

부분분사 소형 축류형터빈에서 현절비와 노즐유동각이 성능에 미치는 연구

조종현* · 안국영** · 조수용***

Effect of Flow Angles at Nozzle and Solidities on a Partial Admitted Small Axial-Type Turbine

Chong-Hyun Cho* · Kookyong Ahn** · Soo-Yong Cho***

ABSTRACT

Performance characteristics on a partially admitted small axial-type turbine are experimentally studied with changing design parameters, such as exit flow angles at the nozzle and solidities at the rotor. The tested turbine consists of a single-stage and its mean radius is 35 mm. In this experiment, three different solidities and four different nozzle flow angles are applied to find the optimal design parameter. For a comparison of the turbine performance, the net specific output powers are evaluated. For a 3.4% partial admission rate, the best performance is obtained when the rotor solidity is at 2.18, which is increased to 74% compared to the solidity at full admission.

초 록

본 연구에서는 부분분사에서 작동하는 소형 축류형 터빈에서, 중요한 설계변수인 노즐에서의 출구유동각과 동익에서의 현절비를 변경하였을 때 발생하는 성능변화에 대하여 실험적인 연구를 수행하였다. 성능시험에 사용된 터빈은 단단으로 구성되며 로터의 평균반경은 35mm 였다. 실험에서 최적의 설계변수를 찾기 위하여 세 가지의 현절비와 네 가지의 노즐에서의 출구유동각을 적용하였다. 터빈에서의 전체적인 성능평가를 위하여 총비출력으로 비교하였으며, 부분분사율이 3.4%인 경우에 동익에서의 현절비가 2.18일 때 최고의 성능이 얻어졌다. 이 값은 전분사 시에 적용되는 최적의 현절비에 비하여 74%나 증가한 결과이다.

Key Words: Partial Admission(부분분사), Small Axial-Type Turbine(소형 축류형터빈), Flow Angles at Nozzle(노즐유동각), Solidity(현절비), Performance Test(성능시험)

† 2008년 7월 20일 접수 ~ 2008년 12월 2일 심사완료

* 정회원, 경상대학교 항공우주공학과 대학원

** 정회원, 한국기계연구원, 환경기계연구부

*** 종신회원, 경상대학교 항공기부품기술연구센터
연락처, E-mail: sycho@gnu.kr

1. 서 론

터빈에서의 부분분사는 작동조건에 따라서 전

분사보다도 유리한 경우가 있다. 즉, 터빈에서 높은 토크를 얻기 위하여서는 터빈의 평균반경이 커져야 한다. 하지만 작동 질량유량이 적은 경우에, 전분사를 위하여 익형의 높이를 줄이게 되면 평균반경이 줄어들게 되므로, 부분분사를 하는 것이 토크의 증가에 장점이 있을 뿐만 아니라, 익형의 높이를 줄이는 경우에는 시스템의 변경에 따른 비용의 증가와 유로에서 손실이 증가하는 단점도 있다. 또한 높은 압력에서 작동하는 터빈에서 감소된 출력을 얻고자 하는 경우에 팽창비를 조절하는 것보다, 분사면적으로 조절하는 것이 효과적이다. 특히 터빈의 평균반경이 100 mm 이하인 마이크로터빈에서 적은 질량유량으로 작동하는 경우에는 손실의 감소를 최소화하기 위하여 부분분사가 유리하다.

부분분사에 대한 실험적 연구로는 Robert et al.[1]이 가스터빈에서 노즐의 분사면적을 120° 와 180° 로 조절하면서 분사량에 따른 출력의 변화를 실험적으로 연구하였으며 출력은 분사면적이 180° 보다 적어지게 되면 급격히 감소함을 보였다. Bohn et al.[2]은 다단터빈에서 제어단과 cross-over channel에서 부분분사량을 60%, 50%, 40%로 조절하면서 유동현상, 속도분포, 유동각 및 압력을 측정하였으며, 원주방향으로 측정된 값에 차이가 발생함을 보여주었다. Boulbin et al.[3]은 분사노즐을 회전하고 동익을 정지하여 부분분사의 효과를 얻었으며, 익형은 부분분사가 시작되어지는 지점에서 피치방향으로의 힘은 줄어들었다가 이 영역을 지나면서 피치방향의 힘은 급격하게 증가함을 보였다. 하지만 부분분사의 영역에서는 일정한 힘을 유지하다가 부분분사가 끝나가는 지점에서 다시 최고치의 힘이 발생되어짐을 보였다.

