

論文

부분분사에서 작동하는 소형 사류형 터빈에서의 성능특성에 관한 연구

조종현*, 김재실**, 팽진기***, 조수용***

Performance Characteristics of a Partially Admitted Small Mixed-Type Turbine

Chong-Hyun Cho*, Chaesil Kim**, Jingi Paeng*** and Soo-Yong Cho***

ABSTRACT

A mixed-type turbine was adopted and the rotor outer diameter was 108 mm. Turbine rotors were designed to the axial-type blade because the turbine operated at a low partial admission rate of 1.7-2.0% with two stages. Performance characteristics were studied when the spouting from the nozzle was toward radially inward or outward direction. Additionally, the effect at each stage of the rotor was measured. For comparing with each turbine performance, properties were measured based on various rotational speeds. Measured net specific torque was used to compare with the turbine system performance. On the mixed-type turbine, better performance was obtained when the operating air spouted toward radially inward direction. The specific torque was increased by 7.8% from using the second stage although its effect depended on the rotational speed.

초 록

본 연구에 적용된 터빈은 사류형 터빈이며 동익의 외경은 108 mm 이다. 터빈은 1.7-2.0%의 낮은 부분분사율에서 작동하므로 익형은 축류형으로 설계되었으며 2단으로 구성되었다. 분사가 축방향으로 형성된 경우와 반경방향으로 형성된 경우에 따른 성능특성의 차이가 연구되었다. 또한 터빈의 단수에 따른 성능특성도 비교 되었다. 터빈의 작동범위에 따른 비교를 위하여 회전수를 변경하면서 성능평가가 이루어졌을 뿐만 아니라 시스템의 평가를 위하여 총 비토크가 얻어졌다. 사류형 터빈이므로 축방향으로 분사되는 경우가 반경방향으로 분사되어지는 경우보다는 양호한 성능을 얻었으며, 출구단 동익의 효과는 회전수에 의하여 좌우되지만 축방향 분사터빈 경우에 최대 7.8%의 비토크 상승의 결과를 보여주었다.

Key Words : Partial Admitted Turbine(부분분사터빈), Micro Turbine(마이크로터빈), Mixed-Type Turbine(사류형 터빈), Turbine Performance(터빈성능)

† 2009년 5월 29일 접수 ~ 2009년 7월 23일 심사완료

* 정희원, 경상대학교 항공공학과 대학원

** 정희원, 창원대학교 기계공학과

*** 정희원, 경상대학교 항공기부품기술연구센터

교신저자, E-mail : sycho@gnu.kr

경남 진주시 가좌동 900번지

1. 서 론

터빈을 부분분사로 작동하게 하는 것은 작동 조건에 따라 전분사보다 유리한 경우가 있다. 예를 들어, 동일터빈에서 작동 질량유량을 줄여서 작동하여야 하는 경우에는 익형의 높이를 줄이지

않고 부분분사를 하는 것이 익형의 높이를 줄여서 전분사를 하는 경우보다도 손실이 적어지는 장점이 있으며, 아울러 시스템의 변경에 대한 비용의 감소뿐만 아니라 터빈에서의 평균반경이 줄어들지 않아서 높은 토크를 얻을 수 있다. 또한 높은 압력에서 작동하는 터빈에서 감소된 출력을 얻고자 하는 경우에도 팽창비를 조절하는 것보다, 분사면적으로 조절하는 것이 효과적이다. 특히 터빈의 평균반경이 100 mm 급인 마이크로 터빈에서 적은 질량유량으로 작동하는 경우에는 손실의 감소를 최소화하기 위하여서 부분분사로 작동하는 것이 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. Yahya[2]는 부분분사에서 익형의 회전력을 측정하기 위하여 케스케이드 실험을 수행하였으며 익형 표면에서 압력을 측정하였다. 특히 피치 코드비가 적을수록 회전력은 증가하게 됨을 보였다. Boulbin et al.[3]은 분사노즐을 회전하고 동익을 정지하여 부분분사의 효과를 얻었으며, 익형은 부분분사가 시작되어지는 지점에서 회전력은 줄어들었다가 이 영역을 지나면서 회전력은 급격하게 증가함을 보였다. 하지만 부분분사 영역에서는 일정한 회전력을 유지하다가 부분분사가 끝나가는 지점에서 다시 최고치의 회전력이 발생됨을 보여주었다.

Bohn et al.[4]은 다단터빈에서 유로의 형상과 질량유량에 따른 효율의 변화를 보여주었는데, 전분사의 경우에는 형상에 따른 효율의 차이가 크게 나타나지만 부분분사의 경우에는 형상에 의한 영향보다도 부분분사량의 변화가 효율에 많은 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek et al.[5]은 부분분사량을 조절하면서 축방향의 거리, 속도비, 부분분사 노즐의 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 많은 영향을 받게됨을 알 수 있다.

