

가변노즐에 따른 구심터빈의 성능예측에 관한 연구

A Study on the Performance Prediction of Radial-Type Turbine with Variable Nozzles

조수용*† · 최범석** · 임형수***

Soo-Yong Cho*†, Bum-Seog Choi** and Hyung-Soo Lim**

(Received 22 March 2023, Revision received 17 April 2023, Accepted 18 April 2023)

초록 : 구심터빈에서 운전조건에 대응하기 위하여 노즐을 가변하는 것은 효과적인 방법으로 노즐목면적비를 조정하여 질량유량을 조절한다. 본 연구에서는 가변노즐을 사용하는 구심터빈의 경우에 성능예측을 위한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 노즐에서의 손실, 노즐 뒷전에서의 손실, 베인리스 공간에서의 손실, 로터에서의 형상손실, 입사각손실, 풍손손실, 팁간극손실, 로터 뒷전에서의 손실들을 적용하여 기존의 실험결과와 비교하여 상당히 잘 일치하는 결과를 얻었다. 따라서 가변노즐의 작동에 따른 각각의 손실에 대한 영향력을 확인하였다. 노즐목면적비가 적으면 팁간극과 입사각손실의 영향력이 증대하나 노즐목면적비가 증가하면 형상손실이 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

키워드 : 가변노즐, 반경류터빈, 성능예측, 손실모델, 효율

Abstract : Variable nozzles to match changing operating conditions in radial-type turbine are effectively used to control the mass flow rate by adjusting the nozzle throat area ratio. In this study, the performance prediction for the radial-type turbine using the variable nozzle was performed. For this purpose, the loss of the nozzle, the loss at the nozzle trailing edge, the loss in the vaneless space, the profile loss of the rotor, the incidence loss, the windage loss, the tip clearance loss, and the loss at the rotor trailing edge are applied. In comparison with the experimental results, a fairly good result was obtained. Smaller nozzle throat area ratios increase the effect of tip clearance and incidence loss. However, the profile loss has the greatest effect for the increase of nozzle throat area ratios.

Key Words : Variable Nozzle, Radial-type Turbine, Performance Prediction, Loss Model, Efficiency

— 기 호 설 명 —

	C	: 절대속도, [m/s]
	D_{hyd}	: 수력직경, [m]
b		: 로터 폭, [mm]
	f	: 관마찰계수

*† 조수용(<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>) : 교수, 경상국립대학교 공과대학 항공기부품기술연구센터
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**최범석(<http://orcid.org/0000-0002-0591-2848>) : 책임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실
***임형수(<http://orcid.org/0000-0002-0238-6352>) : 선임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실

*† Soo-Yong Cho(<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>) : Professor, ReCAPT, Gyeongsang National University.
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**Bum-Seog Choi(<http://orcid.org/0000-0002-0591-2848>) : Principal Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.
***Hyung-Soo Lim(<http://orcid.org/0000-0002-0238-6352>) : Senior Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.

h	: 엔탈피, [kJ/kg]
K	: 손실계수
\dot{m}	: 질량유량, [kg/s]
N	: 회전수, [RPM]
P	: 압력, [Pa]
R	: 반경, [m]
Re	: 레이놀드수 ($\rho C D_h / \mu$)
T	: 온도, [K]
th	: 두께, [mm]
U	: 원주속도, [m/s]
Z	: 블레이드개수

그리스 문자

α	: 절대유동각, [radian]
β	: 상대유동각, [radian]
δ	: 표준압력비 (P_{t0}/P^*)
ϵ	: 간극, [mm]
ρ	: 밀도, [kg/m^3]
η	: 효율, [%]
θ	: 표준온도비 ($\sqrt{T_{t0}/T^*}$)
λ	: 노즐목면적비 ($A_{1,th}/A_{1,th,DS}$)
ν	: 동점성계수, [m^2/s]
Θ	: 표준질량유량 ($\dot{m}\sqrt{\theta}/\delta$)

하첨자

0	: 노즐입구
1	: 노즐출구 (뒷전앞)
2	: 노즐출구 (뒷전후)
3	: 로터입구
4	: 로터출구 (뒷전앞)
5	: 로터출구 (뒷전후)
noz	: 노즐
s	: 등엔트로피과정, 정상태(static state)
R	: 로터
t	: 전상태(total state)
u	: 원주방향
x	: 축방향

1. 서론

구심터빈은 축류터빈에 비하여 단단 팽창비와 출력이 높은 장점이 있으며, 또한 구조적으로 강건한 장점이 있다. 아울러 낮은 비속도 영역에서 높은 효율의 특성을 나타내므로 저출력 운전에서 높은 효율을 요구하는 작동에 많이 사용되고 있다. 따라서 구심터빈은 수송용 엔진의 터보차저뿐만 아니라, 소출력 발전용^{1,2)}으로도 많이 적용되고 있다.

