

입사각 변경에 따른 단단 3차원 축류형 터빈의 성능시험에 관한 연구

조수용* · 박찬우*

A Study on the One-Stage 3-Dimensional Axial Turbine Performance Test with Different Incidence Angle

Soo-Yong Cho* · Chanwoo Park*

ABSTRACT

An axial-type turbine design technology is developed. In order to design one-stage turbine, the preliminary design method is applied, and then design parameters are chosen after analyzing gas properties within the turbine passage using the streamline curvature method. Stator blade is designed using C4 profile, and rotor blade is designed using shape parameters. Stator is manufactured as an integral type and rotor is manufactured to be disassembled from the disc for changing blade incidence angle. The output power from the rotor is measured with various RPM and input power. Experimental results show that the maximum efficiency of turbine rotor is obtained on the design point, and the output power is proportionally decreased with the negative incidence angle even the test turbine is a reaction turbine. The efficiency of turbine rotor is decreased to 5% by 7.5° negative incidence angle from the designed value.

초 록

본 연구에서 축류형 터빈의 설계기술이 개발되었다. 설계를 위하여 우선적으로 기본형상에 대한 설계가 이루어졌으며 유선곡률법에 의하여 터빈 내부유로에서의 공기 물성치를 계산하였다. 계산된 여러 유로에서의 유동각들을 고려하여 익형의 형상을 설계하기 위한 설계변수들이 설정되었다. 설정된 형상변수로부터 정익은 C4 형상을 사용하여 설계되었으며 동익은 설계변수에 의하여 설계되었다. 정익은 일체형으로 제작되었으며 동익은 입사각의 변경에 따른 실험을 수행하기 위하여 분리형으로 제작하였다. 터빈입구에서의 공기력과 RPM에 따라서 터빈에서의 출력이 얻어졌으며 실험의 결과는 제작된 터빈이 반동터빈임에도 불구하고 입사각이 줄어드는 것에 비례하여 출력이 감소하는 현상을 보여주었으며 설계값에서 입사각이 7.5도 감소함에 따라 5%의 효율 감소가 발생되었다.

* 경상대 항공기부품기술연구센터(Gyeongsang National University, Research Center of Aircraft Parts Technolo

1. 서 론

차원 터빈익형을 설계하기 위하여서는 우선 2차원 익형을 설계하고 반경방향으로 다르게 분포되어진 속도, 압력, 온도, 가스의 유입각 및 출구각에 따라 압력손실이 최소가 되도록 형상화하여야 한다. 압력손실과 효율은 직접적인 관계가 있으며 터빈에서의 손실은 10%가 회전체 부품인 베어링 등에 의한 손실이고, 20%가 팁 부분에서의 누설손실이며, 30%가 내부유동장의 혼합에 의한 2차유동 손실이다. 그 외 40% 정도의 형상손실로 구성된다^[1]. 회전체 부품에 의한 손실 및 팁 부분에서의 손실은 제작 및 조립 기술과 관련이 있고 그 외의 손실은 터빈익형의 설계에 따라 저감이 가능하게 된다.

익형을 형상화하기 위하여 다차원곡선을 사용하는 방법^[2]이 있으며 형상변수를 조절하여 형상화하는 방법^[3,4]도 있다. 그 외에도 표면에 분포되어 있는 압력을 가정하여 이에 맞도록 형상을 설계하는 방법^[5,6] 등 다양한 방법에 의하여 익형을 설계하고 있다. 하지만 고온고압 및 고속회전의 특정한 상태에 맞추어 설계를 하였던 관계로 설계된 익형이 실제 효율에 미치는 영향에 관한 연구는 미약하며 이를 시스템의 총 효율에서 유추하였었다. 그간 익형의 형상효율에 관한 연구는 단순히 케스케이드에서 시도하여 왔으며 케스케이드 실험에 의한 결과는 실제 작동되는 경우와 유동조건이 상당히 다르므로 직접적인 적용에는 상당한 차이를 발생하게 된다.

본 연구에서는 형상변수의 선정에 따라 3차원 익형을 설계^[7] 및 제작하였다. 터빈의 성능에 큰 영향을 미치는 익형의 형상변수에 대한 연구가 가능한 터빈시험장치를 개발하였으며 입사각의 변경에 따른 터빈의 성능변화에 대한 시험을 수행하였다.

