오게 되므로 효율의 측정을 위하여 출구에서의 전압력은 압력랙을 사용하여 측정되어진 압력값을 면적평균하여 실제 터빈에 적용된 입력을 구하였다.

터빈출구에서는 선회유동이 없도록 설계되었지만 탈설계 영역에서는 선회속도가 생성된다. 탈설계 영역에서 터빈출구에서 발생하는 선회유동은 5공프루브를 사용하여 평균반경뿐만 아니라 허브와 팁에서의 유동방향을 평가하였으며 주유동의 요와 피치각 변화가 ±10° 이내를 유지함을 확인하였다. 하지만 전압력은 반경방향에 따라 달라졌으므로 반경방향으로 압력랙에 의하여 12개소를 동시에 측정하였다.

압력랙의 위치는 동익에서 형성된 웨이크와 동익의 압력면과 흡입면을 통과한 다른 속도의 유동이 혼합되어 충분히 안정되어진 위치에 설치하여야 한다. 고정익에서 발생한 웨이크의 경우는 익현의 3~4배에서 소멸되나 회전하는 경우에는 비정상유동의 추가로 인하여 고정익보다는 먼거리를 필요로 한다. 본 연구에서는 동익 뒷전에서부터 동익익현의 8.0배 위치에서 측정하였다.

입구에서의 유동의 조건은 정익의 앞전에서 전방 40.5mm(x/h=0.87)지점에서 경계층 측정용 I형 프루브를 바닥으로부터 0.3mm 떨어진 위치에서 중간스팬까지 이동하면서 측정하였다. 실험에서는 표준적인 40m/sec속도에 대하여 허브측에 형성된 입구유동에 대한 데이터를 Table 3에 나타

Table 3 Inlet flow conditions at 40m/sec

Boundary layer thickness ( $\delta/h$ )	0.28
Displacement thickness ( $\delta^*/h$ )	$1.44 \times 10^{-2}$
Momentum thickness ( $\theta/h$ )	$0.904 \times 10^{-2}$
Shape factor ( $H_{sf} = \delta^*/\theta$ )	1.59
Reynolds No. ( $U_{\infty} C_{st}/\nu$ )	$0.86 \times 10^5$
Turbulent intensity at free stream	0.7%
Max. turbulent intensity (within boundary layer)	7.5%

내었다. 배제두께 및 운동량 두께의 계산을 위하여 측정이 이루어지지 않은 벽면에서의 영역은 평판에 대한 층류경계층 유동의 벽면법칙으로 경계층 속도를 근사시켜 구하였다.

### 3. 실험결과 및 검토

회전하는 3차원 동익에서의 입사각 설정은 2차원 케이스케이드처럼 단순하지 않다. 즉, 공기량이나 회전수의 변화에 따라 변하게 되며 3차원인 경우에는 반경방향으로의 변화도 발생되기 때문이다. 뿐만 아니라 회전에 따른 유도입사각을 고려하게 되면 하나의 실험결과에 대하여서도 입사각의 설정이 어렵게 된다. 따라서 본 연구에서는 입사각에 대한 정의를 다음과 같이 단순화시켰다. 동익 입구에서 회전속도가 고려된 상대유동각( $\beta_1$ )을 기준으로 동익 앞전에서의 익형각( $\beta_b$ )과의 차이를 입사각( $i$ )으로 선정하였으며 입사각의 부호는 Fig. 2에서처럼 상대유동각이 동익 앞전에서의 익형각보다 큰 경우를 양으로 하였다.

입사각의 변경은  $-17^\circ$  에서  $13^\circ$  의 범위에서  $7.5^\circ$  씩 변경하여 5종류의 입사각에서 실험을 수행하였다. 입사각을 엄격히 제어하기 위하여 동익디스크를 5개 제작하였으며 동익과의 연결부분(fir tree section)을 다르게 제작하여 입사각의 변경이 이루어지도록 하였다.