He[4]는 2차원 운동방정식을 이용하여 부분분사에 따른 비정상상태를 해석한 결과 부분분사에 따른 원주방향의 비 균일한 유동은 효율에 크게 영향을 미치고 있음을 보여주었다. 하지만 다단인 경우에는 비 균일한 유동이 유동의 확산에 의하여 급격히 소멸되어감에 따라 첫 번째 단 이후에는 부분분사의 방법에 따라 효율의

차이가 없게 됨을 보여주었다. Bohn et al.[5]은 다단터빈에서 형상의 변화에 따른 효율의 변화를 얻었는데 전분사의 경우에는 형상에 따른 효율의 차이는 크게 나타나지만 부분분사의 경우에는 형상에 의한 영향보다도 부분분사량의 변화가 효율에 많은 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek et al.[6]은 부분분사량을 조절하면서 축방향의 거리, 속도비, 부분분사의 위치 등에 대하여 실험을 수행하였으며 노즐과 동익 간의 간격이 줄어들수록 효율은 증대하며 부분분사량이 감소할수록 효율과 속도비의 최적값이 감소하게 됨을 보였다. 이상의 결과들로부터 부분분사에서 작동하는 터빈의 효율은 부분분사량에 따라 좌우됨을 알 수 있다. 부분분사에 따른 성능예측에 관한 연구를 Cho et al.[7]에 의하여 수행하였다.

Epstein et al.[8]은 마이크로터빈의 개발과 관련된 여러 기술의 연계성에 대하여 상세히 제시하였으며, Peirs et al.[9]은 동익의 직경이 10 mm인 축류형터빈을 개발하였다. Isomura et al.[10]은 외경이 10mm인 원심압축기와 반경류형 터빈으로부터 100W의 출력을 얻었으며, Kang et al.[11]은 직경 12 mm의 원심압축기 임펠러를 개발하였다. 하지만 제한된 질량유량으로 인하여 부분분사에서 작동되는 소형터빈에서의 손실메카니즘은 전분사에서 예측된 손실모델과는 다르기 때문에, 전분사에서 제시된 최적의 설계변수를 바로 적용할 수는 없다. 따라서 본 연구에서는 성능과 관련된 중요한 설계변수인 현절비와 노즐에서의 유동각에 대한 최적의 설계변수를 확인하고자 세 가지의 현절비와 네 가지 노즐에서의 유동각을 변경하면서 성능시험을 수행하였으며, 부분분사에서 작동하는 소형터빈에서의 최적 설계변수를 제시하고자 한다.

2. 실험장치

2.1 로터 및 노즐

세 가지의 현절비(σ)를 가지는 로터를 노즐 출

Table 1. Geometric parameters of the tested rotors

Parameters \ Types	A	B	C
No. of blades (N)	28	30	34
Mean dia. (D_m : mm)	70	70	70
Pitch at mean dia. (s : mm)	7.85	7.33	6.47
Chord (c : mm)	20.0	16.0	12.0
Solidity (σ : c/s)	2.55	2.18	1.85
Blade height (h : mm)	20	20	20
Aspect ratio (h/c)	1.0	1.25	1.67
Blade angle at suction (β_s)	55.0°	55.0°	55.0°
Blade angle at pressure (β_p)	48.8°	48.4°	48.6°
Blade thickness (t : mm)	5.08	4.35	3.64
Leading and trailing edge thickness (t_{le} and t_{te} : mm)	1.5	1.5	1.5



Fig. 2 Picture of a B-type rotor

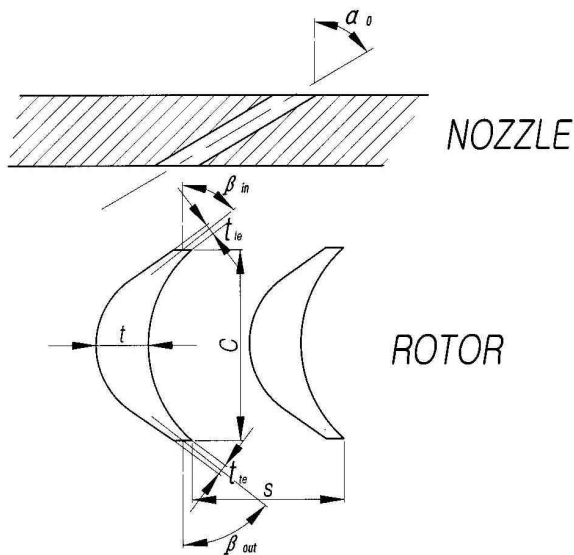


Fig. 1 Definition of geometric parameters

구에서의 네 가지 다른 유동각(α_0)에서 작동하도록 하여 성능을 측정하였다. 세 가지 로터들의 외경과 동익의 높이(h)는 일정하며, 동익의 유로 산술평균직경(D_m)은 70mm 이다. 현절비의 변경은 피치(s)와 코드(c)를 변경하여 얻어졌으며, 가