2. 터빈설계 및 시험장치

2.1 기본형상설계

터빈의 형식은 저압 저속 터빈이므로 가능한 충동형의 터빈이 좋지만 평균반경에서의 충동터빈은 허브에서 반동도가 영 이하가 되기 때문에 이를 피할 수 있도록 평균반경에서 0.373의 반동도를 주어 전 영역에서 반동도가 양이 되도록 하였다. 터빈의 출력은 1.4kW인 축류형 3차원 터빈을 개발하였으며 터빈의 공력학적 설계값들은 Table 1에 요약되어져 있다.

Table 1. Aerodynamic properties of test turbine

Contents	Specifications
Stages	1
Rotating speed (RPM)	1,800
Mass flow	1.88kg/sec (4.1lb/sec)
Power	1.4kW (1.88hp)
Turbine inlet temperature	293.1K (527.6R)
Inlet total pressure	104.87kPa (15.21psi)
Expansion ratio (P_{t0}/P_t)	1.012
Exit temperature	290.7K (523.4R)
Efficiency (η_{t-t})	72.6%

터빈의 단수는 1단으로 하였으며 출구에서의 에너지 손실을 최소화하기 위하여 출구에서의 선회속도가 없도록 하였다. 평균반경해석^[8]에 의하여 정·동익 입출구에서 가스의 열역학적, 유체역학적 물성치를 평균반경에서 구하였으며 허브와 팁에서의 물성치는 자유와류법에 의하여 구하였다. Table 2는 터빈에서의 유동특성과 기본형상을 나타내고 있다.

Table 2. Specifications on the design point

Stator exit flow angle (α_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 2에서 R은 반동도이며 ψ 는 익형부하계수를 의미한다. 하첨자 0,1,2,t는 터빈입구, 정익출구, 동익출구에서의 위치와 정체상태를 각각 나타낸다. U는 동익의 선회속도이며 h는 엔

탈피를 나타낸다. 익형의 설계를 위한 시위(c)와 피치(s)의 비인 익현비(s/c)는 중요한 설계변수로써 최적의 익현비는 이론적으로 계산된 값과 실험에 의하여 구하여진 값과 경향이 일치되지 않는다. 본 연구에서는 Cohen^[9]등에 의하여 제시된 최적의 익현비와 Stewart and Glassman^[10]에 의하여 제시된 값을 비교하여 선정하였으며 정익과 동익의 익현비를 각각 0.8과 0.7로 선정하였다. Table 3은 정익과 동익에서의 기본적인 설계변수의 값을 나타내고 있다.

Table 3. Basic design parameters at the stator and rotor

Design 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
Axial velocity (C _x : m/sec)	40.61	40.74
Aspect ratio (h/c)	1.43	1.64
Solidity (s/c)	0.8	0.7

2.2 익형설계

익형을 형상화하기 위하여 유선곡률법^[11]으로 계산되어진 반경방향으로의 각 유선에서의 결과를 사용하고 형상 설계기법을 이용하여 형상화한다. 익형의 형상화는 정익의 경우는 유동각의 설정이 쉽도록 C4형상을 사용하여 설계하였으며 동익의 경우는 형상변수를 사용한 설계기법에 의하여 익형을 설계하였다.

정익은 회전하지 않으므로 입사각은 특별히 고려하지 않아도 되지만 출구에서의 엇갈림각은 존재하므로 이를 고려하여야 한다. 출구각을 얻을 수 있는 식은 Carter가 제안한^[12] 엇갈림각 식과 Wilson and Korakianitis에 의하여 제안한^[13] 식이 있다. Wilson and Korakianitis에 의하여 제안한 식은 익형의 형상이 설계되어야만 사

용할 수 있는 익형의 곡률 반경이나 목의 크기가 필요하므로 설계 시에는 Carter가 제안한 엇갈림각의 예상식을 적용하였다.

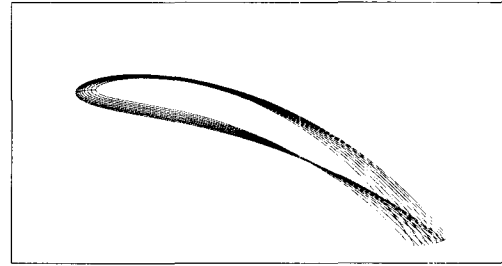


Fig. 1 Stator profiles developed with C4 profile along the radial direction

동익의 설계를 위하여 우선적으로 고려되어야 할 것은 정익과 마찬가지로 유동의 입출구각이다. 동익의 경우는 회전하는 관계로 가스의 유동각과는 달리 유도 입사각^[14]이 식(1)과 같이 존재하게 된다.

