

부분분사 축류형 마이크로터빈에서의 성능예측 및 성능특성에 관한 연구

조종현* · 조수용** · 최상규***

Performance Characteristics and Prediction on a Partially Admitted Single-Stage Axial-Type Micro Turbine

Chong-Hyun Cho*, Soo-Yong Cho**, Sang-Kyu Choi***

KeyWords : Partial Admission(부분분사), Axial-Type Rotor(축류형 동익), Micro Turbine(마이크로터빈), Performance Prediction(성능예측), Performance Test(성능시험)

ABSTRACT

For axial-type turbines which operate at partial admission, a performance prediction model is developed. In this study, losses generated within the turbine are classified to windage loss, expansion loss and mixing loss. The developed loss model is compared with experimental results. Particularly, if a turbine operates at a very low partial admission rate, a circular-type nozzle is more efficient than a rectangular-type nozzle. For this case, a performance prediction model is developed and an experiment is conducted with the circular-type nozzle. The predicted result is compared with the measured performance, and the developed model quite well agrees with the experimental results. So the developed model could be applied to predict the performance of axial-type turbines which operate at various partial admission rates or with different nozzle shape.

1. 서론

터빈에서의 부분분사는 작동조건에 따라서 전분사보다도 유리한 경우가 있다. 즉, 높은 토오크를 얻기 위하여서는 터빈의 평균반경이 커져야 하는데 작동 질유량이 적은 경우, 익형의 높이를 줄이지 않고 부분분사를 하는 것이 익형의 높이를 줄여서 전분사 하는 경

우보다도 손실이 적어지는 장점이 있다. 또한 높은 압력에서 작동하는 터빈에서 감소된 출력을 얻고자 하는 경우에 팽창비로 조절하는 것보다도 분사면적을 조절하여 출력을 조절하는 것이 효과적이다. 특히 터빈의 평균반경이 100 mm 이하인 소형터빈에서 적은 질유량으로 작동하는 경우에, 토오크의 감소를 최소화하기 위하여서는 부분분사가 유리하다.

Robert et al.⁽¹⁾은 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

* 경상대학교 대학원

** 경상대학교 항공기부품기술연구센터(기계항공공학부)

*** 한국기계연구원 지능형정밀기계연구본부

책임저자 E-mail : sycho@gsnu.ac.kr

al.⁽²⁾은 다단터빈에서 부분분사량을 60%, 50%, 40%로 조절하면서 유동현상, 속도분포, 유동각 및 압력을 측정하였다. Boulbin et al.⁽³⁾은 부분분사의 영역을 지나가는 익형에서의 작동력의 변화를 실험적으로 보여주었다. He⁽⁴⁾는 2차원 운동방정식을 이용하여 부분분사에 따른 비정상상태를 예측하였으며 첫째단 이후에서는 유동의 확산으로 말미암아 부분분사의 방법에 따라 효율의 차이가 없게 됨을 보여주었다. Bohn et al.⁽⁵⁾은 다단터빈에서 부분분사량의 변화가 효율에 급격한 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek et al.⁽⁶⁾은 부분분사에서 노즐과 동익간의 간격이 줄어들수록 효율이 증대하며 부분분사량이 적어질수록 효율과 속도비의 최적값이 감소하게 됨을 보였다. 이상의 결과들로부터 부분분사에서 작동하는 터빈의 효율은 부분분사량에 따라 상당히 좌우됨을 알 수 있다.

부분분사에서 작동하는 터빈의 성능예측에 관한 연구로는 Doyle⁽⁷⁾이 Suter-Traupel⁽⁸⁾의 모델과 Stenning⁽⁹⁾의 모델을 비교하면서 향상된 Suter-Traupel 모델을 제시하였다. Balje and Binsley⁽¹⁰⁾은 부분분사에는 전분사 모델에 추가적인 filling and emptying 손실, scavenge 손실, 익형 펌핑손실 등이 있음을 보여주었다. Verneau⁽¹¹⁾은 부분분사에 의하여 작동하는 초음속 소형터빈에서의 효율 예측을 Suter-Traupel의 모델과 Stenning의 모델을 조합하여 시도하였다. 이들 예측모델은 부분분사가 사각형의 채널형 노즐을 통하여 이루어진 경우에 대한 모델이며 부분분사가 적은 경우에는 원형의 노즐이 사각형의 노즐보다는 바람직하며 이러한 경우에는 새로운 모델을 개발하여야 한다. 본 연구에서는 원형통로의 노즐을 사용하여 부분분사 되어진 소형터빈에서의 성능예측을 수행하고 이를 검증하기 위하여 성능시험을 통하여 얻어진 결과와 비교하였다.