장 작은 현절비는 1.85 이다. 반면에 가장 큰 현절비는 2.55로 설정하였으며, 두 현절비의 중간인 2.18까지 하여 세가지의 현절비가 선정되었다. Table 1은 각 로터의 사양을 보여주고 있으며, Fig. 1은 로터에서의 익형과 노즐의 형상 및 기하학적인 변수를 보여주고 있다. 터빈은 초음속에서 작동하므로 이에 맞도록 초음속 터빈으로 설계되었으며 입출구는 동일한 형상이다. Fig. 2는 B-type의 로터 형상을 보여주고 있다. 실험용 로터 중에서 A-type의 로터가 가장 긴 코드를 가지므로, 가장 큰 현절비를 가지며 반면에 형상비(h/c)는 가장 적다. 각 로터는 부분분사에서 작동함으로 팁에서의 팽창에 따른 손실을 없애기 위하여 모두 쉬라우드 터빈으로 제작되었으며, 부분분사율은 노즐에서의 유동각이 75° 일 때 3.4%를 나타내었다. 부분분사율은 축에 수직한 단면을 기준으로 노즐에서의 면적과 로터에서의 유로면적의 비로 구하여진다.

노즐은 Fig. 1에서 보여주는 것과 같이 직선형으로 제작되었으며, 단면은 5mm의 직경을 갖는 원형으로 제작되었다. 노즐 출구에서의 유동각(α_0)은 축방향과 유동방향과의 사이각으로 정의되었으며, 노즐은 노즐블록 내에 설치되었다. 실험을 위하여 네 가지의 노즐블록이 제작되었으며, 노즐에서의 출구유동각은 75°, 65°, 55° 및 45°로 설정되었다.

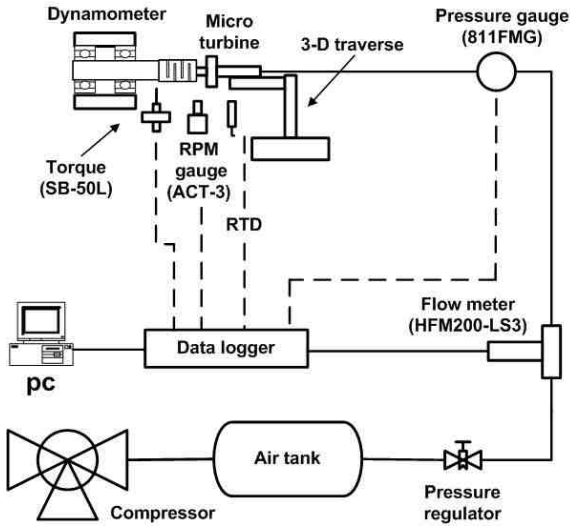


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2. Degree of accuracy and models of measuring instrument

Measuring instruments	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM201	Less than 0.5% at %FS 1500 L/min air
	Hastings Instruments	
Loadcell	SN-50L	±0.03% Max. 500N
	CAS	
RPM gauge	ACT-3	±0.0015% Max. 100,000 RPM
	Monarch	
Pressure gauge	811 FMG Sensotec	Less than 0.25% at % FS 150 psi gauge
DAQ	34970A	0.0035%

2.2 측정장치

Figure 3는 터빈성능 시험을 위한 실험장치의 개략도를 나타내며, 실험 시에 노즐입구에 설치된 압력조정기에 의하여 절대압 570 kPa로 유지되었다. 터빈의 성능을 평가하기 위하여 전압력과 전온도를 노즐의 입구에서 측정하였으며, 작동공기의 질량유량을 측정하기 위하여 작동공기 공급관에 유량계를 설치하였다. 터빈에서 얻어지는 출력은 와전류형의 소형동력계를 사용하여

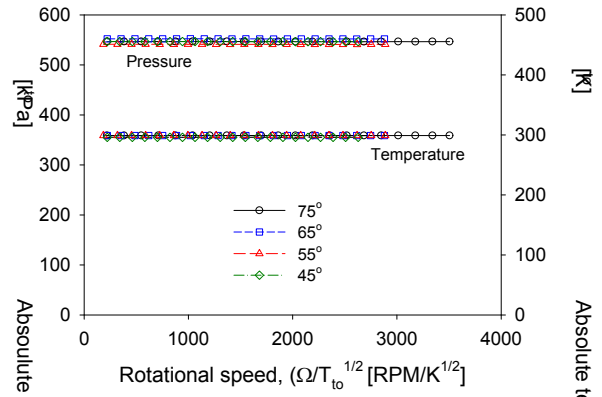


Fig. 4 Total pressure and total temperature at the nozzle inlet when various nozzles are applied

측정하였으며, 터빈의 회전수와 작동 토크도 동시에 측정하였다.