Epstein et al.[6]은 마이크로터빈의 개발과 관련한 여러 기술의 연계성에 대하여 상세히 제시하였으며, Peirs et al.[7]은 동익의 직경이 10 mm 인 축류형 터빈을 개발하였다. Isomura et al.[8]은 외경이 10mm인 원심압축기와 반경류형 터빈

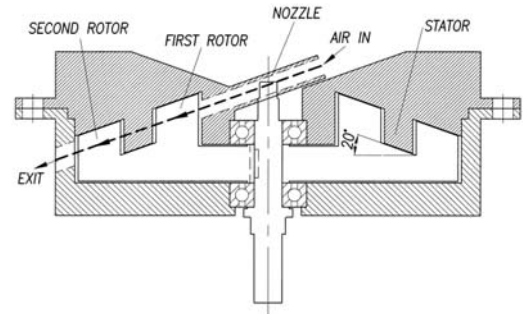


Fig. 1. Structure drawing on the radially outward spouting turbine

으로부터 100W의 출력을 얻었으며, Kang et al. [9]은 직경 12 mm의 원심압축기 임펠러로부터 압축비 3:1에 달성하였다. Cho et al.[10]은 로터의 평균반경이 8.4 mm인 축류형 로터에서 부분분사에 따른 성능시험을 수행하여 최적의 익형각에 관한 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 사류형 터빈의 로터 외경이 108 mm인 2단으로 구성된 소형터빈이 부분분사에서 작동하는 경우, 두 번째 단이 성능에 미치는 영향과 노즐의 분사방향에 따른 성능특성에 대한 연구를 수행하고자 한다. 이와 같은 터빈은 장시간의 수명과 적은 제작비용의 장점으로 가공기용 구동장치로 적용될 수 있다. 하지만 적은 작동 질량유량에서 높은 토크를 얻어야 하므로 터빈의 단수를 증가시켜 부분분사에서 작동하도록 하는데, 부분분사에서 작동하기 때문에 주 유동은 2단에서 급격히 확산되어 2단 터빈의 효과가 명확하지 않다. 따라서 2단 터빈의 효과와 분사방향에 따른 터빈의 성능 및 관련된 중요한 설계변수를 찾고자 한다.

II. 실험장치

2.1 터빈

본 연구에 적용된 터빈을 소형으로 구성하기 위하여 사류형으로 설계하고 토크의 증가를 위하여 2단으로 구성하였다. 부분분사에서 작동하는 터빈에서는 반경류형 익형에 비하여 축류형 익형에서 주 유동의 확산비($1 - V_{out}/V_{in}$) 증가가 낮으므로 축류형 익형으로 설계하였다. Fig. 1은 반경방향으로 분사되는 터빈의 구조도를 보여주고 있으며, 작동유체는 노즐에서 분사되어져 1단 동익에 힘을 전달하고, 케이싱에 설치된 정익을 지난 후, 2단 동익을 회전한다. 반면에 터빈의 외주면에 공간의 제한을 받지 않는 경우에 노즐의

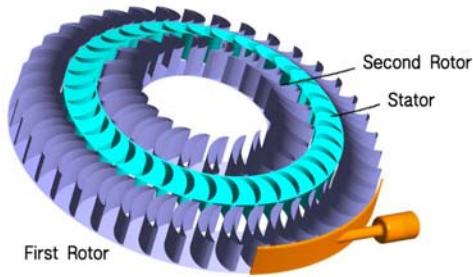


Fig. 2. Turbine rotor shape on the radially inward spouting turbine

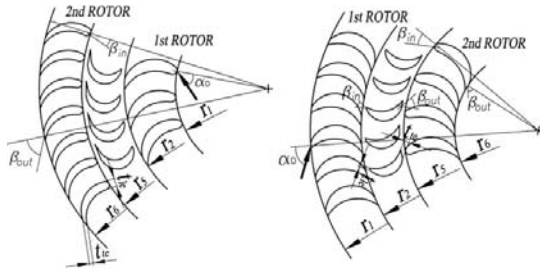


Fig. 3. Definition of the geometric parameters on the radially outward [left] and inward [right] spouting turbine rotor

분사를 축방향으로 하는데 이 경우에는 반경방향 분사와는 반대로 분사가 이루어지므로 이에 맞도록 익형의 설계가 이루어져야 한다. 이 때 1단 동익은 Fig. 1과 달리 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 로터의 외경측에 가까이 있는 것이 되며, 2단 동익은 축에 가까이 위치하는 것이 된다. 이는 노즐에서 분사되어지는 유로의 순서에 의하여 결정되어지기 때문이다.

Fig. 3은 익형의 설계변수에 대한 정의를 나타내고 있으며 이들의 값들은 table 1에서 축방향(inward)으로 분사된 경우와 반경방향(outward)으로 분사될 때의 동익과 정익에 대한 설계변수들의 값을 보여주고 있다. 반경방향으로 분사되는 경우에는 노즐의 설치를 위하여 익형의 코드가 축방향의 분사터빈에 비하여 다소 작으므로 2단 동익의 경우에 익형을 44개로 증가하였다.

노즐의 단면은 일정 원형으로 노즐블록에 설치되어 있으며 내경은 5mm 이다. 노즐의 유동각(α_0)은 Fig. 3에서 보여주는 것처럼 축방향과 반경방향과의 사이각으로 정의되며, 축방향의 분사에서는 노즐의 유동각을 70°로 적용되었지만 반

Table 1. Geometric parameters of the tested rotors

Parameters	Types	Inward to shaft	Outward to rim
1st rotor	number	40	22
	radius at inlet/exit (r_1, r_2 : mm)	59/42	22/34
	height (mm)	10	10
	blade angle at inlet/exit (β_{in}, β_{out})	54.0/71.2	18.0/69.6
	leading/trailing edge thickness (t_{le}, t_{te} : mm)	1.0/0.9	R1.0/1.0
stator	number	35	35
	radius at inlet/exit (r_3, r_4 : mm)	41/33	35/43
	height (mm)	10	10
	blade angle at inlet/exit (β_{in}, β_{out})	42.7/70.3	62.6/72.6
	leading/trailing edge thickness (t_{le}, t_{te} : mm)	0.7/1.0	0.65/1.1
2nd rotor	number	22	44
	radius at inlet/exit (r_5, r_6 : mm)	32/20	44/59
	height (mm)	10	10
	blade angle at inlet/exit (β_{in}, β_{out})	36.8/69.3	11.5/69.5
	leading/trailing edge thickness (t_{le}, t_{te} : mm)	R1.0/0.8	R1.0/0.8