2. 터빈 및 실험장치

실험에 사용된 터빈은 부분분사가 이루어지는 원형의 노즐과 동익으로 구성되어 있다. 노즐의 분사각도는 75°를 이루고 있으며 분사되어지는 위치는 동익의 평균반경이다. Fig. 1은 터빈의 개략적인 형상을 보여주고 있으며 노즐블록 윗부분의 챔버에서 고압의 압축공기가 노즐을 통하여 분사되어진다. Table 1은 동익의 형상변수를 나타내고 있다. 동익은 부분분사에서 작동하므로 팁부분으로의 손실을 최소화하기 위하여 쉬라우드형으로 제작되었다. Fig. 2는 동익의 형상을

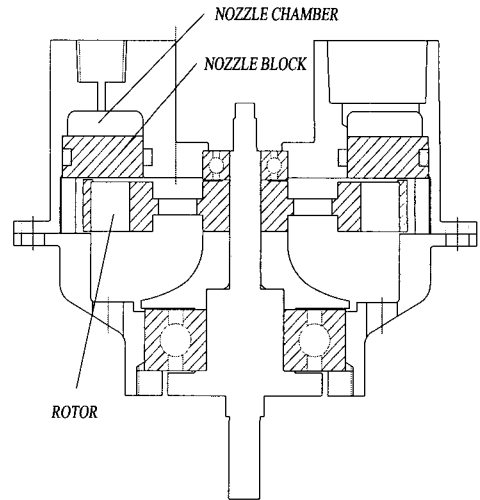


Fig. 1 Configuration of single-stage micro turbine

보여주고 있다.

터빈 시험장치의 개략도를 Fig. 3에서 보여주고 있다. 터빈입구에서의 압력과 온도를 노즐블록 챔버에서 측정하였으며 터빈출구에서의 온도는 터빈에서의 스웰을 고려하여 6개의 온도센서를 사용하여 측정하였다. 질량은 유량계와 온도계 및 압력계를 사용하여 측정하였으며 측정에 사용된 계기는 Table 2에 요약하여 놓았다. 로터의 회전수제어 및 출력을 측정하기 위하여 동력계를 사용하였으며 동력계는 에디전류 방식으로써 출력의 측정 정밀도는 1.5급 이상이며 토오크 검출기의 로드셀은 ±0.5% 이하의 정밀도를 갖고 있다.

Table 1. Basic configuration parameters of the rotor

Design Parameters	Rotor
Blade height (H: mm)	20.0
Chord (c: mm)	12.0
Pitch (s)	6.47
Number of blade (N)	34
Tip diameter (Do: mm)	80.0
Inner diameter (Di: mm)	60.0
Aspect ratio (H/c)	1.67
Solidity (s/c)	0.54

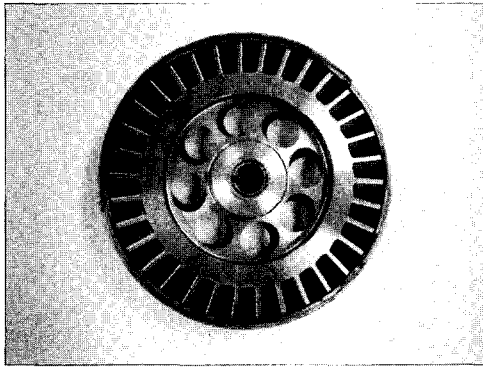


Fig. 2 Picture of tested turbine rotor

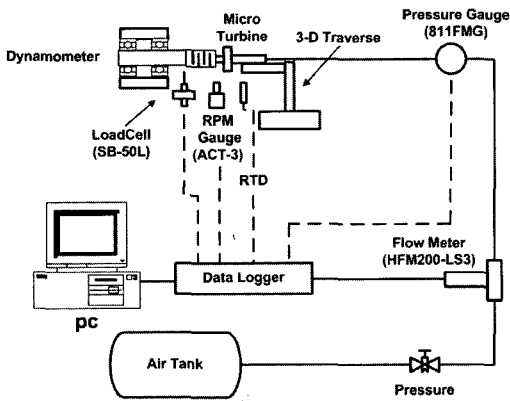


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2. Degree of accuracy on measuring device