터빈을 가동한 후의 작동공기는 재 사용없이 대기로 바로 배출되므로 입력은 입구압력과 출구압력을 기준으로 평가하였다. Table 2는 측정에 사용된 장비의 사양을 보여주고 있다. 동력계에서 얻어지는 출력의 정확도는 ±2.0% 이내였으며, 토크의 측정 정확도는 최대 작동토크에서 ±1.5% 이내를 나타내었다. 터빈의 정효율 평가에 대한 95% 불확도는 최대효율에서 ±2.5%로 평가되었으며, 실험에서는 각각의 실험을 5번 씩 수행한 후 평균하여 실험의 반복적 정확도를 향상하였다

3. 결과 및 검토

터빈의 성능시험에서 터빈의 회전수를 제어하는 동력계를 이용하여 여러 탈설계점에서 터빈의 출력을 측정하였으며, 측정 시에 터빈의 출력과 직접적인 관련이 있는 입구의 조건은 반복 실험에서 동일조건이 유지되도록 하였다. 터빈이 작동되어 회전수의 변화가 발생되어도, 노즐입구에서의 전압력과 전온도의 변화폭은 ±0.8% 이내로 유지되었음을 Fig. 4에서 보여주고 있다. 이러한 이유는 노즐 통로면적이 노즐챔버의 공간에 비하여 상당히 적으므로 노즐챔버는 작동공기의 저장고와 같은 역할을 하였기 때문이다. 아

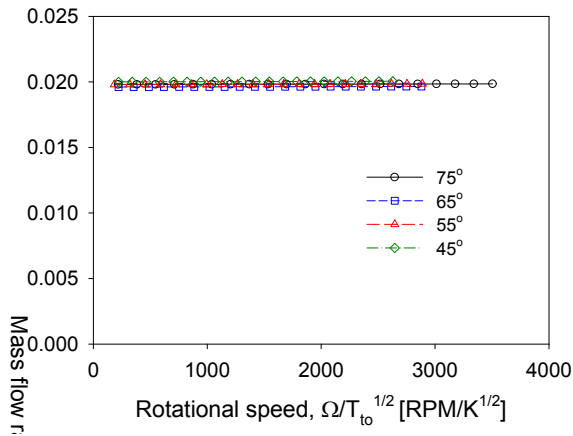


Fig. 5 Variation of mass flow rate when various nozzles are applied

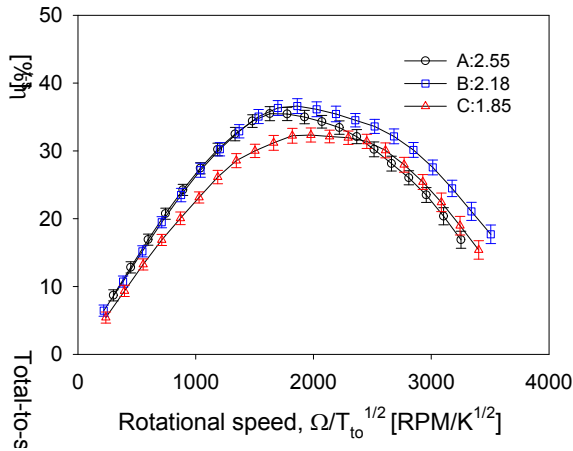


Fig. 6 Variation of the total-to-static efficiency when the flow angle at the nozzle is 75°

올러 작동 질량유량의 변화폭은 ±1.2% 이내로 유지되었음을 Fig. 5에서 보여주고 있다. 이러한 것은 질량유량의 제한을 위하여 노즐이 초크상태에서 작동하도록 노즐의 통로면적을 제한하였기 때문이다.

$$\eta_{t-s} = \frac{T_q \Omega + Loss}{\dot{m} c_p T_{t0} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_{t0}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

터빈의 정효율은 식(1)의 방법으로 평가되었으며, 이를 위하여 작동 토크(T_q), 질량유량(\dot{m}), 입

구에서의 전압력(P_{t0}) 과 전온도(T_{t0}), 출구에서의 정압력(P_2), 터빈의 회전수(Ω)와 측정장치에서 발생하는 동력손실(Loss)이 측정되었다. 앞서 언급한 바와 같이 터빈을 가동한 작동유체는 대기로 바로 배출되므로 출구에서의 압력은 대기압력으로 선정하였다. 이럴 경우에 효율선도는 입구와 출구에서의 조건이 동일하므로 출력선도와 동일한 경향을 나타낸다. 하지만 효율은 측정장치에서의 베어링, 동력계의 회전판에 의한 추가질량으로부터 발생하는 손실을 보상하여 구하였다. 측정장치에서 발생하는 손실은 장치에 따라 다르므로 본 연구에서는 고속모터와 파워미터를 사용하여 측정장치에서 발생하는 손실을 측정하였으며, 손실은 회전수에 따라 증가하는 것으로 식(2)와 같이 얻어졌다.