Fig. 7은 입사각의 변경이 가장 적은  $-2^\circ$  에서 실험한 결과를 보여주고 있으며 각 선도의 수치 값은 터빈입구에서의 공기력을 의미하며 단위는 kW이다. 여러 성능곡선은 다이내모미터에서 회전을 조절하면서 얻어진 터빈출력을 기준으로 얻어진 전효율의 변화를 보여주고 있다. 전효율의 계산은 식 (2)를 사용하였으며 식 (2)에서  $T_q$  와  $\omega$ 는 토크와 각속도를 의미한다.

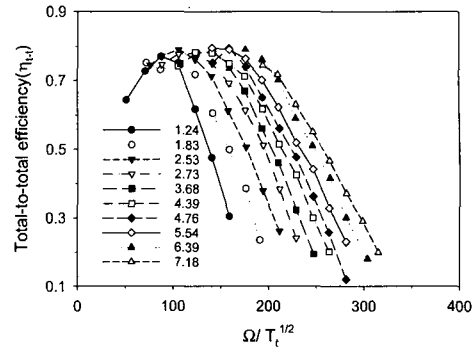


Fig. 7 Total-to-total efficiency with different RPM ( $i = -2^\circ$ )

$$\eta_{t-t} = \frac{T_q \omega}{\dot{m} \frac{\gamma R T_0}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]} \quad (2)$$

Fig. 7에서 입력공기력의 증대에 따라 최고 효율점의 위치는 회전속도( $\Omega$ :RPM)가 증가하는 방향으로 이동하고 있으며 입력공기력이 변경되어도 최고 효율의 값은 큰 차이를 보이지 않으나 입력공기력의 증대에 따라 미세하게 증가하고 있음을 보여주고 있다. 이에 대한 이유는 뒷부분에서 다루기로 하겠다. 입력공기력의 증대는 축방향 속도를 증가시킨다. 즉 입력공기력이 2.98kW의 경우에는 축방향 속도는 40m/sec였으나 입력공기력이 8.07kW가 되는 경우에는 55.5m/sec를 나타내었다. 입력공기력의 증대에 따라 축방향 속도가 증가하더라도 회전수가 높아지면 같은 속도삼각형에서 작동되므로 다른 성능곡선과 마찬가지로 최적의 속도삼각형에서 작동된다. 이러한 것은 다이내모미터에서의 출력은 최적의 속도삼각형을 만족하게 되면 최고의 출력이 되기 때문이다.  $-2^\circ$ 의 입사각을 갖는 실험에서는 최고 전효율의 값들이 80%수준임을 나타내고 있다.

Fig. 8는 Fig. 7의 경우에 비하여 동익을  $7.5^\circ$  회전시켜 디스크에 장착한 경우이다. 따라서 동익에서의 입사각은  $5.5^\circ$ 가 된다. 입사각의 증대에 따라 최고 전효율의 값들은 90%에 근접한 값들을 나타내고 있다. 앞서와 마찬가지로 최고 효율점의 위치는 입력공기력의 증대에 따라 회전수가 증가하는 방향으로 이동하고 있음을 보여주고 있으며 최고 효율점은 입력공기력의 증대에 따라 감소하는 경향을 보여주고 있다. 입사각의 증대

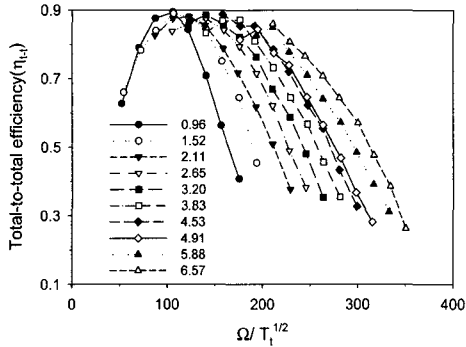


Fig. 8 Total-to-total efficiency with different RPM ( $i=5.5^\circ$ )