* R is radius at leading edge

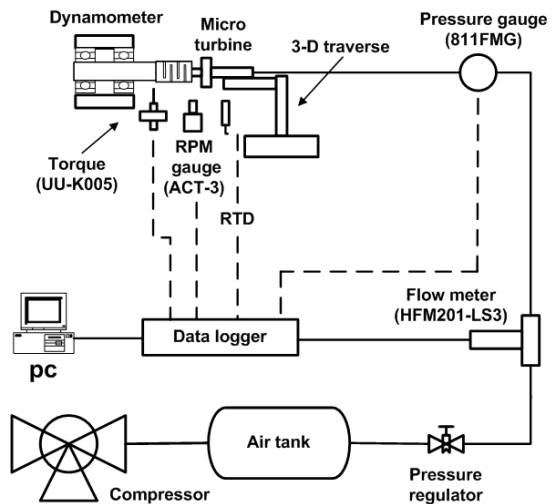


Fig. 4. Schematic diagram of the experimental apparatus

경방향의 분사에서는 노즐설치 문제로 인하여 45°로 분사하였다. 부분분사는 반경방향에 수직인 면에서 노즐의 면적과 로터의 면적 비로 나

Table 2. Degree of accuracy and models of measuring instruments

Measuring Instruments	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM201 Hastings Instruments	Less than 0.5% at %FS, 0.025m ³ /sec
Torque	UU-K005 Dacell	±0.03% Max. 1.96 N.m
RPM Gauge	ACT-3 Monarch	±0.0015% Max. 100,000RPM
Pressure Gauge	811 FMG Sensotec	Less than 0.25% at %FS, 1.03MPa
Temperature	RTD-PT100	±0.1%
DAQ	34970A	±0.0035%

타내므로 분사되는 1단 동익의 단면면적이 큰 축방향 분사에서는 1.7%를 나타내었으며, 반경방향 분사에서는 2.0%의 부분분사율을 나타내었다.

2.2 측정장치

Fig. 4는 터빈성능 시험을 위한 장치의 개략도를 나타내며, 실험을 위한 작동유체는 고압공기가 사용되었으며 실험 시에 노즐입구에 설치된 압력조정기에 의하여 절대압 570kPa로 유지되었다. 터빈의 성능을 평가하기 위하여 전압력과 전온도를 노즐의 입구에서 측정하였으며, 작동공기의 질량유량을 측정하기 위하여 작동공기 공급관에 유량계를 설치하였다. 터빈에서 얻어지는 출력은 와전류형의 소형동력계를 사용하여 측정하였으며, 터빈의 회전수와 작동 토크도 동시에 측정하였다. 터빈을 가동한 후의 작동공기는 재사용없이 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.

III. 결과 및 토의

3.1 효율평가방법

본 연구에 채택된 터빈은 절삭가공을 위한 구동장치로 적용되어지므로 작동조건에 따라서 다

양한 운전상태가 형성되어진다. 따라서 터빈의 성능은 여러 운전영역에서의 평가가 얻어져야 하므로, 실험에서는 동력계를 이용하여 터빈의 회전수 변화에 따른 성능 변화를 측정하였다. 측정에서는 터빈의 출력과 직접적인 관련이 있는 터빈입구의 조건은 반복 실험에서도 동일조건이 유지되도록 하였다. 터빈에서 출력의 변경에 따라서 회전수의 변화가 발생되어도, 터빈입구에서의 전압력과 전온도의 변화폭은 ±0.8% 이내로 유지되었으며, 질량유량의 변화폭은 ±1.2% 이내로 유지되었다. 이것이 가능하였던 이유는 노즐 통로면적이 터빈입구의 통로면적에 비하여 상당히 적으므로 터빈입구의 통로는 작동공기의 저장고와 같은 역할을 하였으며, 노즐에서는 초크상태에서 작동되었으므로 질량유량의 제한이 이루어졌기 때문이다.

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

터빈의 정효율은 식(1)의 방법으로 평가되었으며, 이를 위하여 작동 토크(T_q), 질량유량(\dot{m}), 터빈의 회전수(Ω), 측정장치에서 발생하는 동력손실($Loss$) 및 터빈입구에서의 전압력(P_{t0})과 전온도(T_{t0}), 터빈출구에서의 정압력(P_2)이 측정되었다. 앞서 언급한 바와 같이 터빈을 가동한 작동유체는 대기로 바로 배출되므로 출구에서의 압력은 대기압으로 선정하였다. 이럴 경우에 효율선도는 입구와 출구에서의 조건이 동일하므로 출력선도와 동일한 경향을 나타낸다. 하지만 효율은 측정장치로 적용된 동력계에서의 베어링 및 회전판에 의하여 발생하는 손실을 보상하여 구하였다. 측정장치에서 발생하는 손실은 적용된 장치에 따라 다르므로 본 연구에서는 고속모터와 파워메터를 사용하여 측정장치에서 발생하는 손실을 측정하였으며, 손실은 회전수에 따라 증가하는 것으로 식(2)와 같이 얻어졌다.