Measuring equipment	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM 200-LS3 Hastings Instruments	Less than 0.5 % @ % FS 0~1500 L/min air
Loadcell	SB-50L CAS	±0.03 % Max. 50k gf
RPM gauge	ACT-3 Monarch	±0.0015 % Max. 20,000 RPM
Pressure gauge	811 FMG Sensotec	Less than 0.25 % @ % FS 150 psi gauge
DAQ	Agilent 34970A	0.0035%

3. 예측모델

터빈이 전분사에서 작동하는 경우에 발생되어지는 손실로써는 형상손실, 2차유동손실, 팁간극손실 등이 있지만 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 앞서 언급된 손실들과는 다른 손실들이 발생되어진다. 즉, 작동유체가 분사되어지지 않는 정체영역에서 로터가 회전함으로써 발생되어지는 손실이 있으며, 부분분사로 인한 유동의 확산에 따른 손실과 정체영역에 있던 작동유체를 로터가 회전하면서 분사영역으로 가져오므로 이 유체와의 혼합에 따른 손실 등이 발생된다.

3.1 Windage 손실

부분분사에서 작동하는 로터는 작동유체가 분사되어지지 않는 정체영역에서 회전의 대부분을 차지하므로 손실이 발생된다. 즉 동익의 회전력은 정체되어 있는 작동유체에 힘을 가하는 펌프와 같은 역할을 하게 되어 동력의 손실이 초래된다. 이와 같은 손실을 펌핑손실, 혹은 scavenging 손실이라고도 하며 작동유체의 밀도(ρ), 로터의 평균직경(D_m), 원주속도(v), 하우징과의 간극, 익형의 높이(H) 및 하우징이나 동익의 형상 등이 주요한 변수가 된다. 따라서 펌핑손실은 정체영역 ($\pi D_m(1-\epsilon)H$)에 있는 작동유체의 질유량으로 전달하는 원주방향의 비출력의 곱으로 이루어지므로 이 손실은 $\rho\pi D_m(1-\epsilon)Hv^3$ 에 비례한다. 부분분사량(ϵ)은 로터의 회전면에서 형성되는 동익의 회전면적과 노즐의 분사면적의 비로 정의한다.

회전하는 로터에서는 디스크에서 마찰손실이 발생되어지는데 이 손실은 전분사나 부분분사의 경우와는 무관하게 발생되어진다. 디스크 손실도 펌핑손실과 같이 동일한 차원을 가지므로 이 두 경우의 손실을 windage 손실로 통칭하여 같은 형태로 나타낼 수 있다. 따라서 앞서 언급된 형태의 손실모델을 적용하고 계수에 의하여 두 손실을 통합하여 나타낸다.

$$P_w = [C_w(\pi D_m H) \frac{\rho U_m^3}{2}](1-\epsilon) \quad (1)$$

식 (1)의 손실계수(C_w)는 소형터빈에서의 부분분사 실험을 통하여 Frolov and Ignatevskii⁽¹²⁾가 Order(0.1)의 범위에 있음을 보였다. 본 연구에서는 익형의 높이와 터빈의 크기를 고려하여 제안된 Verneau⁽¹¹⁾의 식을

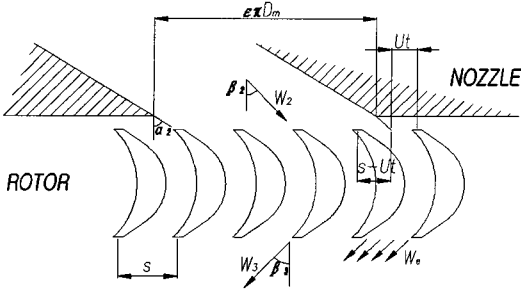


Fig. 4 Expansion loss arises when rotor blades enter into the stagnation region

채택하여 적용한다.

$$C_w = 0.04 + 0.52 \frac{H}{D_m} \quad (2)$$

3.2 확산손실

확산 (expansion) 손실은 부분분사이기 때문에 발생되어지는 것으로 노즐에서 분사되어진 작동유체가 로터의 영역에서 유동이 확산되어져 모멘텀의 손실이 발생되어지기 때문이다. Fig. 4에서 보여주는 것처럼 로터의 익형이 부분분사 영역을 벗어나게 되면 분사된 작동유체는 로터의 피치범위에서 확산되어진다. 특히 로터가 정체영역으로 들어가게 되면 유동의 방향과 회전방향이 일치되어져 작동유체는 로터의 피치범위에서 유동의 확산이 발생된다.