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

식(1)의 결과는 입구유동각(α_m)이 0도와 70도 사이에서는 잘 일치한다. 식에서 보여주는 것처럼 입구유동각이 적을수록 유도입사각은 크게 된다. 유선곡률법으로 계산되어진 동익의 경우는 팁부근에서는 입구유동각이 축방향과 거의 일치하므로 이 영역에서는 유도입사각이 증대하게 된다. Fig. 2에서는 동익에서의 유도입사각을 보여주고 있으며 팁부분으로 가면서 증대하고 있음을 보여주고 있다. 하지만 입사각의 선정은 형상손실을 최소화하도록 선정하여야 한다. 입사각의 증대는 익형의 전단부에서 부하가 증대되어지는 특징^[15]이 있다. 표준적인 케스케이드 실험의 결과는 형상손실을 최소화하는 입사각은 증동터빈의 경우는 7-8도에서 형성되고 반동터빈의 경우는 ± 15 도의 범위에서 큰 차이를 보이지 않는 것^[9]으로 나타난다.

유도입사각의 식은 0도 이하에서는 부정확하며 특히 반동도가 적으며 낮은 압력에서 작동하

는 터빈의 경우에는 이러한 유도입사각의 반영은 익형의 입구각을 더욱 더 크도록 하여 익형의 전단부에서 목이 존재하게 되는 문제점이 발생된다. 이러한 경우에는 유도입사각의 고려가 오히려 손실을 추가하게 된다. 따라서 본 연구에서는 엇갈림각과의 관계를 통하여 계산되어진 유도입사각에서 충동터빈에 가까운 허브측에서 입사각이 7도가 되도록 1.96도를 추가하여 익형의 입구각을 선정하였다. 따라서 반동터빈의 경우는 입사각에 따른 형상손실의 영향이 적으므로 입구유동각에 허브측에서 추가한 1.96도를 동일하게 전체 반경영역에 추가하여 익형의 비틀림이 없도록 익형의 입사각을 선정하였다.

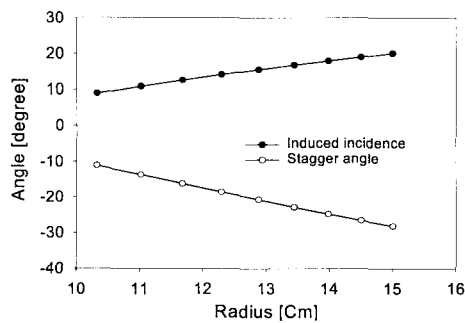


Fig. 2 Induced incidence and stagger angle of rotor

동익의 설계를 위한 형상변수들의 값에서 시위길이는 팁으로 가면서 줄어들게하여 원심력에 의한 보상을 하였다. 허브에서 동익의 두께가 팁에 비하여 크도록 입구 사이각이나 unguided 회전각 등을 설정하였다. Fig. 3은 반경방향으로 설계되어진 시험용 로터의 형상이며 익형 내부영역은 가능한 목부분까지 균일한 감소를 가지

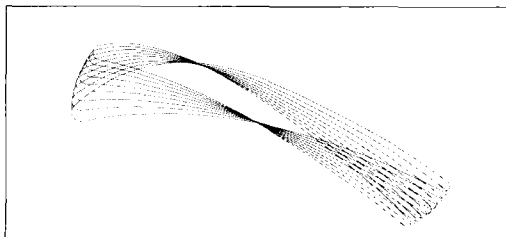


Fig. 3 Rotor profiles along the radial direction
도록 하였다. 벽면에서의 곡률도 완만한 변화를

갖도록 형상변수를 설정하여 압력손실이 최소가 되도록 하였다.

2.3 시험장치

터빈에 공기력을 전달하는 장치로는 원형의 시험부를 갖춘 풍동을 사용하였다. 풍동은 터보형의 블로워를 사용하며 모터의 동력은 30kW로써 290mmAq의 정압력에서 340m³/min의 공기량을 터빈으로 보낼 수 있다. 풍동의 출력은 터빈의 출력에 따라 압력과 유량은 역비례하며 가변적이지만 일정 풍동 입력에서 수행된 터빈성능 시험에서 터빈출력의 조절범위에서는 터빈입구에 가하여지는 공기력은 일정한 값을 나타내었다. 터빈시험시에는 터빈입구에서의 압력과 유량을 측정하여 터빈효율을 계산하였다.