$$Loss [W] = 1.522 \times 10^{-4} \Omega^{4/3} \quad (2)$$

3.2 축방향분사

노즐의 분사유동각을 반경방향에 대하여 70°로 유지하고 노즐의 출구가 회전축에서 반경 55mm의 위치에 설치된 경우에 분사되어진 공기는 로터의 외경에서 축방향으로 비스듬히 기울어져 사류형의 유동을 형성한다. 따라서 Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 로터의 외경에 가까이 설치된 익형이 앞단(1단) 동익이 되며, 로터의 축에 가까이

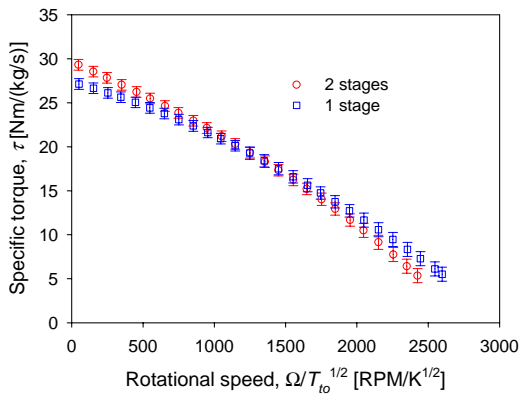


Fig. 5. Variation of specific output torque versus rotational speed

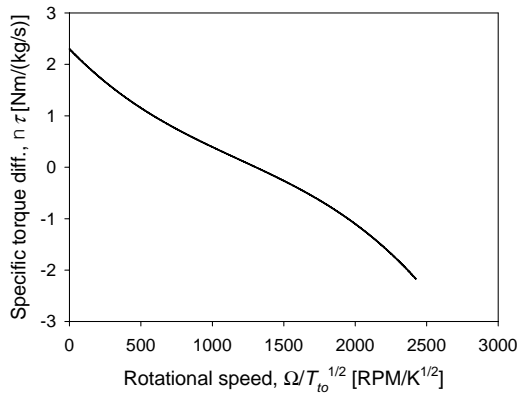


Fig. 6. Difference of specific output torque between two stages and one stage rotor

설치된 익형은 출구단(2단) 동익이 된다. 로터의 외경이 108mm 이므로 노즐출구와 앞단 동익의 전단과의 사이거리는 0.5mm이다.

축방향으로의 분사가 이루어진 경우에 터빈에서의 회전수 변화에 따른 비토평크의 결과를 Fig. 5에서 보여주고 있다. 비토평크는 질량유량당 토평크이며, 회전수는 터빈입구에서의 전온도로 보정된 준무차원 회전수로 나타나 있다. 비토평크는 2개단의 로터에서 얻어진 결과와 1단으로만 구성된 로터에서 얻어진 결과가 비교되어있다. 1단으로 구성된 로터는 2개단으로 구성된 로터에서 출구단에 있는 동익을 제거한 경우이다. 실험의 결과에서 회전수가 높은 경우에는 1단으로 구성된 터빈에서 2개단으로 구성된 터빈보다 더 높은 비토평크의 결과를 나타내었다. 하지만 회전수가 낮아지는 경우는 2개단 터빈에서의 비

토평크가 1단 터빈에서 얻어지는 것보다는 증가하는 결과를 보였다. 이러한 결과는 출력이나 효율의 변화에도 동일하게 영향을 미치게 된다.

높은 회전수에서 1단 터빈에서의 토평크가 2개단 터빈에서의 토평크보다 크다는 것은 이 회전수 영역에서는 출구단의 동익은 토평크의 증가보다는 감소하는 역할을 하였기 때문이다. 터빈에서 얻어지는 토평크는 분사공기에 의하여 형성되어지는 동익 입구와 출구에서의 유동각과 익형에 의하여 결정된다. 익형은 고정되어 있으므로 결국은 입구와 출구 유동각에 의하여 좌우되어지는데, 이 유동각은 회전속도에 의하여 변경되어진다. 따라서 어느 이상의 회전속도에 도달하면 토평크를 발생하지 못하는 유동각에서 작동하게 된다. 만일 이상의 속도로 증가하게 되면 오히려 토평크를 감소하게 될 뿐만 아니라 회전수 증가에 따른 마찰손실도 증가하게 된다. 이러한 영향으로 인하여 무부하시에 도달하는 최고회전수도 2개단 터빈의 경우는 1단 터빈에 비하여 낮은 값을 보여주었다.

출구에 있는 동익이 회전속도에 민감하게 반응하는 이유는 터빈이 부분분사에서 작동하기 때문이다. 더욱이 낮은 부분분사율에서는 노즐에서 분사되어지는 공기를 직접 받는 앞단의 동익과는 달리 출구단에서는 이미 앞단과 정익에서 유동이 확산되어진 후에 들어오기 때문에 출구단에서는 낮은 유동속도를 갖게 된다. 따라서 출구단의 유동각은 회전속도에 크게 영향을 받게 된다. 출구단 동익에서 얻어지는 비토평크의 크기는 2개단 터빈에서 얻어진 비토평크와 1단 터빈에서의 비토평크와의 차이로 나타난다. Fig. 6은 출구단 동익에서 얻어진 비토평크를 나타내고 있다. 준무