터보차저와 같이 수송용 엔진에 적용되는 경우, 출력의 변동에 따라 작동유체의 질량유량이 수시로 변하게 된다. 또한 소규모 발전용의 경우에도 열에너지의 변화가 발생되면 이에 대응하는 작동유체의 질량유량이 변하게 된다. 이와 같이 질량유량이 변하는 경우에 터빈은 탈설계 영역에서 작동하게 되어 낮은 효율과 출력을 나타내게 되므로, 이에 대응하여 회전수를 조정하여 출력을 상승할 수도 있다. 하지만 이러한 방식은 복잡한 제어시스템이 요구되며 출력상승도 제한적³⁾이다.

가변노즐을 사용하는 것은 작동유체의 질량유량 변동에 대하여 단순하면서도 효과적인 대응방식이다. 따라서 터보차저의 경우에 가변노즐 방식을 많이 채택^{4,5)}하고 있다. 하지만 가변노즐의 작동에 따른 터빈의 성능변화에 대한 결과가 제한적⁶⁾이므로, 본 연구에서는 가변노즐을 사용하는 구심터빈의 성능을 예측하는 연구를 수행하여 가변의 범위에 따른 성능을 파악하고자 한다. 이를 위하여 기존의 실험결과⁷⁾를 참조하여 성능예측의 결과를 검증하고, 아울러 성능에 미치는 손실의 크기를 정확히 파악하여 가변노즐에서 작동하는 고효율 구심터빈을 설계하는데 일조하고자 한다.

2. 구심터빈의 손실모델

Fig. 1은 구심터빈의 형상을 보여 주고 있으며, 그림에 있는 숫자는 성능예측을 위한 위치를 나타내며, 기호설명의 하첨자 위치와 동일하다. 따라서 0과 1의 영역은 노즐에서의 손실을 예측하고, 1과 2의 영역은 노즐 뒷전에서의 팽창손실, 2와 3의 범위는 베인리스 공간에서의 손실, 3과 4

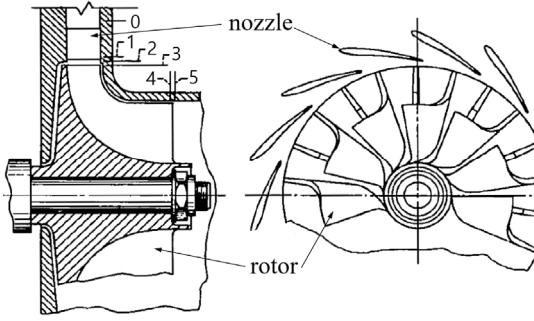


Fig. 1 Configuration of radial turbine and location along the passage

의 범위에서는 로터에서의 손실, 4와 5의 위치에서는 로터 뒷전에서의 팽창손실에 대한 부분이 된다. 특히 로터에서의 손실은 Fig. 1에서 보여 주는 것과 같이 쉬라우드와 로터 간의 간극에 의한 손실(팁간극 손실)뿐만 아니라 로터 뒷면과 지지판의 간극에 의한 손실(풍손손실)도 포함된다.

노즐에서의 손실(0과 1의 범위; Fig. 1 참조)은 손실모델⁸⁻¹⁰⁾에 따라 손실값에 큰 차이를 보여 주지는 않지만, 본 연구에서는 가변노즐의 개수 (Z_{noz})를 고려하여 전압력의 감소를 제시한 Glassman⁹⁾ 모델을 적용하였다.

$$P_{t1} = P_{t0} - \frac{\rho_1 C_1^2}{2} \frac{Z_{noz} th_1}{(2\pi R_1 \cos \alpha_1)^2} \quad (1)$$

식 (1)을 바탕으로 작동유체의 속도(C_1)를 가정하면 주어진 입구조건(P_{t0} , T_{t0})으로부터 노즐출구에서의 전압력과 물성치를 얻을 수 있으므로 터빈에서의 질량유량(\dot{m})을 구할 수 있다.