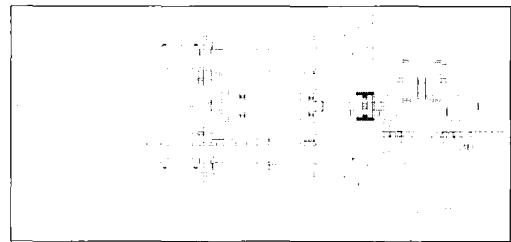


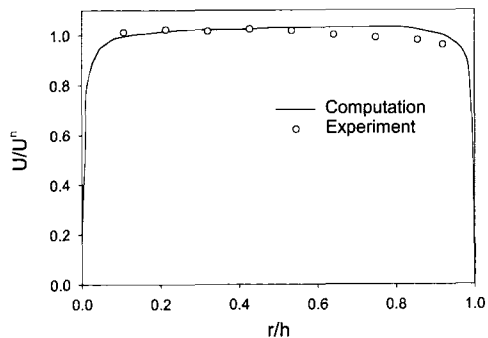
Fig. 4 Test rigs for axial turbine blade

정체부의 직경은 900mm이며 블로워의 진동이 시험부에 전달되지 않도록 블로워 출구와 디퓨저 사이에 캔버스를 사용하였다. 수축부의 길이는 1000mm이며 터빈의 케이싱에 맞추어 300mm의 직경으로 축소된다. 터빈시험장치의 허브 직경이 206.5mm이므로 환형 형상을 만들기 위하여 Fig. 4에서 보여주는 것과 같은 아크릴로 주조한 콘형의 형상을 수축부에 삽입하였다. 콘형의 형상에 의하여 터빈입구에서의 유동은 원주방향과 반경방향으로 균일한 유동이 얻어지는지를 측정하였다.

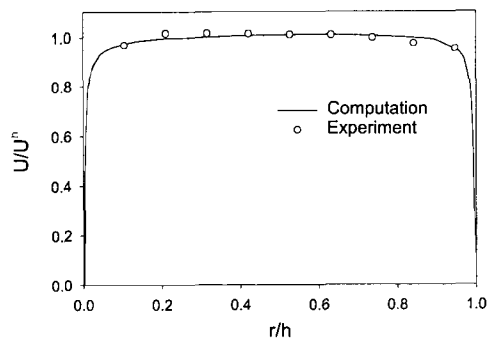
측정부는 360도 회전이 가능하도록 제작되었으며 Fig. 5는 정익 앞 $x/D_o=0.135$ 에서 (수축부의 끝에서 유동방향으로 $x/D_o=0.323$) Kanomax의 IHW-100의 1형 열선유속계로 측정된 결과와 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 CFD에 의하

여 얻은 축방향 속도와의 비교를 보여주고 있다. $r/h=0$ 의 위치가 허브축의 위치가 되며 유속이 30m/sec와 40m/sec인 경우에 난류강도는 0.7% 이하를 나타내었다.

3차원 익형의 성능시험은 터보블로워의 성능에 따라 저속에서 행하여졌으며 블로워의 풍량과 터빈에서의 출력에 따라 여러 회전속도에서 성능평가가 가능하였다. 정익은 디스크와 익형이 일체형으로 제작되었으며 동익은 여러 다른 형상에 대하여 시험이 가능하도록 디스크에서 분리할 수 있도록 제작되었다. 케이싱과 동익간의 틈간극은 전체 회전위치에서 0.25mm이하로써 익형의 높이에 비하여 0.5%이하의 틈간극이 유지되도록 제작되었다. 로터에서는 입사각의 변화에 대한 시험을 위하여 여러개의 디스크를 제작하여 엄밀한 각도조절이 되도록 하였다.