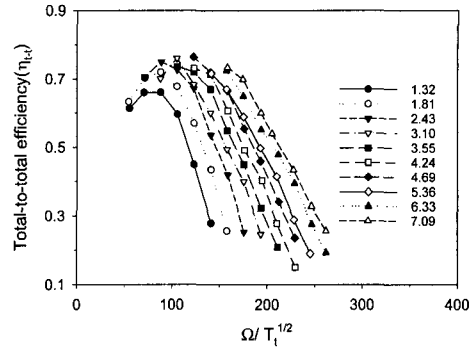


Fig. 10 Total-to-total efficiency with different RPM ( $i=-9.5^\circ$ )

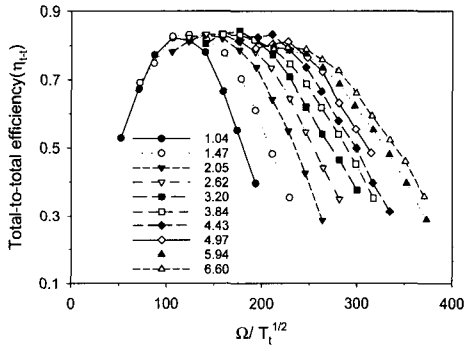


Fig. 9 Total-to-total efficiency with different RPM ( $i=13^\circ$ )

에 따라 같은 입력공기력이라도 회전수는 증가하였음을 보여주고 있다. 이것은 입사각의 증대에 의하여 동익에 부하가 증대하였기 때문이다.

Fig. 9는 Fig. 7의 경우에 비하여 동익을  $15^\circ$  회전시켜 디스크에 장착한 경우이다. 따라서 동익에서의 입사각은  $13^\circ$  가 되며 실험결과에서 최고 전효율의 값들은 85%에 근접하고 있음을 보여주고 있다. 입사각이  $5.5^\circ$  인 경우에 비하여 동익에서의 부하는 더욱 더 증대하였음을 알 수 있으며 이로 말미암아 회전수가 14% 증가하였음을 나타낸다. 하지만 입사각의 증가에 의하여 익형의 부하는 증가하였지만 내부유로의 손실도 증가하였기에 최고 전효율의 값들은 입사각이  $5.5^\circ$  인 경우에 비하여 5%정도 감소하고 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 입사각의 증대에 따라 익형의 전단부에서 발생된 큰 익형부하가 익형의 뒷부분까지 충분히 유지되지 못하고 흡입면에서 유동의

박리나 2차유로손실이 커져서 내부유동손실이 증대하였기 때문이다.

Fig. 10은 입사각을 음으로  $-9.5^\circ$  가 되도록 설정하여 측정된 경우이다. 입사각이 양의 값을 갖는 경우와는 상당히 다른 특성을 보여주고 있다. 입사각이 음인 경우에는 동익 주위의 유동은 복잡하지는 않지만 압력면과 흡입면 주위를 흐르는 유동의 속도차가 적어져서 익형에 부하가 적어진다. 따라서 비슷한 입력공기력에 비하여 터빈에서 얻어지는 출력은 익형부하와 직접적인 관계가 있으므로 출력이 저하하게 되고 회전수도 감소하게 된다. 입력공기력의 변화에 따라 최고 전효율의 값들은 다소 다르게 나타나지만 입력공기력의 증대에 따라 최고 전효율값은 증가함을 보여주고 있다. 이러한 이유는 입력공기력의 증대가 축방향속도를 증가하지만 같은 입력공기력에서 회전수를 감소하게 되면 음의 입사각의 영향이 줄어들기 때문이다. 입사각을  $-7.5^\circ$  변경하여 최고 전효율값은 5%정도 감소되었다.