노즐 뒷전에 의한 손실(1과 2의 범위)은 노즐 출구에서 노즐 두께가 끝나므로 유로의 면적이 증가하게 되어 손실이 발생된다. 면적확장에 따른 압력손실을 1차원 압축성 유체의 팽창 시 발생하는 압력감소를 바탕으로 Meitner¹¹⁾에 의하여 제시된 노즐 뒷전에서의 손실을 적용하였다.

$$P_{t2} = P_{t1} - \left(1 - \frac{C_{2r}}{C_{1r}}\right)^2 \left(\frac{\rho_1 C_1^2}{2}\right) \quad (2)$$

베인리스 공간에서의 손실(2와 3의 범위)은 덕트형상에서의 마찰손실을 기준으로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{t3} = P_{t2} - \frac{f l_{2-3} \rho_2 C_2^2}{2D_{hyd}} \quad (3)$$

식 (3)에서의 마찰계수(f)는 레이놀드수(Re_2)에 따라 정해지는 Colebrook¹²⁾의 식 (4)를 사용하였으며, 거칠기(e)는 0.01 mm가 적용되었다.

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_2 f^{0.5}} \right) \quad (4)$$

동익에서의 손실(3과 4의 범위)에는 형상손실 외에도 입사손실, 팁간극손실, 풍손손실을 적용하였다. 형상손실로 많은 모델^{11,13-15)}이 제시되었으나 비교적 강건한 결과를 나타내는 Meitner¹¹⁾의 모델을 적용하였다.

$$\Delta h_{pro} = K_{pro} \frac{(W_3^2 \cos^2(\beta_3 - \beta_{opt,3}) + W_4^2)}{2} \quad (5)$$

식 (5)에서 K_{pro} 는 상수이며, $\beta_{opt,3}$ 는 로터에 분사되는 최적의 유동각을 의미하며, 그 값은 식 (6)에서 얻어질 수 있다.

$$\beta_{3,opt} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{3u,opt} \Lambda - U_3}{C_{3r}} \right) \quad (6)$$

$$\Lambda = 1 \quad \text{for } \Psi < \epsilon_{lim}$$

$$\Lambda = 1 - \left[\frac{(D_{4h} + D_{4t}) / (2D_3) - \epsilon_{lim}}{(1 - \epsilon_{lim})} \right]^3 \quad \text{for } \Psi > \epsilon_{lim}$$

$$\Psi = \frac{(D_{4h} + D_{4t})}{2D_3}$$

$$\epsilon_{lim} = \frac{1}{2.718282^{(8.16 \cos \alpha_3) / Z_R}}$$

$$C_{3,opt} = \frac{U_3 (1 - \sqrt{\cos \alpha_{3b}})}{Z_R^{0.7} (1 - \tan \alpha_{3b}) / \tan \alpha_3}$$

입사손실은 동익 입구에서 유동이 동익 앞전에서의 익형각과 최적의 입사각을 형성하지 못하여 발생하는 손실^{11,16)}로서 본 연구에서는 로터 블레

이드 형상 변화에 대응하는 Meitner¹¹⁾의 모델을 사용하였다.

$$\Delta h_{ine} = \frac{W_3^2 [1 - \cos^n(\beta_3 - \beta_{3,opt})]}{2} \quad (7)$$

식 (7)에서 지수 n은 $\beta_3 - \beta_{3,opt}$ 가 양이면 1.75, 음이면 2.5를 적용하며, $\beta_{3,opt}$ 는 식 (6)에서 얻어진다.

팁간극손실은 로터와 쉬라우드와의 간극에 의하여 발생하는 손실^{13,17)}로서 축방향과 반경방향의 간극을 고려할 수 있는 Moustapha¹³⁾ 모델인 식 (8)을 적용하였다.

$$\Delta h_{tip} = \frac{U_3^3 Z_R}{8\pi} (0.4\epsilon_x C_x + 0.75\epsilon_r C_r - 0.3\sqrt{\epsilon_x \epsilon_r C_x C_r}) \quad (8)$$

식 (8)에서의 C_r 과 C_x 는 식 (9)에서 얻어진다.

$$C_r = \left(\frac{R_{4t}}{R_3}\right) \frac{l_x - b_3}{b_4 R_{4m} C_{4m}} \quad (9)$$

$$C_x = \frac{1 - R_{4t}/R_3}{b_3 C_{3m}}$$

풍손손실은 로터가 회전하면서 로터 뒷벽과 케이싱 내부에 있는 작동유체와 마찰에 의하여 발생되어지는 손실로서 Whitfield¹⁸⁾에 의하여 식 (10)과 같이 나타내었다.

$$\Delta h_{wind} = K_f \frac{\rho U_3^3 R_3^2}{4\dot{m}} \quad (10)$$

식 (10)에서의 계수 K_f 는 식 (11)에서 구하여진다.

$$K_f = 3.7 \left(\frac{\epsilon_{gap}}{R_3}\right)^{0.1} \frac{1}{Re_3^{0.5}} \quad \text{for } Re_3 < 10^5 \quad (11)$$

$$K_f = 0.102 \left(\frac{\epsilon_{gap}}{R_3}\right)^{0.1} \frac{1}{Re_3^{0.2}} \quad \text{for } Re_3 > 10^5$$