(a) 30 m/sec



(b) 40 m/sec

Fig. 5 Axial velocity profiles along spanwise direction

동익의 효율을 평가하기 위하여 로터의 회전수 제어 및 터빈의 출력을 측정하기 위하여 Fig. 6에서 보여주는 바와 같이 다이내모메타를 시험장치의 뒷부분에 설치하였다. 로터와는 축 사이에 커플링을 사용하여 직결방식으로 조립하였다. 다이내모메타는 직류전류의 조절에 의하여 에디전류방식의 전기적인 제동을 발생시켜 토오크와 회전속도의 조절이 가능하도록 하였으며 3600RPM에서 최대 7.5마력의 출력을 얻게된다. 출력의 측정 정밀도는 1.5급 이상이며 최대 토오크는 250kgf·cm 이다. 토오크 검출기의 로드셀은 $\pm 0.5\%$ 이하의 정밀도를 갖고 있다. 압력의 측정은 PSI9010의 스캐너식 측정장치와 FCO510의 마이크로마노메타를 사용하였으며 두 장치의 정밀도는 0.25%이하이다.



Fig. 6 View of turbine performance test apparatus

2.4 시험결과

터빈의 시험을 위한 공기력 발생장치로는 풍동을 사용하였으므로 다이내모메타에서 출력을 측정하는 양에 따라서 터빈입구에서의 속도와 압력이 미세하게 달라지는 현상이 발생된다. 터빈 입구에서의 공기량은 터빈에서의 축방향 속도와 밀접한 관련이 있으므로 설계 시 설정한 입사각과 유동각에 따라서 정익과 동익이 작동되는지를 확인하여야 한다. 이것을 정확히 만족시키면 설계점에서의 작동상태가 된다. 따라서 설계점으로 설정된 입사각과 같은 위치로 동익을 디스크에 고정하고 터빈 입구에서의 축방향

속도를 설계점으로하여 1800RPM에서 최고의 효율이 나오는지 확인하여야 한다.

Fig. 7은 설계점과 같은 입사각으로 설정된 상태에서 여러 회전수와 출력의 변화에 따른 터빈 입구에서의 공기력에 대한 출력의 비를 보여 주고 있다. Fig. 7의 각 선도에서의 값은 터빈 입구에서의 공기력으로 단위는 kW이다. 공기력과 출력의 비는 효율과 같은 의미를 나타낸다. 하지만 설계 시에 예측한 Table 1에서의 효율은 터빈 출구에서의 유용한 에너지를 고려하여 계산된 효율이기 때문에 실험에서 나온 결과와는 다른 값을 나타낸다. 이와 같이 유용한 에너지를 효율에 고려하느냐 혹은 하지 않느냐는 효율을 정의하기에 따라 다르겠지만 단순히 단단의 터빈의 경우에는 출구로 나가는 유용 에너지는 의미가 없으므로 고려하지 않는 것이 사용자에게 보다 정확한 의미를 준다. 하지만 단단 터빈의 경우에서 일부 단을 계산하는 경우에는 당연히 뒷단에서 유용한 에너지를 활용하므로 출구에서의 유용에너지를 고려하여 효율을 계산하여야 한다.

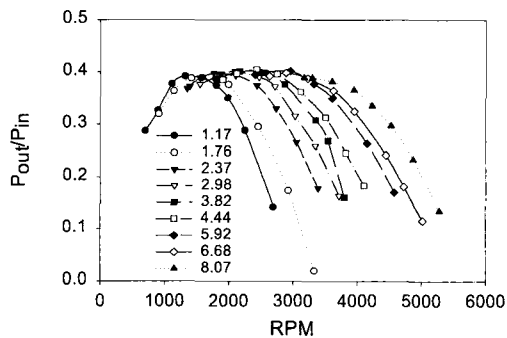


Fig. 7 Output power with various RPM (designed incidence angle)

Fig. 7에서 공기력이 2.98kW의 경우에는 축방향 속도가 40m/sec를 나타내었으며 공기력이 2.37kW인 경우에는 36.5m/sec를 나타내었으므로 이 범위가 설계점에 가까운 영역이 된다. 따라서 두 곡선(역삼각형의 심분을 가짐)의 변화를 보면 설계점과 같은 1800RPM 영역에서 최고의 효율이 얻어짐을 알 수 있다. 그러므로 본

연구에서 선택한 설계변수의 값은 상당히 정확하다는 것을 알 수 있다.