Fig. 11은 입사각을  $-17^\circ$  로 설정하여 실험한 결과를 보여주고 있다. 동익에서의 입사각이 음으로 증대되어 흡입면으로 흐르는 유동에서의 속도는 상당히 감소되어져 익형에서의 부하는 입사각이 있는 경우에 비하여 상당히 떨어지게 된다. 입사각이  $-5.5^\circ$  인 경우의 실험과 마찬가지로 최고 효율의 값들은 입력공기력이 증가하는 경우에 입력공기력이 적은 경우보다는 크게 됨을 알 수 있다. 이는 큰 입력공기력에서 회전수를 감소하게 되면 음의 입사각 효과가 감소되므로 최고 효율값이 증대하기 때문이다. 이와는 반대로 양의 입사각을 갖는 경우에는 음의 입사각에서처럼 그

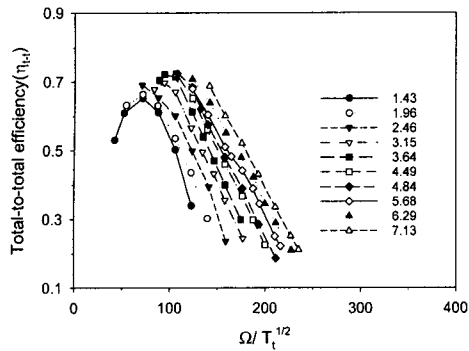


Fig. 11 Total-to-total efficiency with different RPM ( $i = -17^\circ$ )

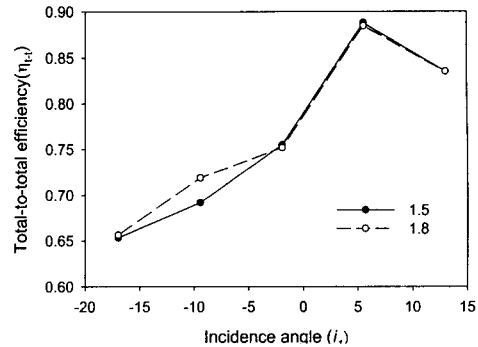


Fig. 12 Maximum total-to-total efficiency with various incidence angles

영향이 크지는 않지만 큰 입력공기력에서 회전수를 감소하게 되면 양의 입사각의 효과가 증가하게 되는 현상에 따라 최고 효율점의 이동경향이 다르게 나타난다. Fig. 8-9에서 이러한 현상을 보여주고 있다.

$-17^\circ$ 의 입사각 실험에서 입사각의 감소로 인하여 익형의 부하가 감소되어져  $-9.5^\circ$ 의 입사각에서 얻어진 최고 전효율값보다는 5% 정도 감소되어졌음을 알 수 있다. 입사각의 변화에 출력이 상당히 민감하게 작용되고 있음을 실험의 결과를 통하여 알 수 있다. 반동터빈의 경우 입사각이  $-15^\circ$ 에서  $+15^\circ$  내의 범위에서는 손실에 차이가 없다고 하였으나<sup>(16)</sup> 실험의 결과에서 보여주는 바와 같이 입사각의 변화에 따라 효율변화가 크게 발생되어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12는 앞서 입사각을 변경하여 얻어진 실험의 결과에서 일정한 입력공기력(1.5와 1.8kW)에서 얻어진 최대전효율의 값들을 나타내고 있다. 앞서 실험에서 보여준 결과와 마찬가지로 입사각이  $5.5^\circ$ 인 경우에 최고의 전효율이 얻어지며 입사각이 증대하거나 감소하는 경우에 최대전효율값들은 감소함을 보여준다. 음의 입사각에서는  $7.5^\circ$  입사각을 감소하게되면 최대전효율은 5% 감소되었다. 하지만 최고 효율값의 위치는 음이나 양의 입사각에 의한 손실효과를 최소화할 수 있는 속도에서 작동되므로 최고 효율점에서의 회전수는 다르게 나타난다.