동익 뒷전에서의 손실(4와 5의 범위)은 동익의 뒷전에서 유로면적이 증가하여 손실이 발생되는데, 면적증가를 고려한 상대전압력의 손실^{10,11,19)}로 나

타낸 것 중에서 본 연구에서는 로터의 개수를 고려한 Glassman¹⁰⁾의 모델인 식 (12)를 적용하였다.

$$P_{t5,r} = P_{t4,r} - \frac{\rho_4 W_4^2}{2} \frac{Z_R t h_4}{(2\pi R_4 \cos \beta_4)^2} \quad (12)$$

3. 예측방법 및 모델검정

성능예측을 수행하는데 있어서 앞부분에서 정리된 손실모델을 적용하여 각각의 위치에서 발생하는 효율의 감소를 계산하여야 한다. 하지만 모델에 따라서 손실의 부분을 전압력 손실, 엔탈피 손실, 상대전압력 감소 등으로 나타내었으므로 이에 맞추어 세심하게 적용하여야 한다. 따라서 전 과정을 하나의 차트로 나타내기 어려우나 Fig. 2에서 보여 주는 계산과정을 보면, 입구에서의 전압력(P_{t0}), 전온도(T_{t0}) 및 터빈의 형상을 기준으로, 노즐에서의 유동속도(C_1)를 가정하여 계산을 진행한다. 노즐에서 계산되어진 질량유량이 전 유로에서 일치되는 값이 되도록 각각의 위치에서 반복계산되어지고, 노즐이나 로터에서 초크되어질 때까지 입구에서의 속도를 점차적으로 증가하게 된다. 초크가 발생되면 입구의 속도는 고정하고 로터 출구에서의 속도(W_4)만 증가하여 질량유량이 증가하지 않도록 계산을 수행하게 된다.

손실모델이나 계산과정의 검정을 위하여 기존에 수행된 실험의 결과⁷⁾를 사용하여 예측결과와 비교를 수행한다.

Fig. 3은 실험에 사용된 로터의 형상을 보여 주고 있으며, 설계모델(좌측)과 절단모델(우측)을 보여 주고 있다. 절단모델은 설계모델에서 로터 출구부분을 절단하여 축방향 길이를 단축한 것이다. 따라서 설계모델에서 로터 출구유동각(β_4)이 -56.86° 였으나 축방향 길이를 단축한 모델에서는 -42.07° 가 되었다. 노즐을 가변하면서 노즐의 출구각(α_1)을 증가하게 되면 노즐에서의 목면적(throat)은 감소하게 된다.

Table 1과 2는 노즐의 가변에 따라 노즐에서의 목면적 감소비($\lambda = A_{1,th}/A_{1,th,DS}$)와 작동조건을 보여 주고 있다.