노즐에서 작동유체가 분사되어지면 작동유체는 분사방향으로 주 흐름을 유지하면서 반경방향으로의 확산이 발생되어지지만 노즐에서의 분사속도에 비하여 로터의 코드 길이가 상당히 작으므로 반경방향으로의 확산은 무시되어질 수 있다. 원형노즐에서 분사되어진 유동은 분사중심에서 주유속은 축방향의 거리에 반비례하면서 확산⁽¹³⁾되어지지만 로터의 코드가 분사 속도에 비하여 상당히 적으므로 반경방향으로의 확산은 아주 미약하게 발생된다. 하지만 로터가 정체영역으로 들어가는 경우에는 분사방향과 회전방향이 일치하여 유동은 로터의 피치범위에서 확산되어지며, 반면에 정체영역에서 분사영역으로 들어오는 경우에는 반경방향으로의 확산을 무시하면 유동은 로터의 형상을 따라서 주 유동의 흐름을 유지하게 된다.

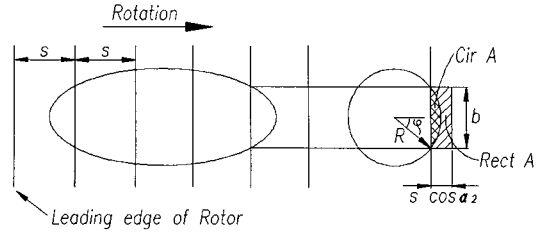


Fig. 5 Expansion loss is analyzed by mapping the spouting area of nozzle to the circle

분사방향에 따른 회전방향의 확산은 로터의 익형이 원형노즐의 중심을 지나게 되면 분사높이가 달라지므로 가장자리에서 부분적인 확산이 발생되어지지만 로터가 정체영역으로 들어간 경우에 비하여 확산의 범위가 적으므로 이 부분에서의 확산은 무시하고 정체영역의 범위에서 발생하는 확산만 고려한다. 분사영역에 수직한 회전단면에서의 노즐형상은 타원이지만 이를 원형노즐 상태로 Fig. 5와 같이 형상변환하여 해석을 한다. 따라서 Fig. 5에서 출구측으로 확산되어 분사되어지는 사각형의 면적 (Rect A)은 식 (3)과 같이 표현되어진다.

$$Rect A = b s \cos \alpha_2 \quad (3)$$

식 (3)에서 로터의 회전에 따른 분사노즐의 타원과 동일의 전단과 교차하는 거리 b 는 식 (4)와 같이 얻어진다.

$$b = 2 \sqrt{R^2 - \{R - s \cos \alpha_2 + Ut \cos \alpha_2\}^2} \quad (4)$$

로터의 피치 일부분이 정체영역내로 진입한 경우에 노즐에서의 분사영역의 원호면적 (Cir A)는 다음과 같이 표현된다.

$$Cir A = \frac{R^2 \psi}{\pi} - b \{R - (s - Ut) \cos \alpha_2\} \quad (5)$$

따라서 반동도가 영인 터빈으로 고려하면 확산영역에서의 출구속도는 식 (6)처럼 된다.

$$W_3 = \frac{Cir A W_2}{Rect A} \quad (6)$$

로터로 전달하는 원주방향으로의 출구 모멘텀(M_3)은 아래와 같이 얻어진다.

$$M_3 = \dot{m} W_2 \sin \beta_2 \left[1 - \left(1 - \frac{Cir A}{Rect A} \right) \frac{Cir A}{\pi R^2} \right] \quad (7)$$

식 (7)의 출구 모멘텀을 주기시간($t_p = s/U$)에 대하여 적분 평균하여 각각의 피치거리에 대한 함수로 나타낼 수 있다.