$$Loss [W] = 1.44 \times 10^{-4} \Omega^{4/3} \quad (2)$$

Figure 6은 세 가지의 현절비에 따른 정효율의 변화를 작동회전수와 함께 보여주고 있으며, 횡축의 작동회전수는 노즐 입구에서 측정된 전온도에 의하여 보정된 수치로 나타나 있다. 각 터빈들은 노즐 출구에서의 유동각이 75°인 상태에서 작동하였으며, 현절비는 로터의 평균반경에서 구하여진 값이다. 정효율의 선도에서, 현절비가 2.18인 B-type의 로터가 가장 양호한 결과를 나타내었다, 따라서 낮은 부분분사에서 작동하는 축류형터빈에서 최적의 현절비는 2.18 근처에 있음을 알 수 있다.

실험으로 얻어진 최적의 현절비는 전분사에서 작동하는 터빈에서의 최적 현절비보다는 크다. 일반적으로 최적의 현절비는 로터에서 작동가스의 상대적인 유동각으로 부터 얻어질 수 있다. 만일 실험에 사용된 로터가 전분사에서 작동한다고 하면 최적의 현절비는 1.25 정도가 될 것이다. 하지만 부분분사에서 작동하는 경우에는 2.18 근처의 값을 나타내었으므로, 전분사를 기준으로 설계된 로터의 현절비를 변경하기 위하여서는 익형의 개수를 증가하여 피치를 줄여주는 방법이 적절할 것이다. 특히, 터빈이 낮은 부

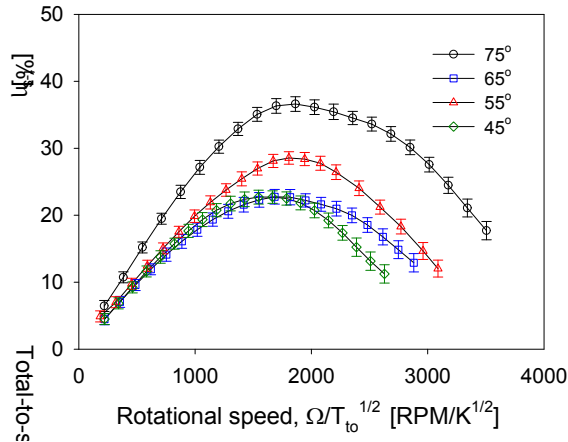
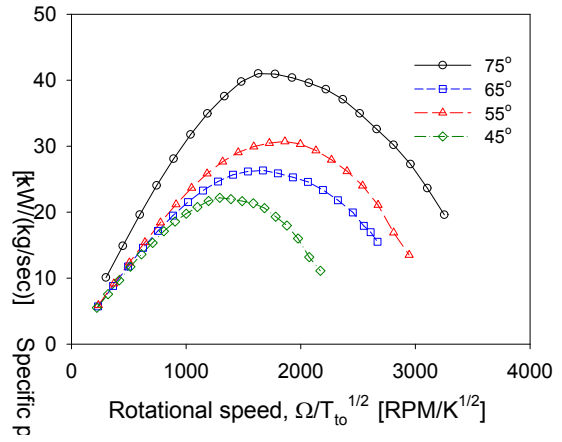


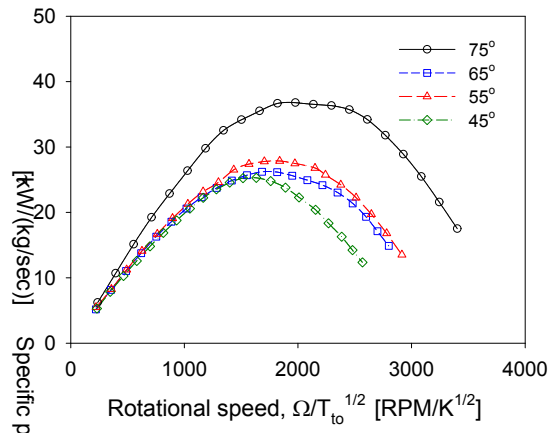
Fig. 7 Variation of total-to-static efficiency on the B-type rotor when the flow angle at the nozzle is varied

분분사울에서 작동한다고 하면 작동가스는 로터의 원주방향 유로에서 일부분만 작동하게 될 것이다. 만일 로터의 피치가 작동가스의 영향을 받는 영역(active region)과 작동가스가 영향을 받지 않는 영역(inactive region)에 걸쳐 있으면 작동가스는 영향을 미치지 못하는 영역으로 단순히 팽창만 하고 배출되므로 터빈의 출력에 도움이 되지 못한다. 따라서 피치의 줄임은 작동가스의 영향을 받는 피치영역을 확대하게 되므로 터빈에서의 출력증가에 도움이 될 것이다. 하지만 너무 작은 피치는 오히려 익형과 익형간의 거리가 줄어들어서 유로에서의 손실을 증가하게 되므로 적절한 현절비의 선정이 필요함을 알 수 있다.