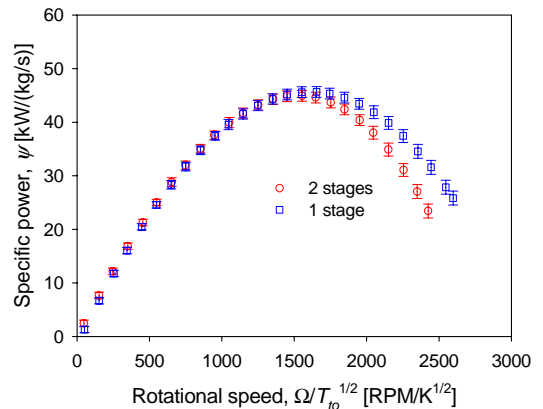


Fig. 7. Variation of specific output power versus rotational speed

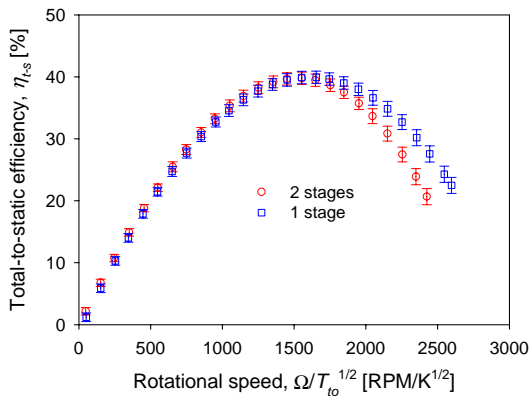


Fig. 8. Variation of total-to-static efficiency versus rotational speed

차원 회전수가 1303보다 낮을 경우에는 2개단 터빈에서 출구단은 비토오크를 증가시키는 역할을 하고 그 이상의 회전수에서는 감소시키는 역할을 한다. 2개단 터빈에서 출구단 동익에 의하여 얻어지는 최대 비토오크의 증가는 최소회전수에서 7.8%를 담당하였다. 반면에 최고회전수에서는 출구단 익형에 의한 비토오크의 감소는 1단 터빈에서 얻어지는 비토오크에 비하여 39.4%의 감소를 담당하였다.

질량유량당 출력의 결과를 Fig. 7에서 보여주고 있다. 비출력의 결과는 비토오크와 직접적인 관련이 있으므로 토오크가 큰 경우가 동일한 회전수에서 높은 출력을 나타내게 된다. 따라서 높은 회전수에서는 1단 터빈이 높은 비출력을 보이게 되고, 낮은 회전수에서는 2개단 터빈이 높은 비출력을 나타낸다. 하지만 출력은 회전수에 비례하므로 회전수가 큰 경우에 높은 출력의 차이를 나타내었다. 따라서 높은 회전수에서 작동하는 경우에는 1단 터빈만을 사용하는 것이 유리함을 알 수 있으며, 반면에 낮은 회전수에서 작동이 이루어지는 경우에 본 시스템에서는 2개단의 터빈이 높은 비토오크를 발생하므로 2개단의 터빈을 사용하는 것이 유리하다.

소형터빈에서의 비출력 비교를 직접적으로 하는 것은 크기에 따라 다소 달라질 수 있으므로 다소 정확도가 떨어질 수 있다. 하지만 부분분사에서 작동되었던 축류형과 반경류형으로 구성된 2개단의 소형터빈[11]은 본 실험에 적용된 질량유량과 로터의 크기와 비슷하므로 비출력의 비교가 가능하다. 사류형으로 설계된 본 연구의 터빈에서는 최대 비출력이 46.5 kW/(kg/sec)를 나타내었으나 축류형과 반경류형으로 구성된 2개단의

소형터빈에서는 최대 비출력이 42 kW/(kg/sec)로 나타났다. 하지만 본 연구에 적용된 터빈에서의 로터 외경이 다소 큰 것을 고려하면 낮은 부분분사에서 작동하는 소형터빈의 경우에는 터빈의 형태는 그다지 중요하지 않음을 알 수 있다.

비토오크 및 비출력의 비교로부터 낮은 부분분사에서 작동하는 터빈에서의 성능은 노즐로부터 직접적인 분사를 받게 되는 1단 동익에 의하여 크게 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서 터빈에서의 효율도 1단 동익의 출력에 의하여 크게 좌우된다. 부분분사에서 작동하는 터빈에서는 팽창에 의한 손실, 형상손실, 혼합손실 등의 여러손실[12]들이 있으므로 전분사된 경우보다는 낮은 효율[13]을 보여주게 된다. Fig. 8는 식(1)을 사용하여 얻어진 정효율의 결과를 보여주고 있으며 동일한 작동조건에서 실험이 수행되었으므로 비출력의 선도와 동일한 경향을 나타내고 있다. 부분분사율이 1.7%인 점을 고려하면 예측선도[13]보다는 상당히 양호한 결과를 보여주고 있다. 이는 부분분사율이 아주 낮은 경우에는 터빈에서의 여러 손실 값들이 아주 축소되고, 출력은 1단 동익에 의하여 좌우되므로 예측효율선도보다는 양호한 결과를 얻게되었다.

소형터빈의 시스템성능을 비교하는데 비출력은 토오크와 회전수에 따라 변경되므로 터빈의 전체적인 작동성능을 비교하기에는 충분하지 못하다. 따라서 비출력이나 비토오크의 값은 고정된 어느 일정한 회전수에서 비교를 하는 경우에 적절한 변수가 된다. 하지만 소형터빈이 베인타입의 회전체를 대체하여 가공용의 구동장치로 사용되기 위하여서는 높은 회전수뿐만 아니라 높은 토오크도 얻어져야 한다. 높은 토오크는 가공성을 향상하며, 반면에 높은 회전수는 작업성을 향