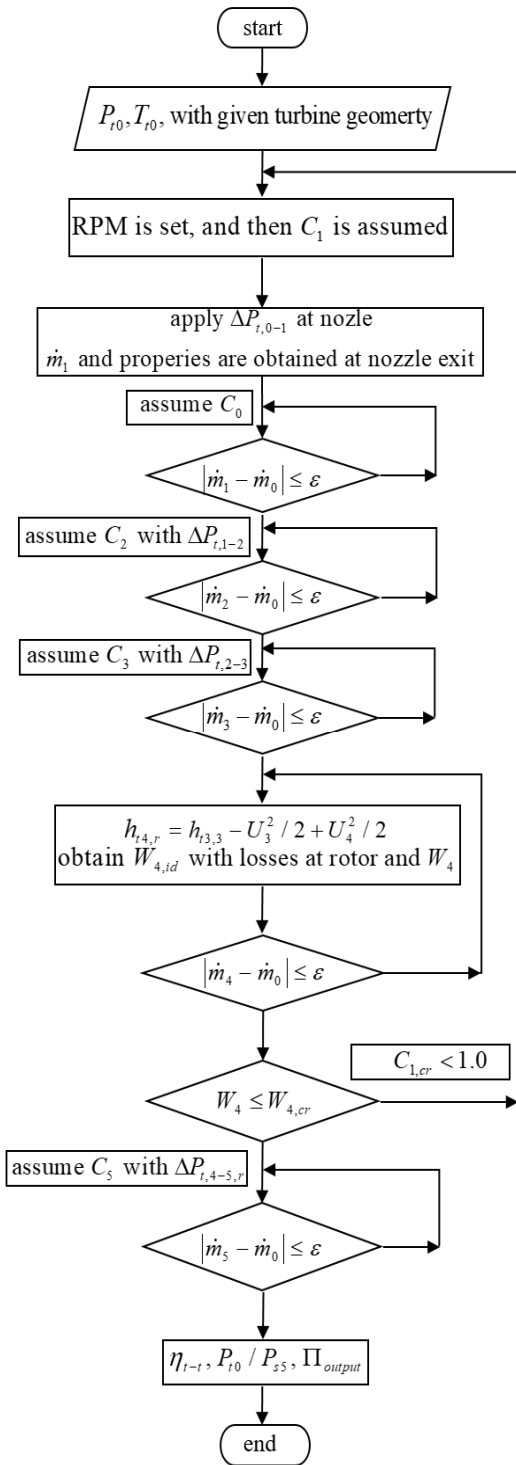


Fig. 2 Process of performance prediction

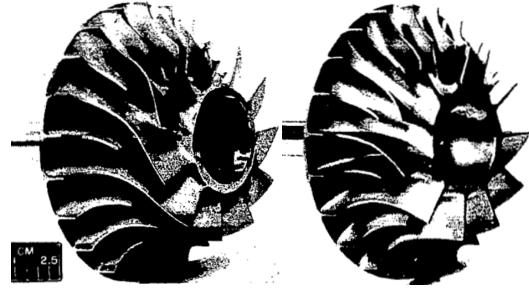


Fig. 3 Rotor configuration⁷⁾, design model (left) and cutback model (right)

Table 1 Operating conditions of design rotor

λ	N_{noz}	α_1 [degree]	P_{t0} [N/cm^2]	T_{t0} [K]
1.44	13	64.70	8.5	308
1.25	13	68.0	9.1	308
1.0	13	72.47	11.0	306
0.66	15	77.75	15.6	306
0.42	17	81.38	21.9	306
0.2	17	85.0	40.3	306

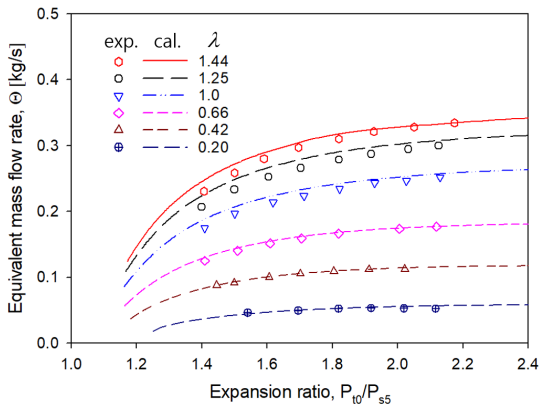
Table 2 Operating conditions of cutback rotor

	N_{noz}	α_1 [degree]	P_{t0} [N/cm^2]	T_{t0} [K]
1.44	13	64.70	7.8	306
1.25	13	68.0	8.7	305
1.0	13	72.47	10.0	306

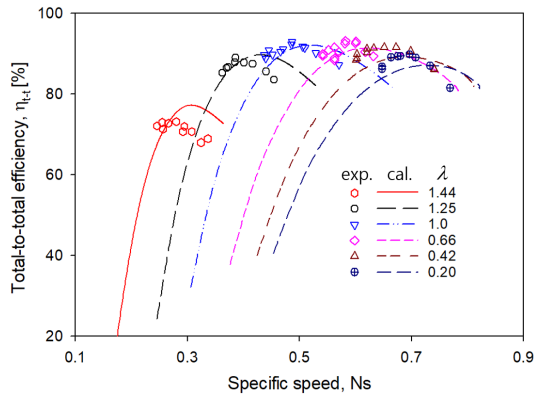
Fig. 4는 설계모델에서의 실험결과와의 비교를 보여주고 있다. 질량유량은 표준압력과 온도에 의하여 환산된 값으로 비교하였다. 또한 전효율은 입구에서의 압력과 온도를 기준으로 등엔트로피 팽창으로 얻을 수 있는 출력에 대하여 실제 손실을 고려하여 얻을 수 있는 출력의 비로 나타낸 것으로 식 (13)과 같다.