B-type 로터에서 노즐 출구에서의 유동각을 변경할 때에 얻어지는 정효율의 선도를 Fig. 7에서 보여주고 있다. 노즐에서의 유동각이 75°인 경우에 가장 양호한 정효율을 얻었으며, 이 유동각이 줄어들게 되면 효율의 감소가 발생되었다. 노즐의 유동각을 65°, 55°, 45°로 설정하여 실험한 결과에서는 노즐에서의 유동각이 55°인 경우가 다른 두 경우에 비하여 높은 정효율을 나타내었다. 이 결과로부터 부분분사에서 작동하는 터빈의 경우 작동가스로부터 얻어지는 터빈에서의 충동력이 출력에 상당히 큰 영향을 미치는 것으로 판단되어진다. 하지만 터빈에서 발생하는



(a) A-type rotor



(b) C-type rotor

Fig. 8 Variation of specific output power with various flow angles at the nozzle

손실의 증가보다는 충동력의 증가가 큰 경우에만 의미가 있다. 터빈이 부분분사에서 작동하게 되면 노즐에서 작동가스가 영향을 미치지 못하는 영역에서는 오히려 터빈이 회전을 하면서 작동가스를 노즐이 영향을 미치는 영역으로 가져오게 되어, 터빈이 정상적인 작동상태에 도달하기까지 터빈이 가져온 가스를 노즐에서 분사되는 가스가 몰아내어야 하는 혼합손실이 발생된다. 또한 노즐에서 분사되는 작동가스가 터빈의 출력과 관련 없는 영역으로 팽창되는 팽창손실이 있으므로 이러한 손실들이 노즐의 유동각의 변경에 따라 증가하는 정도가 터빈에서 얻어지는 작동가스에 의한 충동력보다 작아지는 경우에 효율은 증가하게 된다.

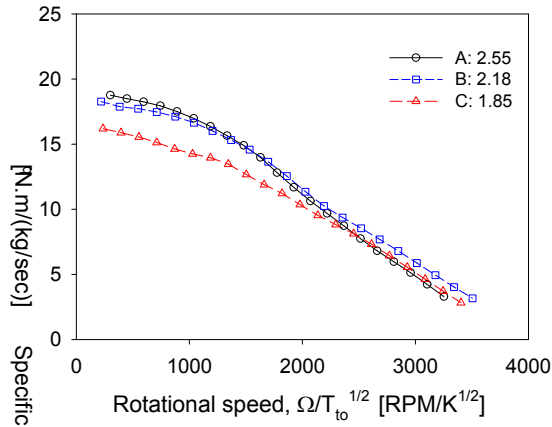
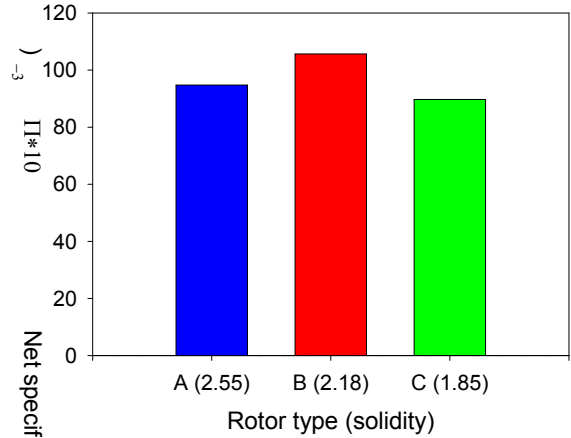


Fig. 9 Variation of specific output torque when the flow angle at the nozzle is 75°

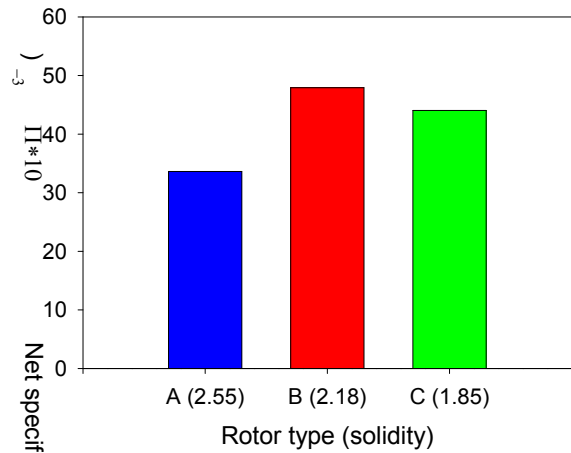
터빈이 작동하는 경우에 속도삼각형으로부터 동익에서의 입사각을 결정할 수 있는데, B-type 로터에서, 노즐 출구에서의 유동각이 65°, 55°, 45° 인 경우에 각각의 최고 효율점에서 이들의 입사각은 2.4°, -10.9°, -23.2° 가 얻어졌으며, 특히 노즐 출구에서의 유동각이 55° 인 경우에 터빈에서의 손실과 총동력이 상호조정되면서 가장 양호한 정효율을 얻었다. 전분사에서 작동하는 터빈의 경우에 최적의 입사각은 5° 정도 이므로 따라서 부분분사에서 작동하는 터빈에서의 최적의 입사각은 줄어들었음을 알 수 있다.