Fig. 13은 최고 효율점 위치에서 회전수 효과를 보여주고 있다. 입사각에 따른 익형의 부하가 다르기 때문에 입사각이 양이 되는 경우에 비하여 음의 입사각의 경우는 상당히 적은 부하로 말

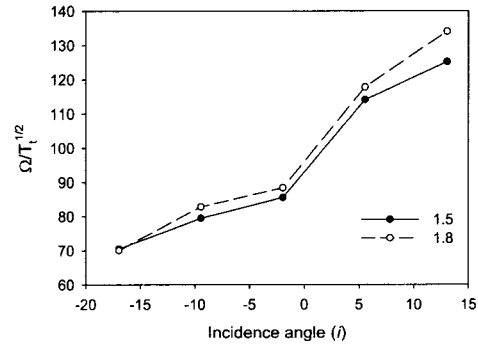


Fig. 13 Variation of RPM at the maximum total-to-total efficiency with various incidence angles

미암아 낮은 회전수에서 최고 효율점이 얻어졌음을 알 수 있다. 따라서 음의 입사각으로 설정된 동익에서 회전수의 감소는 음의 입사각 감소효과를 발생하게 되고 반면에 양의 입사각으로 설정된 동익에서 회전수의 증가는 양의 입사각의 감소효과를 발생하게 된다. 반면에 부하에 따른 축방향속도는 반대의 효과를 초래하지만 회전수에 의한 입사각 변경의 폭이 크기 때문에 최고 효율값의 변화폭은 동일한 입사각에서의 결과보다는 적게 나타났다.

Fig. 14는 일정한 입력공기력과 무차원회전수에서의 입사각 변경에 따른 터빈성능선도를 보여주고 있다. 실험의 여러 입사각에서 최고 효율을 얻을 수 있는 입사각은  $5.5^\circ$ 임을 보여주고 있으며 이 값을 벗어나게 되면 효율은 급격히 감소함을 보여주고 있다. 효율선도는 무차원회전수의

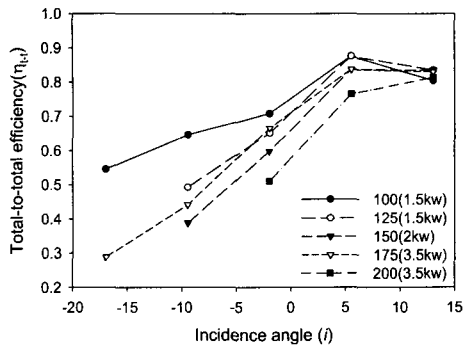


Fig. 14 Variation of total-to-total efficiency at the constant turbine input power and RPM with various incidence angles

변경이나 입력공기력의 변경에도 불구하고 비슷한 경향을 보여주고 있다. 하지만 실험에서 물리적으로 설정한 동익에서의 입사각 변경은 같은 무차원회전수와 입력공기력에도 불구하고 공력적인 입사각은 변경되어진다. 즉 1.5kW의 공기력인 경우에 축방향 속도가  $-17^\circ$  와  $13^\circ$  입사각에서 33.5m/sec와 26.8m/sec를 나타내었다. 이러한 이유는 동익에서의 부하는 입구전압력과 직접적인 관련이 있으므로 입사각의 증대는 입구전압력의 증가를 초래한다.

부하가 적은 음의 입사각에서는 같은 입력공기력의 경우라면 축방향속도가 증가하게된다. 따라서 축방향속도의 증가는 음의 입사각 효과를 다소 감소하게 되어 효율의 감소폭을 완화하게 된다. 반면에 양의 입사각의 경우는 부하의 증가로 축방향속도가 감소하게 되면 양의 입사각 효과는 감소하게 되어 효율의 변화폭이 다소 완화되어 나타난다. 이러한 입사각 완화의 효과를 고려하지 않더라도 최고 효율의 입사각에서 음으로  $7.5^\circ$  변경하게 되면 20%정도의 효율감소를 초래하고 양으로 증가하게되면 8%의 효율감소를 초래하고 있음을 보여주고 있다. 회전수와 터빈부하의 크기에 따라 효율의 변화율은 다소 다르게 나타나지만 회전수나 부하의 증대는 효율의 변화율을 크게 나타낸다. 즉 회전수의 증대는 음의 입사각의 효과를 증대하여 효율 변화율을 더욱 더 크게 하며 반면에 양의 입사각 효과를 감소시켜 양의 입사각 영역에서는 효율 감소율을 완화하거나 효율의 감소가 발생되어지지 않을 수도 있다. 이러한 현상을 Fig. 14의 양의 입사각 영역에서