$$\eta_{h-t} = \frac{h_{t0} - h_{t5}}{h_{t0} - h_{t5,s}} \quad (13)$$

질량유량의 결과는 실험의 결과와 상당히 잘



(a) mass flow rate vs expansion ratio



(b) efficiency vs specific speed

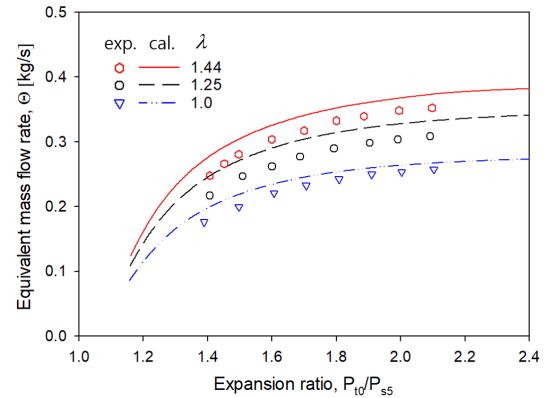
Fig. 4 Comparison of mass flow rate and efficiency with experimental results⁷⁾ on the design model

일치된 결과를 보여 주고 있다. 전효율의 결과는 실험보다는 예측 결과값에 약간의 차이를 보이고 있다. 이러한 것은 최대 효율점의 위치가 예측값에서 비속도(N_s)가 약간 큰 값을 나타내는 영역에서 얻어졌기 때문이다. 이 또한 질량유량의 결과가 예측값에서 약간 큰 값으로 나타났기 때문이다. 결과비교에서의 비속도는 식 (14)와 같이 정의하여 얻어지므로 질량유량의 증가는 비속도의 증가로 표현된다.

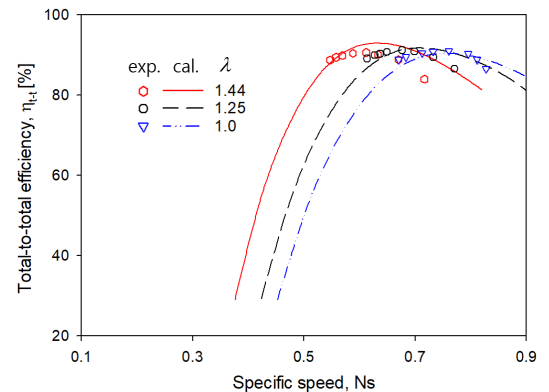
$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (14)$$

노즐목면적비(λ)가 감소하면서 효율에 차이를 보여 주고 있는데, 이러한 것은 목면적비가 감소하면서 팽창비를 증가하면, 질량유량의 증가에 한계가 있고, 최종적으로 노즐에서 초크가 발생되어 진다. 따라서 더 이상 질량유량이 증가하지 않으므로 로터 출구에서 유동각의 차이를 보이게 되어 효율 차이가 발생된 것으로 판단된다.

Fig. 5는 절단모델에서의 예측과 실험결과와의 비교를 보여 주고 있다. 절단모델은 구심터빈의 크기를 상당히 줄일 수 장점이 있다. 성능비교의 결과는 설계모델에서의 결과와 비교하여 전반적으로 잘 일치하는 결과를 보여 주고 있다. 본 연구의 결과에서는 손실모델에서 적용되는 손실계수



(a) mass flow rate vs expansion ratio



(b) efficiency vs specific speed

Fig. 5 Comparison of mass flow rate and efficiency with experimental results⁷⁾ on the cutback model

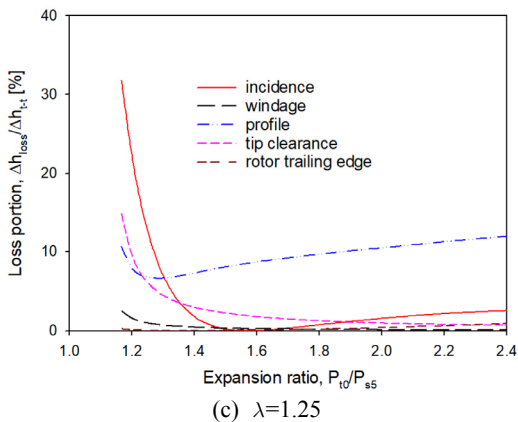
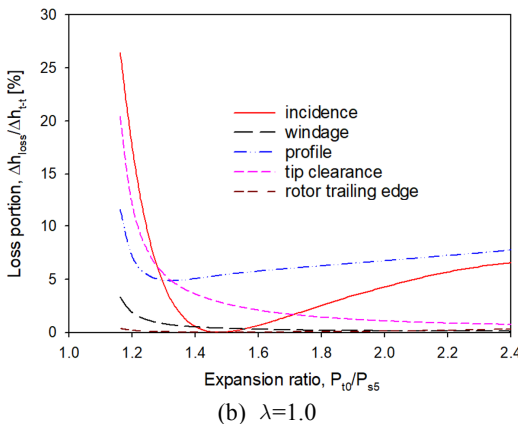
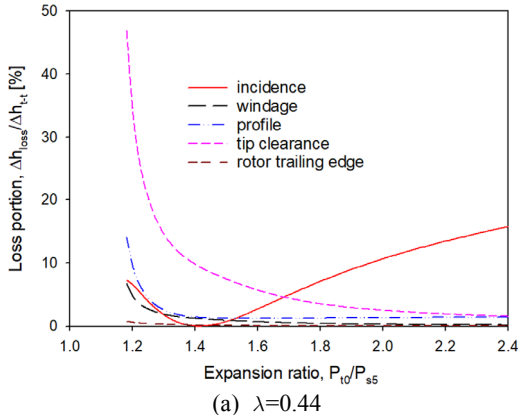