Figure 8은 A-type 로터와 C-type 로터에서 얻어진 비출력(τ)의 선도를 나타내는데, 비출력은 노즐에서의 출구유동각에 의하여 크게 영향을 받음을 알 수 있다. 반면에 현절비의 차이는 비출력에 미치는 영향이 노즐 출구에서의 유동각에 의한 영향만큼 크지는 않다. 즉 A-type에서의 현절비는 2.55이며 C-type에서는 1.85로 변경되었으나 두 로터에서의 비출력의 경향은 비슷하게 나타나고 있다.

작동 토크를 질량유량으로 나누어서 얻어진 비토크 선도를 Fig. 9에서 보여주고 있다. 노즐 출구에서의 유동각은 75° 로 설정되었으며, 질량유량이 동일하므로 비토크 선도의 경향은 작동토크의 경향과 동일한 경향을 나타낸다. 최고의 비토크는 회전속도가 줄어들었을 때 A-type 로터에서 얻어졌다. 이러한 이유는 현절



(a) with 75° flow angle at the nozzle



(b) with 45° flow angle at the nozzle

Fig. 10 Net specific output powers with various rotor solidities

비의 변경을 위하여 코드를 변경하였는데, A-type 로터의 경우가 가장 큰 코드를 가지고 있기 때문이다. 토크는 원주방향으로 가하는 힘으로써 이 방향으로의 면적과 직접적인 관련이 있다. 따라서 큰 코드를 가진 A-type에서 높은 토크를 보여주는 것은 당연하나, B-type에서 얻어진 토크의 결과에 비하여 아주 조금 증가한 결과를 보여주고 있다. 이러한 것은 코드의 증가는 내부 유로손실의 증가를 동반하기 때문이다.

소형터빈의 성능을 비교하는데 Fig. 8과 같은 비출력의 결과는 토크나 회전수와 관련이 없

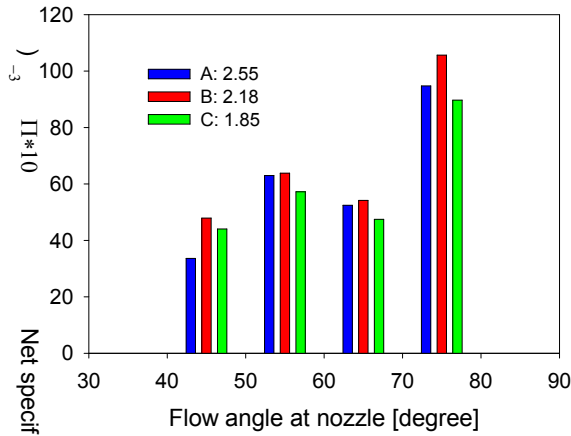


Fig. 11 Net specific output power according to rotor types when flow angles at the nozzle are varied

으므로 터빈의 전체적인 작동성을 비교하는데에는 충분하지 못하며, 어느 일정한 회전수에서만 비교를 하는 경우에만 의미를 가지게 된다. 즉, 소형터빈을 베인타입 회전체를 대체하여 적용되기 위하여서는 높은 회전수뿐만 아니라 높은 토크도 얻어져야 한다. 높은 토크는 가공성을 향상하며, 높은 회전수는 작업성을 향상한다. 따라서 회전수와 토크를 동시에 고려하기 위하여 총비출력(Π)으로 비교한다. 총비출력은 비출력(τ)을 회전수(Ω)로 적분한 값으로 식(3)과 같이 얻어진다.

$$\Pi \left[\frac{kW \times \Omega}{m \times T_{i0}^{0.5}} \right] = \int_0^{\Omega_{\max}} \frac{\tau}{T_{i0}^{0.5}} d\Omega \quad (3)$$