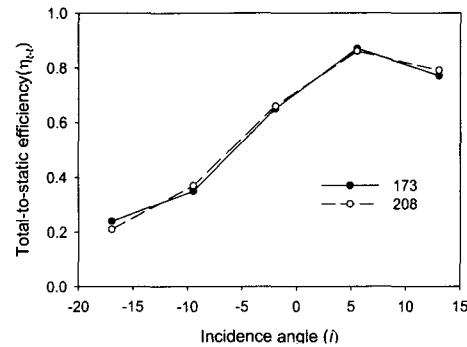


Fig. 15 Variation of total-to-total efficiency at the constant axial velocity and RPM with various incidence angles

보여주고 있다.

Fig. 15는 일정 입력공기력에서 익형의 부하로 인하여 축방향속도의 변화를 배제하기 위하여 일정한 축방향속도를 갖는 경우의 결과를 보여주고 있다. 축방향과 평균반경에서의 원주방향속도와의 비는 1.0으로 일정하게 하였으며 회전수가 다른 두 경우에 대하여 비교하여 보았다. 회전수가 변한만큼 축방향속도가 증가하였으므로 회전수의 변동에 따른 입사각의 변화는 발생되지 않는다. 그러므로 두 경우의 입사각은 동일한 결과를 나타내게 된다. 앞서의 축방향 변화에 대한 입사각의 효과를 완화한 경우보다 전효율의 감소폭은 약간 증대하고 있음을 보여주고 있으며 음으로  $7.5^\circ$  변경하게 되면 23%정도의 효율감소를 초래하여 3% 더 감소함을 나타내며 반면에 양으로 증가하게되면 10%의 효율감소를 초래하여 2% 더 감소함을 보여주고 있다.

Fig. 16은 설계점의 영역에 가장 가까운 상태에서 얻어진 결과를 보여주고 있다. 실험에서 강제적으로 입사각을 변경한 것이 아니라 입력공기력의 변화에 대응하여 회전수가 바뀌었을 때 이 회전수의 변경으로 인한 입사각과 전효율값의 변화를 보여주고 있다. 따라서 앞서의 실험결과와 다른점은 동익을 강제적으로 변경하지 않았으므로 입사각변경에 따른 형상손실의 변화가 최소화되었다고 할 수 있다. 설계점의 영역에서 작동되었으므로 손실을 최소화하는 입사각은  $6^\circ$  에서 형성됨을 알 수 있으며 최고 효율점의 입사각에서 완만하게 효율감소가 발생하다가 입사각의 변화가 더욱 더 커지게 되면 급격한 효율감소가 발



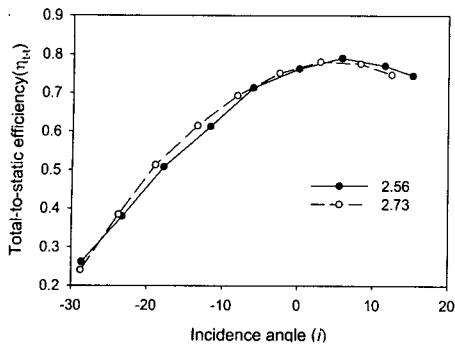


Fig. 16 Variation of total-to-total efficiency with various incidence angles developed by the different RPM

생됨을 알 수 있다. 입사각이  $-10^\circ$  이상에서 음으로  $7.5^\circ$  변경하게 되면 15% 정도의 효율감소를 나타내며 반면에 양으로  $7.5^\circ$  증가하게 되면 5%의 효율감소를 발생하고 있다. 이러한 효율변화율의 감소는 익형의 형상손실 감소로 말미암아 발생된 것이다. 앞서 탈설계영역에서 얻어진 실험결과들도 설계점영역에서의 결과와 비슷한 경향을 Fig. 8-11에서 보여주고 있으며 최고의 효율이 얻어지는 입사각의 값은 익형손실과 2차유동손실에 따라 다르게 나타난다.