Fig. 6 Effect of each loss in total loss on the design model

를 조절하지 않고 얻어진 결과이다. 특히 형상손실계수(K_{pro})는 0.22로 고정하여 적용하였다. 기존의 예측방법²⁰⁾에서는 이 계수를 0.18에서 9.25까

지 각각 다르게 적용하여 실험결과와 일치하도록 조정하였다. 이러한 경우에는 어느 손실이 터빈의 효율에 영향을 미치는지를 알 수 없으며, 형상이 다른 터빈의 경우에는 실험결과가 없어서 예측을 할 수 없는 문제가 있다. 하지만 본 연구에서는 손실모델을 다양하게 적용하면서 임의적으로 손실계수를 조정하지 않았으므로 형상이 다른 터빈이라도 성능예측이 가능하게 되었다.

4. 손실모델의 영향

손실모델의 계수를 조정하지 않았으므로 노즐을 가변으로 하는 경우에 어느 손실 부분이 효율에 영향을 미치는지를 설계모델을 기준으로 Fig. 6에서 보여 주고 있다. 노즐목면적비가 적은 경우인 Fig. 6(a)에서 보여 주는 것과 같이 팽창비가 낮은 영역에서는 팁간극손실의 영향이 상대적으로 큰 값을 보이고, 팽창비가 증가하게 되면 상대적으로 입사각손실이 크게 나타남을 알 수 있다. 손실의 영향을 나타내는 수직축에서 Δh_{t-t} 는 각각의 팽창비에서 총 손실의 값이므로 팽창비가 변경되면 이 값도 달라진다. 따라서 이 값이 최소 값이면 최대의 효율이 발생하는 팽창비이다.

노즐목면적비가 0.44에서 1.0이나 1.25로 증가하게 되면 팁간극에 의한 손실은 상대적으로 점차 약해지고 있으며, 또한 입사각손실도 목면적비의 증가에 따라 상대적으로 축소되어짐을 알 수 있다. 반면에 형상손실의 영향력이 증대되어져 팽창비가 증가하면 터빈의 효율에 형상손실이 가장 큰 영향력을 미치는 것을 알 수 있다. 이러한 것은 팽창비의 증가로 인하여 질량유량이 증대되어 터빈 내부유로에서 발생하는 손실이 크게 발생되었기 때문이다. 하지만 노즐목면적비가 적은 경우에 형상비가 상대적으로 적은 이유는 팽창비를 증대하여도 노즐에서의 목면적비가 적으므로 어느 이상의 팽창비로 증가하여도 더 이상 질량유량이 증대하지 못하여 터빈내부 유로에서의 형상손실은 증가하지 못함을 알 수 있다. 이러한 결과는 절단모델의 경우도 동일한 결과를 보여 주었다.

Fig. 7은 터빈에서 노즐목면적비가 변동하는 경

우에 전압력의 감소에 대한 영향력을 보여 주고 있다. 터빈 입구의 전압력으로부터 출구에서의 전압력까지 감소폭을 기준으로 상대적인 크기를 보여 주고 있다. 전압력의 감소는 노즐에서의 감소(0과 1의 범위), 노즐 뒷전에서의 감소(1과 2의 범위), 베인리스 공간에서의 감소(2와 3의 범위)는 Fig. 7(a)와 같이 동일한 현상을 보여 주었다. 낮은 노즐목면적비에서 작동하는 경우에 상대적으로 가장 큰 압력감소폭을 보여 주었으며, 목면적비가 증가하면 상대적인 전압력 감소폭은 감소하는 추세를 동일하게 나타내었다. 이러한 것은 로터에서의 전압력감소폭이 노즐목면적비가 증가하면 커지게 되기 때문이다. 이러한 원인으로 인하여 노즐 출구의 뒷전에 의한 전압력의 감소폭은 Fig. 7(a)

와는 달리 노즐목면적비가 증가하면 할수록 상대적으로 큰 값을 보여 주고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