현절비가 다른 로터에 대한 총비출력의 결과를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 가장 큰 비출력의 결과는 노즐에서 출구유동각이 75°로 설정하였을 때, B-type 로터에서 얻어졌으며 A-type의 로터는 C-type 로터에서 얻어지는 비출력보다 더 큰 비출력을 얻었다. 이는 A-type의 로터가 큰 코드를 가지고 있기 때문이며, 이러한 경향은 노즐에서의 출구유동각을 55°까지 줄이면서 실험한 경우에도 동일한 결과를 보여주었다. 하지만, 노즐 출구에서 유동각이 45°인 경우에는 C-type 로터에서의 총비출력이 A-type 로터에서

얻어진 총비출력보다 크다는 것을 Fig. 10(b)에서 보여주고 있다. 이러한 것은 출구유동각의 감소에 따라 A-type의 로터에서 내부손실이 증가하였기 때문인데, 이는 긴 코드로 인한 손실증가의 증가도 있지만 오히려 피치의 증가에 따라 팽창손실이 증가하였기 때문이다.

노즐에서의 출구유동각에 따른 로터에서의 총비출력의 결과를 Fig. 11에서 보여주고 있다. 최고의 총비출력은 노즐에서의 출구유동각이 75°인 경우에 얻어졌으며, 다른 세 경우의 노즐 출구유동각에서 얻어진 결과보다는 우수한 결과를 나타내었다. 이는 부분분사에 작동하는 터빈에서의 출력은 작동가스의 총동력에 상당히 영향을 받음을 알 수 있다. 하지만 이러한 총동력의 증가도 터빈에서의 손실증가 보다 큰 경우에만 의미가 있으며, 노즐 출구에서의 유동각이 55°인 경우가 65°인 경우에 얻어진 총비출력의 결과보다 크게 나타남이 이러한 현상을 설명한다.

4. 결 론

부분분사에서 작동하는 소형터빈에서 현절비를 다르게 하여, 정효율, 비토크, 총비출력 등을 노즐에서의 출구유동각을 다르게 하여 성능시험을 수행하였다.

3.4%의 낮은 부분분사에 작동하는 소형터빈에서의 최적의 현절비는 2.18 근처 존재하는 것으로 확인되므로, 동일 터빈이 전분사에 작동하는 경우에 적용되는 최적의 현절비에 비하여 74% 정도 증가된 결과를 보여주었다.

작동가스로 부터의 총동력은 부분분사에서 작동하는 터빈에서, 고비출력을 얻는 것과 관련한 성능에 미치는 주요한 인자이며, 노즐에서의 출구 유동각을 55°에서 75°로 증가한 경우에 60%의 총비출력 증가가 발생되었다.

노즐에서의 출구유동각이 65°, 55°, 45°인 경우의 실험결과에서는 유동각의 변화에 따라 내부손실과 총동력이 변경되어져, 55°인 경우가 다른 두 경우에 비하여 높은 비출력이 얻어졌다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술 개발 사업단의 연구비 지원(CH3-101-04)으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Robert C. Kohl, Howard Z. Herzig and Warren J. Whitney, "Effects of Partial Admission on Performance of A Gas Turbine," 1949, NACA Technical Note No.1807
2. Bohn, D., Drexler, Chr. and Emunds, R., "Experimental and Theoretical Investigations into the Nonuniform Flow of a Partial Admission Turbine with a Multistage Blading," VGB Kraftwerkstechnik Vol.73, No.8, 1993, pp.610-608
3. Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., "Nonsteady Flow in the Partial Admission," VDI Berichte NR, 1109, 1994, pp.395-401
4. He, L., "Computation of Unsteady Flow Through Steam Turbine Blade Row at Partial Admission," Proc. Instn. Mech. Engineers, Vol. 211 Part A, 1997, pp.197-205
5. Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines," VGB Power Tech, Vol.2, 1998, pp.49-54
6. Skopek, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage," IMechE 1999 C557/077/99, 1999, pp.681-691
7. 조종현, 조수용, 김수용, 최상규, "부분분사에 의하여 작동하는 축류형터빈의 성능예측에 관한연구," 한국추진공학회, Vol.9, No.3, 2005, pp.10-17
8. Epstein, A. H., "Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines," J. of Engr. for Gas Turbine and Power, Vol.125, 2004, pp.205-226
9. Peirs, J., Reynaerts, D. and Verplaetsen, P., "Development of an Axial Micro Turbine for a Portable Gas Turbine Generator," J. of Micromechanics and Microengineering, Vol.13, 2003, pp.190-195
10. Isomura, K., Tanaka, S., Kanebako, H., Murayama, M., Saji, N., Sato, F. and Esashi, M., "Development of Micromachine Gas Turbine for Portable Power Generation," JSME int. J., Series B, Vol.47, No.3, 2004, pp.459-464
11. Kang, S. Johnston, J. P., Arima, T., Matsuaga, M., Tsuru, H. and Printz, F. B., "Microscale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance," J. of Engineering. for Gas Turbine and Power, Vol.125, 2004, pp.358-365