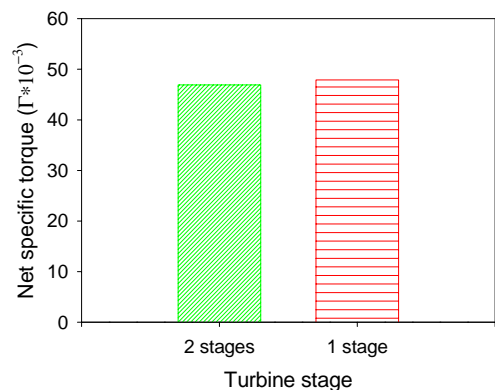


Fig. 9. Net specific output torque for the different rotor stage

상한다. 따라서 회전수와 토크를 동시에 고려하기 위하여 총비토크(Γ)를 사용한다. 총비토크는 비토크를 회전수로 적분한 값으로 식 (3)과 같이 얻어진다.

$$\Gamma = \int_0^{\Omega_{\max}} \frac{\tau}{T_{t0}^{0.5}} d\Omega \quad (3)$$

Fig. 9는 로터의 단수가 2개단인 경우와 1단인 경우와의 총비토크의 차이를 보여주고 있다. 본 경우에는 1단 로터의 경우가 2개단의 로터에 비하여 2.1% 정도 높은 결과를 보여주었다. 하지만 앞서 언급한 바와 같이 2단 로터의 채용은 실제적인 운전범위가 높은 회전수에서 운전하는 경우와 낮은 회전수에서 운전하는 경우에 따라서 선정하는 것이 바람직하다.

3.3 반경방향분사

축방향의 분사에서는 노즐이 로터의 외경 바깥에 설치되어야 하므로 전체적인 터빈의 외경이 증가하게 된다. 만일 노즐을 터빈로터의 축 근처에 설치하여 반경방향으로 분사하게 되면 전체적인 출력의 감소가 있더라도 전체 크기를 줄이게 되는 장점이 있다. 본 실험에서는 노즐의 출구를 반경 21mm에 설치하고 노즐에서의 분사 유동각은 반경방향과 45°를 유지하도록 하여 분사된 공기가 반경방향으로 나가도록 하였다. 이에 따라 앞단(1단) 동익은 축에 가까운 위치에 있는 동익이 되고, 출구단(2단) 동익은 로터의 외경 가까이 있는 동익이 된다. 또한 노즐출구와 앞단 동익의 전단과의 사이거리는 0.5mm가 되도록 하였다.

Fig. 10은 노즐에서 고압공기가 반경방향으로 분사된 경우의 비토크 선도를 나타내고 있다. 축방향으로 분사된 Fig. 5의 비토크선도와 같이 고속회전수에서는 1단 로터에서 얻어진 비토크가 2개단의 로터에서 얻어진 비토크보다는 크지만 회전수가 낮아지면 2개단의 로터에서 발생하는 토크가 증대하고 있다. 하지만 반경방향으로 분사를 하게 되면 출구단 동익의 위치가 로터의 외경 가까이에 위치하므로 분사된 공기에 의한 토크의 증가 영향이 축방향으로 분사를 한 경우에 비하면 적게 된다. 즉, 반경방향의 분사를 하게 되면 유로에서 반경의 증가에 따라 로터의 단면적이 확대되고, 이로 인하여 유동의 확산이 더욱더 빨리 일어나기 때문이다. 반면에 축방향으로의 분사에서는 유로가 진행하면서 로터의 단면적은 축소되는 차이가 있다. 따라서 반경방향의 분사를 하게 되면, 출구단에서의 토크

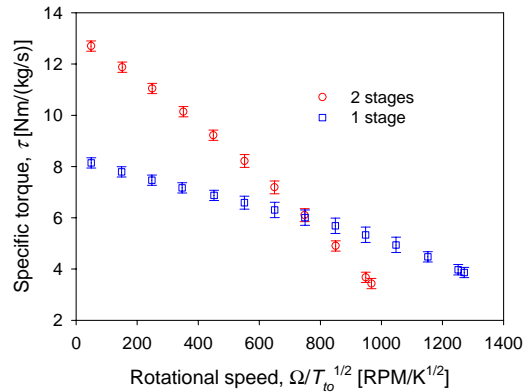


Fig. 10. Specific output torques for the radially outward spouting

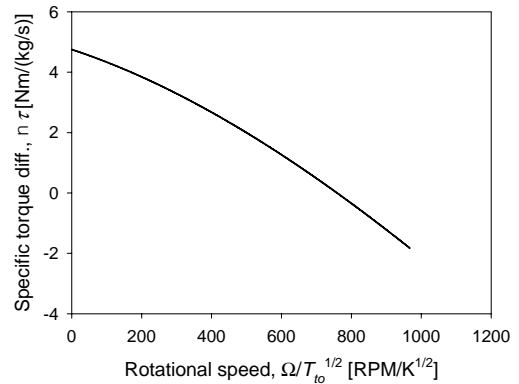


Fig. 11. Specific output torque on the second rotor

증가량에 대한 회전손실의 증가량이 축방향의 분사에 비하여 크게 되므로 시스템의 회전수가 낮아지게 된다.

Fig. 11은 출구단 동익에서 발생하는 비토크의 크기를 보여주고 있다. 준무차원 회전수가 759 이하에서는 토크의 증가에 기여하지만 그 이상의 회전수에서는 오히려 회전손실의 증가로 토크 생성을 저감하고 있다. 무부하 회전수에서 출구단의 손실은 앞단에서 발생하는 토크의 47.3%를 감소시킨다. 하지만 최대 토크의 발생 위치에서는 출구단의 동익이 토크 증가에 차지하는 비율은 전체 토크의 36.3%가 된다. 이는 축방향의 분사터빈에서 출구단 동익이 전체 토크의 7.3%를 담당하였던 것에 비하여 상당히 큰 역할을 하고 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 출구단에서 동익의 평균회전반경이 축방향 분사터빈에 비하여 75% 증가하였기 때문이다.