입력공기력은 터빈으로의 입력과 같은 의미이며 이것과 터빈에서 얻어진 출력과의 비는 효율을 나타낸다. 이 경우의 효율은 터빈 출구에서의 유용한 에너지를 고려하지 않았으므로 효율은 Fig. 17과 같이 낮은 값이 된다. 효율은 정의하기에 따라 다르겠지만 단순히 단단터빈의 경우에는 출구로 나가는 유용에너지는 의미가 없으므로 고려하지 않는 것이 일반적으로 사용자에게 보다 정확한 의미를 준다. 하지만 단단터빈에서 일부 단을 계산하는 경우에는 당연히 뒷단에서 유용한 에너지를 활용하므로 출구에서의 유용에너지를 고려하여 효율을 계산하여야 한다.

본 연구에서는 단단의 터빈이므로 출구에서의 유용에너지는 의미가 없으므로 Fig. 17의 정효율 선도가 터빈의 작동에 관하여서는 보다 더 정확한 의미를 준다. 하지만 입사각에 따른 효율변화를 확인하기 위하여서 터빈출구에서의 유용에너지를 구하여야 한다. 그렇지 않으면 Fig. 17과 같이 입력공기력의 증대에 따라 출력이 증대함을 보여준다. 다이노모메타에 의하여 터빈의 출력을

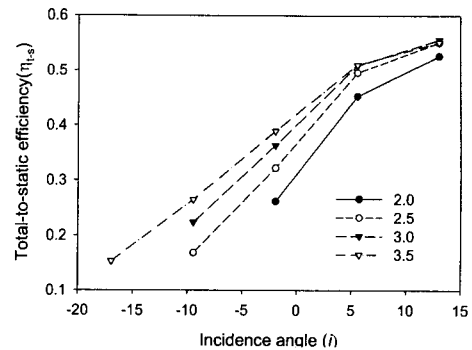


Fig. 17 Total-to-static efficiency with constant input turbine power

변경하게 되면 터빈출구에서의 유용에너지도 변경되어지기 때문이다.

#### 4. 결론

회전하는 3차원 단단터빈에서 동익의 입사각을 변경하면서 터빈의 성능시험을 수행하였다. 2차원 케이스케이드 실험은 출구에서 전압력의 손실만을 측정하므로 입사각의 변경에 따라 손실이 증가하는 결과를 보여주었다. 하지만 3차원 회전동익에서의 실험에서는 익형의 부하에 의한 출력을 측정하였으므로 전압력손실의 유용도에 의하여 실제 작동하는 터빈에 적용가능한 최적의 입사각을 제시하였다.

(1) 동익을 강제적으로 회전하여 입사각을 변경하여 실험한 경우에는 동익의 형상손실과 2차유동손실이 입사각의 변경에 따라 증대하였기 때문에 터빈 전효율의 감소폭은 더욱 증가하게 되었다. 설계점에서 입사각을 음으로  $7.5^\circ$  변경하게 되면 23% 정도의 효율감소를 초래하였으며 반면에 양으로 증가하게 되면 10%의 효율감소가 발생되었다.

(2) 동익을 강제적으로 변경하지 않고 회전속도의 변화에 의한 입사각변경은 각도변경에 따른 형상손실과 2차원손실의 영향이 적다. 이 경우에 효율은 최고 효율점의 입사각 부근에서는 완만하게 감소가 되었다가 입사각의 변화가 더욱 더 증가하게 되면 급격한 효율감소가 발생됨을 알 수 있다.  $-10^\circ$  이상의 입사각에서 음으로  $7.5^\circ$  변경하게 되면 15% 정도의 효율감소가 발생함을 나타내며 반면에 양으로  $7.5^\circ$  증가하게 되면 5%의

효율감소를 보여주었다.