$$\overline{M_3} = \dot{m} W_2 \sin \beta_2 \left[1 - 0.154 \left(\frac{s}{R} \right)^{1.492} \right] \quad (8)$$

따라서 식 (8)에서의 괄호안의 값은 확산에 따른 모멘텀의 감소분을 나타낸다. 반동도가 영인 터빈에서의 효율을 분사속도비를 사용하면 아래와 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁴⁾.

$$\eta_{aero} = 2 \frac{U}{C_j} (K_N \sin \alpha_2 - \frac{U}{C_j}) (1 + K_R) \quad (9)$$

식 (9)에서 K_N 과 K_R 은 노즐과 로터에서의 속도비를 나타낸다. 따라서 식 (8)의 모멘텀 손실에서 출구에서의 전체속도는 $[1 - 0.154 (\frac{s}{R})^{1.492}]$ 만큼 줄어들었으므로 이를 식 (9)의 효율식으로 변환하면 확산에 따른 손실효율은 다음과 같다.

$$\eta_{exp} = C_{exp} \frac{K_R}{1 + K_R} \left(\frac{s}{R} \right)^{1.492} \eta_{t-t} \quad (10)$$

상수 C_{exp} 는 0.154이다.

3.3 혼합손실

혼합손실은 정체영역으로부터 분사영역 안으로 로터가 회전하게 되면서 로터의 익형 내에 있는 정체된 작동유체를 밀어내고 정상상태까지 도달하는데까지 소모되는 손실이 된다. 노즐에서 분사되는 작동유체에 의하여 정체된 작동유체를 밀어내는 소모되는 시간(t_s)은 분사속도와 동익의 코드에 의하여 좌우된다.

$$t_s = \frac{c_x}{C_j \cos \alpha_2} \quad (11)$$

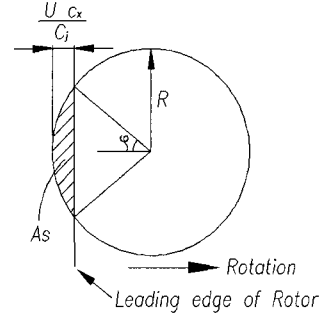


Fig. 6 Mixing loss is analyzed by mapping when the rotor enter into the spouting area

이 시간동안 분사되는 작동유체의 질유량은 $\rho C_j \overline{A_s} \cos \alpha_2$ 으로써 이를 원형으로 형상변환하여 나타내면 Fig. 6과 같이 나타나며 면적 A_s 는 t_s 동안 노즐에서 형성되는 면적이다.

Fig. 6에서의 면적 A_s 를 구하기 위하여 동익의 전단부와 노즐부의 가장자리와 교차되어지는 위치의 각도(ψ)를 설정하고 이 각도에 의하여 면적을 노즐의 면적(A_N)에 대하여 구할 수 있다.

$$\psi = \cos^{-1} \left(1 - \frac{U c_x}{C_j R} \right) \quad (12)$$

$$\frac{A_s}{A_N} = \frac{\psi}{\pi} - \frac{\sin \psi}{\pi} \left(1 - \frac{U c_x}{C_j R} \right) \quad (13)$$

식 (13)을 피치거리만큼 이동하는 회전주기의 시간에 대하여 적분평균하고 t_s 와 R 과 관계로 표현하면 식 (14)와 같이 표현된다.

$$\overline{\frac{A_s}{A_N}} = 0.506 \left(\frac{U c_x}{C_j R} \right)^{1.38} \quad (14)$$

로터의 회전에 의하여 정체영역에서 가져온 질유량과 회전에 의하여 전달되는 비출력은 $U^2/2$ 이므로 이들의 곱으로부터 손실동력을 구할 수 있다.

$$P_{mix} = C_{mix} \rho A_N \cos \alpha_2 \left(\frac{c_x}{R} \right)^{1.38} \left(\frac{U}{C_j} \right)^{1.38} \frac{U^2}{2} \quad (15)$$

C_{mix} 는 stening에 의하여 사각형 분사노즐에서 적용하였던 상수와 \bar{A}_s 에 대한 식 (14)의 상수에 의하여 0.709가 적용된다. 이상의 손실 동력에 대한 수식으로 부터 이들을 효율의 형태로 나타낸다.