공기력의 증가에 따라 축방향 속도도 증대하여지는데 공기력이 8.07kW가 되는 경우에는 55.5m/sec가 되어진다. 따라서 설계되어진 익형에서 최고 효율을 얻기 위하여서는 회전속도의 증가가 필요하게 된다. Fig. 7의 결과를 보면 공기력의 증대와 함께 최고 효율점의 위치도 회전속도와 함께 증가하고 있음을 알 수 있다. 다이내모미터에서 측정하는 출력은 설계된 속도삼각형을 만족하게 되면 공기력에 비례하여 출력을 얻게되며 최고효율의 값은 비슷함을 알 수 있다. 이는 앞서 언급한 것처럼 출구에서의 유용 에너지를 고려하지 않았으므로 출구에서의 유용 에너지는 다르지만 같은 속도 삼각형으로 작동되어지고 있으므로 회전수가 높은 상태가 출력이 크고 공기력에 따라 측정하는 상태도 동일하므로 공기력과 출력과의 비는 동일하다.

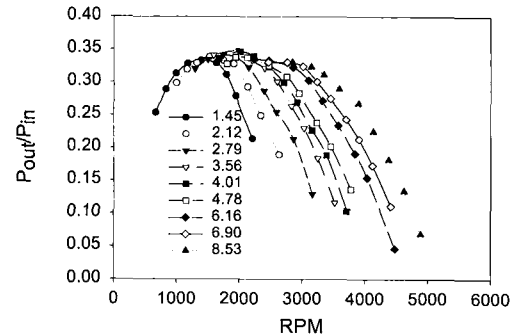


Fig. 8 Output power with various RPM ($\alpha=-7.5^\circ$)

Fig. 8는 설계점으로 설정된 상태보다 동익을 7.5도 회전시켜 디스크에 장착한 경우이다. 따라서 동익의 입사각은 영에 가까워지게 되므로 입사각이 없이 동익 입구에서 유동을 형성한다. 이럴 경우 익형주위의 유동은 복잡하지 않지만 압력면과 흡입면 주위를 흐르는 유동의 속도차가 적어져서 익형의 부하가 적어진다. 따라서 비슷한 공기력에 비하여 터빈에서 얻어지는 출력은 익형부하와 직접적인 관계가 있으므로 저하하게 된다. 앞서의 설계된 입사각에 비하여 출력값은 5%정도 저하가 발생되어짐을 알 수

있다.

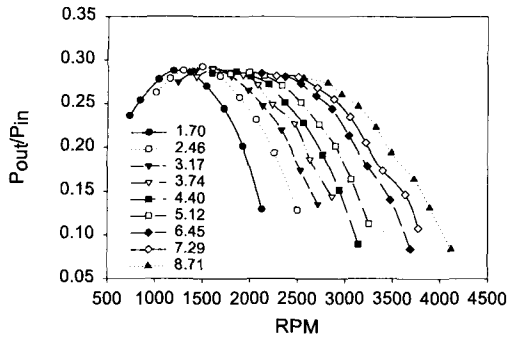


Fig. 9 Output power with various RPM ($\alpha=-15^\circ$)

Fig. 9는 설계되어진 입사각보다 15도 회전하여 시험한 결과를 보여주고 있다. 따라서 동일한 입사각이 음의 값이 되어져 흡입면으로 흐르는 유동에서의 속도가 상당히 감소되어져 익형의 부하가 입사각이 있는 경우에 비하여 상당히 떨어지게 된다. 설계된 입사각에서의 출력보다 10%정도의 효율감소가 발생되어졌음을 알 수 있다. 입사각의 변화에 출력이 상당히 민감하게 작용되고 있음을 실험의 결과를 통하여 알 수 있다. 반동터빈의 경우 입사각이 -15° 에서 $+15^\circ$ 내의 범위에서는 형상손실에 차이가 없다고 하였으나^[9] 실험의 결과에서 보여주는 바와 같이 입사각 변화에 따라 출력의 변화 뿐만 아니라 효율의 감소가 크게 발생되고 있음을 알 수 있다.

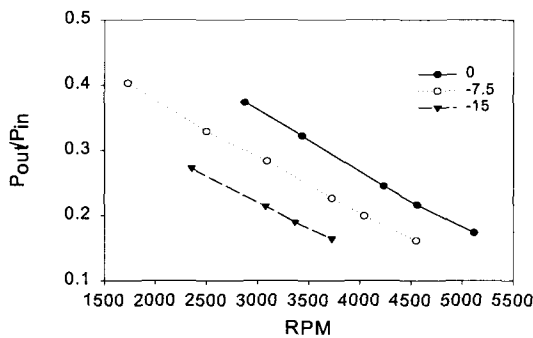


Fig. 10 Efficiency with constant 1.4kW turbine power

Fig. 10의 경우는 설계점으로 설정한 터빈의 출력을 기준으로 입사각의 변화에 대한 효율변화를 보여주고 있다. 실험에서는 블로워의 특성으로 터빈에서의 출력을 일정하게 고정할 수가 없으므로 정확히 설계점의 출력(1.4kW)과 같은 상태에서 실험을 하는 것이 곤란하였다. 따라서 앞서 얻은 일정 공기력의 실험결과를 보간법으로 계산하였다. Fig. 10의 결과는 설계점 회전수인 1800RPM으로 가면서 공기력 대비 최대출력이 발생되어질 수 있는 경향을 보여주고 있다.