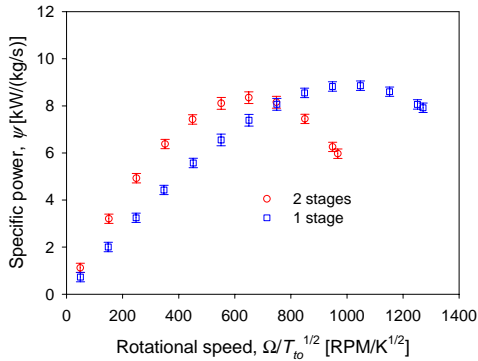


Fig. 12. Specific output powers for the radially outward spouting

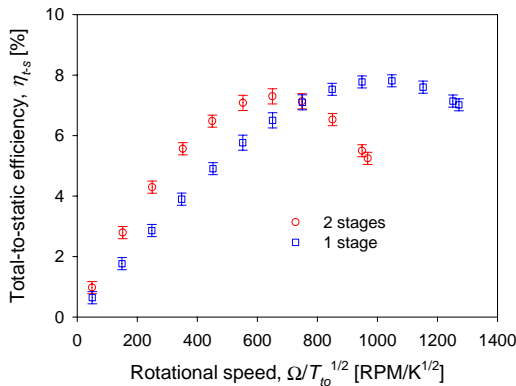


Fig. 13. Total-to-static efficiencies for the radially outward spouting

Fig. 12와 13은 비출력선도와 정효율 선도를 보여주고 있다. 비출력은 토크와 회전수에 의하여 좌우되므로 동일한 회전수에서 높은 토크가 얻어진 경우에 높은 비출력을 나타내었다. 따라서 준무차원 회전수 759 이하에서는 2개단의 로터가 높은 비출력을 보여주고 있다. 아울러 정효율도 동일한 작동조건에서는 비출력에 의하여 결정되므로 비출력 선도와 동일한 경향을 보여주고 있다. 하지만 축방향 분사터빈에 비하여 효율은 상당히 낮아졌다. 이러한 이유는 앞단 동익에서의 효과가 저감되었을 뿐만 아니라 출구단에서 손실 증가가 있었기 때문이다.

3.4 유동해석

부분분사 터빈에서의 토크 예측을 위하여 3차원 압축성 난류유동 해석을 수행하였으며, 상용프로그램인 CFX-11[14]을 사용하였다. 난류모델은 전단응력이송(shear stress transport) $k-\omega$ 모델[15]을 적용하였다.

격자의 개수에 대한 테스트를 수행한 후 20만개 이상의 비정렬격자계가 사용되었으며, 벽면에서의 첫 번째 y^+ 는 2 이하의 값을 갖도록 하였다. 계산 영역의 축소를 위하여 부분분사의 영향이 있는 부분을 기준으로 계산영역으로 선정하였으며, 유로의 측면은 오픈닝조건으로 처리하였다. 노즐입구는 전온도와 전압력을 설정하였으며 정익과 동익의 접촉면은 프로젠로터 방법을 적용하였다. 동익에서의 틈간격은 익형높이의 3%를 적용하였다.

Fig. 14는 축방향분사 터빈에서 로터가 5,000 RPM으로 작동하는 경우에 익형의 평균높이에서 마하수 변화와 앞단과 출구단 동익 표면에서의 정압력 변화를 보여주고 있다. 계산 영역은 앞단 동익은 9개, 정익은 8개, 출구단 동익은 5개를 적용하여 부분분사의 계산영역을 설정하였다. 노즐에서 분사된 압축공기는 팽창되어지면서 앞단동익의 전단에서 마하수가 2.5까지 상승하고 있음을 보여주고 있으며, 이 후 유로가 진행되면서 유동의 확산으로 인하여 출구단 동익의 전단에서는 아음속 상태가 된다. 따라서 설계된 동익의 형상도 출구단에서는 아음속형 익형으로 설계되었다. 부분분사율이 2% 미만이므로 터빈의 각 익렬에서 분사공기의 영향을 많이 받는 익형은 3-4개 정도임을 알 수 있다.