$$\eta_{t-t} = \eta_{aero} - \frac{P_{losses}}{m \Delta h_{is}} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \eta_{t-t} = & \eta_{aero} - C_w \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon K_N \cos \alpha_2} \left(\frac{U}{C_j}\right)^3 \\ & - C_{exp} \frac{K_R}{1+K_R} \left(\frac{s}{R}\right)^{1.492} \eta_{t-t} \\ & - C_{mix} \left(\frac{c_x}{R}\right)^{1.38} \left(\frac{U}{C_j}\right)^{3.38} \end{aligned} \quad (17)$$

4. 결과 및 검토

원형노즐에서 분사되어지는 터빈에서의 성능시험은 동력계를 이용하여 터빈에서 얻을 수 있는 출력을 조절하여 터빈의 탈설계 영역에서의 성능변화를 확인하였다. 따라서 입구조건을 일정하게 유지하고 출력의 변화를 조절하였으며, 회전수의 변화에 따른 터빈의 성능을 측정하였다.

Fig. 7은 노즐 입구에서의 전압력선도를 보여주고 있다. Fig. 8은 동일한 경우에 질유량의 변화를 보여주고 있는데 회전수의 변화에 따라 압력과 소모 질유량이 일정한 값으로 유지되고 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 유로면적을 적게하여 초크상태로 분사되어 지도록 하여 높은 토오크를 얻도록 설계되어졌기 때문이며 입구에서의 상태는 리저버와 같은 조건을 유지하기 때문이다.

터빈의 전효율은 동력계에서 획득한 토오크(T_q)를 기준으로 회전수(Ω), 질유량(\dot{m}), 전엔탈피의 변화를 사용하여 계산하였다.

$$\eta_{t-t} = \frac{(T_q \Omega + Loss_{in})}{J \dot{m} \Delta h_t} \quad (18)$$

식 (18)에서의 J 는 변환계수를 나타내며 특히 엔탈피의 변화는 J-type의 열전대를 사용하여 측정하였다.

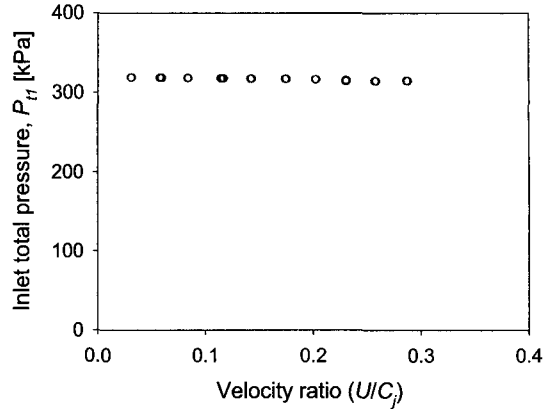


Fig. 7 Variation of turbine inlet total pressure

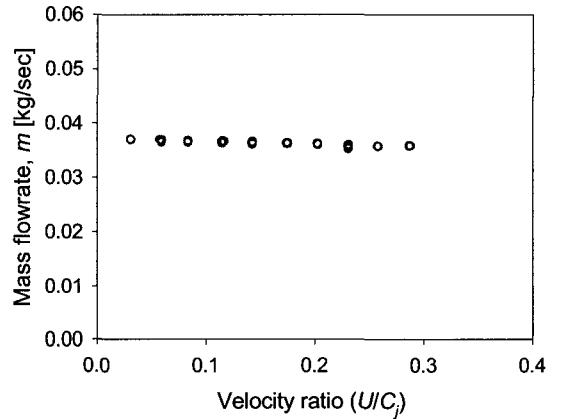


Fig. 8 Mass flowrate on the experiment

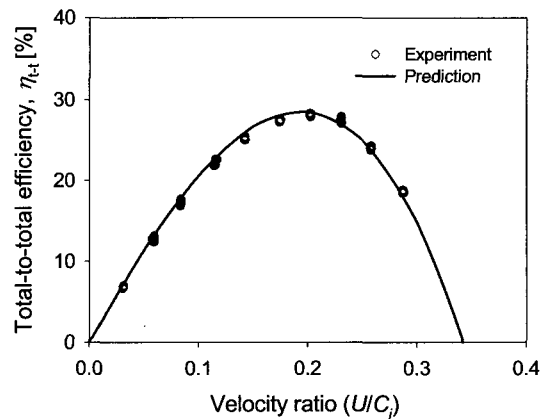


Fig. 9 Comparison of predicted net efficiencies when the partial admission rate is 0.05