(3) 반동터빈의 경우 입사각이  $-15^\circ \sim +15^\circ$ 의 범위에서는 형상손실에 차이가 없는 것으로 알려져 있으나 실험의 결과에서는 설계점의 영역에서는  $6^\circ$ 의 입사각에서 최고의 효율을 얻을 수 있었으며 이 영역에서  $\pm 9^\circ$ 를 벗어나게 되면 효율은 급격히 감소함을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 과학재단지정 항공기부품기술연구센터와 BK21의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Cofer, J. I., Reinher, J. K., and Summer, W. J., 1993, "Advances in Steam Path Technology," *GER-3713D*, pp. 1~25.
- (2) Siverding, C. H., 1985, "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passage," *J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 107, pp. 248~257.
- (3) Langston, L. S., Nice, M. L. and Hooper, R. M., 1977, "Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage," *J. of Engineering for Power*, Jan., pp. 21~28.
- (4) Hodson, H. P. and Dominy, R. G., 1987, "The Off-Design Performance of a Low Pressure Turbine Cascade Passage," *J. of Turbomachinery*, Vol.109, pp. 201~209.
- (5) Yamamoto, A. and Nouse, H., 1988, "Effects of Incidence on Three-Dimensional Flows in a Linear Turbine Cascade," *J. of Turbomachinery*, Vol.110, pp. 486~495.
- (6) Perdichizzi, A. and Dossena, V., 1993, "Incidence Angle and Pitch-Chord Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade," *J. of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 383~391.
- (7) Molnar, V., Ridzon, F. and Sporina, T., 1999, "An Experimental Investigation of Secondary Flow in a Low Aspect Ratio Impulse Cascade at Different Inlet Flow Angles," *3rd European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics*, C557/027/99.
- (8) Cha, B. J., Lee, S. W., Hyun, Y. I. and Lee, D. S., 1993, "Three-Dimensional Flow Characteristics in a Linear Turbine Cascade Passage," *Trans. KSME(B)*, Vol. 17, No. 12, pp. 3148~3165.
- (9) Jung, Y. B., Shin, Y. H. and Kim, S. H., 1998, "An Experimental Study on the Secondary Flow and Losses in Turbine Cascades," *Trans. KSME(B)*, Vol.22 No.1, pp. 12~24.
- (10) Lee, J. H., Hur, W. H. and Jeon, C. S., 1999, "An Experimental Study on Loss Coefficient of Turbine Cascade with Incidence Angles," *J. of Fluid Machinery*, Vol.2, No.2, pp. 48~56.
- (11) Yoon, Y. S., Song, S. J., Kim, H. W. and Cho, S. H., 2001, "Axial Turbine Performance Evaluation in a Rotating Facility," *J. of Fluid Machinery*, Vol. 4, No. 3, pp. 46~52.
- (12) Jang, B. I., 2001, "A Study on the Aerodynamic Design of 3-Dimensional Axial Type Turbine Blade," M.S Thesis, Gyeongsang National University, Jinju, Korea.
- (13) Wilson, D. G. and Korakiaitis, T., 1998, *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*, Prentice Hall, pp. 288~290.
- (14) Carter, A. F., Pratt, M. and Lenberr, F. K., 1967, "Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Turbine," *NASA-CR-1181*.
- (15) Cho, S. Y., Oh, K. S. and Choi, B. S., 2000, "Study of Design Parameters for Designing an Axial Turbine Blade Geometry," *Proc. of the 8th Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, pp. 222~228.
- (16) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. H., 1996, *Gas Turbine Theory*, Fourth Edition, Longman Scientific & Technical, pp. 293~296.