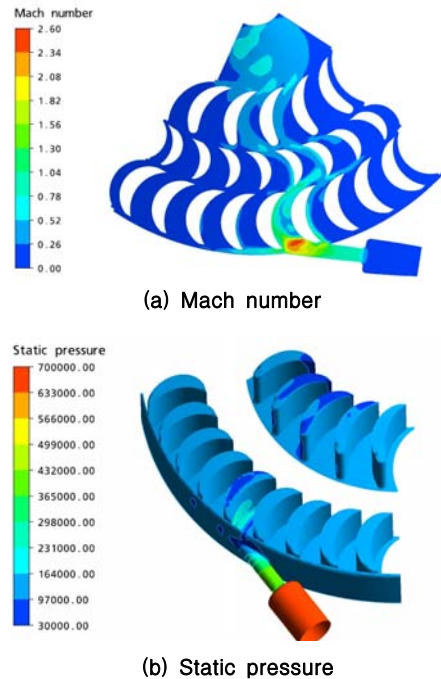


Fig. 14. Mach number and static pressure contours

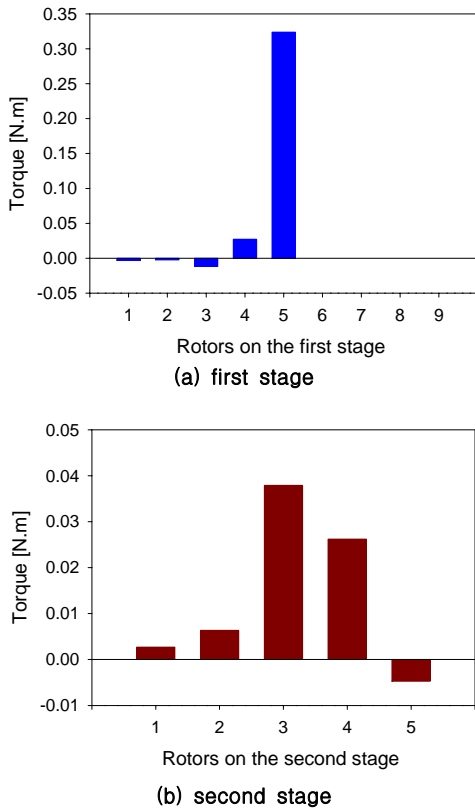


Fig. 15. Variation of torques at each blade

동익의 표면에 얻어진 Fig. 14의 정압력의 분포로부터 각각의 동익표면에서의 압력을 회전방향에 대하여 적분을 하게 되면 회전력을 얻게 된다. Fig. 15는 각 단계에서의 각각의 동익에서 얻어진 토크를 보여주고 있다. 동익의 순서는 Fig. 14의 회전방향 순서로 되어있으며, 노즐에서 직접적인 분사를 받은 경우 외에는 상당히 낮은 토크가 얻어진다. 앞단과 출구단에 설치된 각 동익에서 발생하는 비토크의 합은 29.7 N.m/(kg/sec) 이었다. 실험에서는 27.5 N.m/(kg/sec) 이 얻어졌으므로 계산결과보다는 7.4% 정도 낮은 결과를 보였다. 이는 부분분사영역이 아닌 영역에서 회전하는 동익의 경우 정체되어있는 공기에 힘을 가하게 되는 펌핑손실이 있기 때문이다.

IV. 결 론

사류형 소형터빈에서 노즐의 분사방향을 바꾸고 또한 터빈의 단수를 다르게 하여 성능시험을 수행하였다. 터빈의 비토크, 정효율, 비출력, 총 비토크를 측정하였다.

1. 낮은 부분분사에서 작동하는 소형터빈의 경우 터빈의 형식은 출력에 중요한 인자가 되지 못하지만, 사류형의 터빈에서 축방향으로의 분사를 하는 경우에 출구단 동익에 의한 효과는 회전수에 따라 달라졌다. 출구단 동익에 의하여 비토크는 최대 7.8%의 증가가 발생되었으나 높은 회전수에서는 유동의 확산과 회전손실의 증가로 인하여 앞단 동익에서 얻어지는 비토크를 최대 39.4%까지 감소하였다.

2. 부분분사 터빈에서는 앞단 동익에서의 출력이 출구단에 비하여 상당히 크므로 축방향 분사 터빈이 높은 성능을 보여주었으나, 반경방향 분사터빈에서는 출구단 터빈의 평균반경이 증가하므로 토크 증가에 차지하는 비율이 전체 토크의 36.3%까지 증가하게 되었다.

3. 낮은 부분분사 터빈이므로 터빈익렬에서 분사공기의 영향을 받는 동익은 각각 3-4개 정도이며, 유동해석으로 얻어진 비토크의 결과는 펌핑손실의 영향이 고려되지 않아서 실험보다 7.1% 높은 결과를 보였으나 터빈의 성능예측에 적용될 수 있을 것이며, 부분분사 터빈에서 단수의 선택은 사용될 회전수를 기준으로 결정하여야 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지원하는 지방기술혁신사업(RTI04-0103)에 의하여 이루어졌으므로 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) Robert, C. K., Howard, Z. H. and Warren, J. W., "Effects of Partial Admission on Performance of a Gas Turbine", NACA Technical Note No.1807, 1949.
- 2) Yahya, S. M., "Some Tests on Partial Admission Turbine Cascades", Int. J. Mech. Sci., Vol.11, 1969, pp. 853~866.
- 3) Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., "Non-steady Flow in the Partial Admission", VDI Berichte NR, Vol.1109, 1994, pp. 395~401.
- 4) Bohn, D., Gier, J., and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines", VGB PowerTech, Vol.2, 1998, pp. 49~54.

5) Skopec, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage", IMechE International Conference on Third European Conference on Turbomachinery'99, Conference Transactions, C557/077/99, 1999, pp. 681~691

6) Epstein, A. H., "Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines", J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.125, 2004, pp. 205~226.

7) 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.

8) 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.

9) 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.

10) Cho, C. H., Cho, T. H. and Cho, S. Y., "Performance Characteristics of a Small-Scale Axial-Type Turbine Operated in a Low Partial Admission Rate", Int. J. of Turbo and Jet Engines, Vol. 23, 2006, pp. 211~221.

11) 조종현, 조봉수, 최상규, 조수용, "부분분사에서 작동하는 소형터빈에서 두 번째 단의 효과에 관한 연구", 한국항공우주학회, 제36권 제9호, 2008, pp. 898~906.

12) Yahya, S. M., "Partial Admission Turbines and Their Problems", Bull. Mech. Engineering Education, Vol.9, 1970, pp. 263-273.

13) Doyle, D. C., "Theories for Predicting Partial Admission Losses in Turbines", J. of the Aerospace Science, April, 1962, pp. 489~490.

14) CFX-11, 2007, version 11.

15) Menter F. R, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal Vol.32, No.8, 1994, pp. 1598~1605.