3. 결론

기존의 실험에서는 케이스케이드의 상태에서 실험을 수행하였으나 본 연구에서는 3차원 회전장치를 부착한 실험장치를 개발하였다. 본 장치에서는 출력 및 회전수의 제어가 가능하도록 제작되었으므로 케이스케이드의 실험에서 얻었던 결과보다는 향상된 결과를 얻게 되었다.

3차원 터빈설계 시 선택한 설계변수의 값에 의하여 설계 및 제작된 터빈이 설계점에서 최대의 효율값을 나타내므로 설계 시 선택한 설계변수의 값은 올바르게 선정된 것이며 이 설계변수들의 값들은 타 모델의 터빈설계 시 적용가능한 값이 된다.

반동터빈의 경우 입사각이 -15° 에서 $+15^\circ$ 내의 범위에서는 형상손실에 차이가 없는 것으로 알려져 있으나 실험의 결과에서는 입사각이 음의 값으로 가면서 공기력대비 출력이 입사각의 감소에 비례하여 줄어들었으며 효율은 입사각이 7.5° 씩 줄어들게 되면 5%씩 줄어들었다.

후기

본 연구결과는 산업자원부의 에너지관리공단에서 지원한 2000 에너지기술 학술진흥사업과제(과제번호: 99E-ID-03-P05)에 의해 수행된 결과이며 본 연구가 수행될 수 있도록 도움을 주신 관계자분들께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Cofer, J. I., Reinher, J. K. and Summer, W. J., "Advances in Steam Path Technology," GER- 3713D, 1993, pp.1~25
2. Engeli, M., Zollinger, H. J. and Allemann, J. C., "A Computer Program for the Design of Turbomachinery Blades," 1978, ASME 78-GT- 36
3. Pritchard, L. J., "An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model," 1985, GT-85 -219
4. Cho, S. Y., Oh, K. S. and Choi, B. S., "Study of Design Parameters for Designing an Axial Turbine Blade Geometry," Proceedings of the 8th Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, Vol. 1, 2000, pp.222~228
5. Demeulenare, A. and Braembussche, R., "Three-Dimensional Inverse Method for Turbo- machinery Blading Design," J. of Turbo- machinery, Vol. 120, 1998, pp.247~254
6. Jiang, J. and Dang, T., "Design Method for Turbomachine Blades with Finite Thickness by the Circulation Method," J. of Turbomachinery, Vol. 119, 1997, pp.539~543
7. 김동식, 조수용, "회전부를 장착한 3차원 축류형 터빈 시험장치 개발," 한국항공우주학회 춘계발표논문집, 2001, pp.178-183
8. Glassman, A. J., "Computer Code for Preliminary Sizing Analysis of Axial-Flow Turbines," 1992, NASA-CR-4430
9. Cohen, H., Rogers, G.F.C. and Saravanamuttoo, H.I.H., "Gas Turbine Theory," Third edition, Longman Scientific & Technical, 1993
10. Stewart, W. L. and Glassman, A. J., "Blade Design," 'Turbine Design and Application' Vol. 2, NASA, 1973
11. Glassman, A. J., "Users Manual and Modeling Improvements for Axial Turbine Design and Performance Computer Code TD2-2," 1992, NASA-CR-189118
12. Carter, A. F., Pratt, M. and Lenberr, F. K., "Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Turbine," 1967, NASA- CR-1181
13. Wilson, G. W. and Korakianitis, T., "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines," 2nd edition Prentice Hall, 1998
14. Dunavant, J. C. and Erwin, J. R., "Investigation of a Related Series of Turbine-Blade Profiles in Cascade," 1956, NACA-TN-3802
15. Perdichizzi, A. and Dossena, V., "Incidence Angle and Pitch-Chord Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade," J. of Turbomachinery Vol. 115, 1993, pp.382~391