터빈의 출구에서 유동의 회전이 있으므로 정확한 전온도의 측정을 위하여 6개의 온도센서를 삽입하여 출구에서의 측정온도의 정확도를 높였다. 실험은 동력계에서 출력의 변화를 만든 후에 터빈에서 출력이 완전히 안정된 상태에 도달되면 측정값을 읽었다. 따라서 측정값은 입력조건에서의 선도처럼 회전수의 변화에 따라 단속적으로 변하고 있다.

Figure 9는 원형의 노즐을 사용하여 측정한 실험의 결과와 성능예측의 결과를 보여주고 있다. 효율은 단순 측정된 출력과 측정장치의 내부손실을 고려하여 얻어진 효율이다. 내부장치 손실은 측정장치마다 모두 다르기 때문에 측정하여야 한다. 본 장치에서의 손실은 $1.44 \times 10^{-4} \Omega^{4/3} [W]$ 로 측정되었다. Fig. 9의 성능예측 선도는 측정의 결과와 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며 측정된 결과의 95% 불확도는 최고 효율점에서 $\pm 3\%$ 이내의 범위였다.

5. 결론

부분분사 되어지는 축류형 단단 소형터빈에서의 성능 예측을 수행하고 실험의 결과와 비교하였다. 특히 부분분사량이 적은 경우에는 원형의 노즐을 적용하는 것이 유리하기 때문에 이에 대한 성능 예측모델을 개발하였다. 개발된 결과는 원형노즐을 사용하는 터빈에서 얻어진 성능시험의 결과와 상당히 잘 일치하였으므로 터빈의 성능예측에 적용할 수 있음을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 [RTI 04-01-03]의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Robert C. Kohl, Howard Z. Herzig and Warren J. Whitney, 1949, "Effects of Partial Admission on Performance of A Gas Turbine," NACA Technical Note No. 1807.
 (2) Bohn, D., Drexler, Chr. and Emunds, R., 1993, "Experimental and Theoretical Investigations into the Nonuniform Flow of a Partial Admission Turbine with a Multistage Blading," VGB

Kraftwerkstechnik 73, No. 8, pp. 610~608.
 (3) Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., 1994, "Nonsteady Flow in the Partial Admission," VDI Berichte NR, 1109, pp. 395~401.
 (4) He, L., 1997, "Computation of Unsteady Flow Through Steam Turbine Blade Row at Partial Admission," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 211 Part A, pp. 197~205.
 (5) Bohn, D., Gier, J., and Ziemann, M., 1998, "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines," VGB PowerTech 2, pp. 49~54.
 (6) Skopek, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., 1999, "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage," IMechE 1999 C557/077/99, pp. 681~691.
 (7) Doyle, M. D. C., 1962, "Theories for Predicting Partial-Admission Losses in Turbines," J. of the Aerospace Sciences, pp. 489~490.
 (8) Suter P., And Traupel, W., 1960, "Untersuchungen uber den ventilationsverlust von Turbinenradern," Mitteilungen aus dem Inst. fur thermische Turbomaschinen, No. 4.
 (9) Stenning, A. H., 1953, "Design of Turbines for High energy fuel low power output applications," MIT Dynamic Analysis and Control Lab., Rep. No. 79.
 (10) Balje, O. E. and Binsley, R. L., 1968, "Axial Turbine Performance Evaluation Part A - Loss Geometry Relationships," J. of Eng. for Power, pp. 341~348.
 (11) Verneau, A., 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3kW to 1300kW," VKI Lecture Series 1987-09.
 (12) Frolov, V. V. and Ignatevskii, E. A., 1972, "Calculating the Windage Losses in a Turbine Stage," Teploenergetika, Vol. 19, No. 11, pp. 33~37.
 (13) Schlichting, H., 1979, "Boundary-Layer Theory," McGraw-Hill Inc., pp. 230~233.
 (14) Horlock, J.H., 1973, "Axial Flow Turbine," Robert E. Krieger Publishing Co., pp. 124~126.