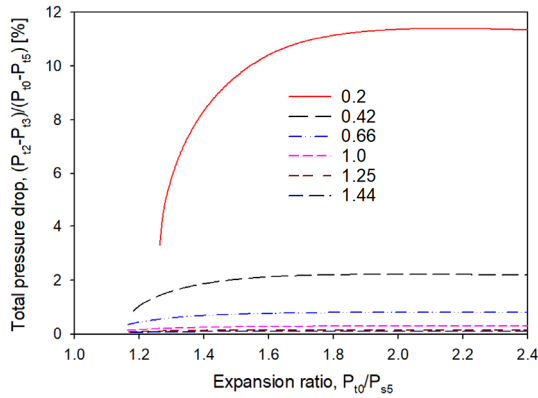
본 연구에서는 구심터빈의 노즐을 가변하여 노즐목면적비를 조정하는 경우에 터빈의 성능을 예측하는 연구를 수행하였다. 유로를 따라서 손실모델을 선정하여 임의적으로 손실계수의 조정이 없이 예측한 결과는 실험에서 얻어진 결과와 상당히 잘 일치하는 결과를 얻었다. 노즐목면적비가 줄어들수록 틱간극손실과 입사각손실의 영향력이 증대하였으며, 노즐목면적비가 증대하게 되면 질량유량의 증가로 형상손실의 영향력이 가장 크게 영향을 미치게 되었음을 알 수 있었다. 또한 전압력의 상대적인 감소도 로터 앞부분에서는 노즐목면적비가 적으면 크게 발생되나 로터 뒷부분에서는 반대의 영향력을 보였다.

Author contributions

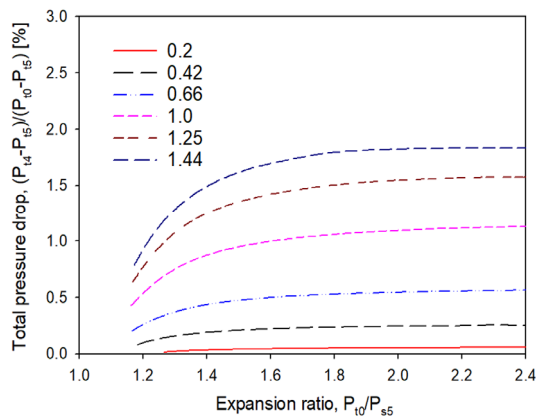
S. Y. Cho; Conceptualization, Funding acquisition, Writing-review & editing. B. S. Choi; Data curation, Formal analysis, Methodology, Project administration. H. S. Lim; Investigation, Resources, Software. Supervision, Validation, Visualization.

References

1. K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah and N. Moazami, 2015, "Parametric Analysis and Optimization of a Small-Scale Radial Turbine for Organic Rankine Cycle", *Energy*, 83, 696-711. (<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.079>)
2. T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai and K. Mori, 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle", *Energy*, 26, 239-251. ([https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(00\)00063-3](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(00)00063-3))
3. S. Y. Cho, B. S. Choi and H. Lim, 2019, "Optimal Off-Design Point Operation on a



(a) at vaneless space



(b) at rotor trailing edge

Fig. 7 Pressure drops according to the expansion ratio on the design model

- 2-Stages Radial Turbines for Organic Rankine Cycle”, *Journal of Korean Society for Power System Engineering*, 23(5), 20-29.
(<https://doi.org/10.9726/kspse.2019.23.5.020>)
4. G. Descombes, J. F. Pichouron, F. Maroteaus, N. Moreno and J. Julien, 2002, “Simulation of the Performance of a Variable Geometry Turbocharger for Diesel Engine Road Propulsion”, *Int. Journal Applied Thermodynamics*, 5(3), 139-149.
 5. H. Tamaki, M. Unno, A. Iwakami and S. Ishii, 2007, “Study on Flow Fields in Variable Area Nozzles for Radial Turbines”, *IHI Engineering Review*, 40(2), 89-97.
 6. C. Rogo, T. Hajek and A. G. Chen, 1987, “Variable Stator Radial Turbine”, NASA-CR-174663.
 7. M. G. Kofikey and W. J. Nusbaum, 1972, “Effects of Specific Speed on Experimental Performance of Radial-Inflow Turbine”, NASA TN D-6605.
 8. H. E. Rohlik, 1968, “Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency”, NASA TN D-4384.
 9. C. Rogers, 1987, “Small High Pressure Ratio Radial Turbine Technology”, VKI lecture series 1987-07.
 10. A. J. Glassman, 1995, “Enhanced Analysis and Users Manual for Radial-Inflow Turbine Conceptual Design Code RTD”, NASA-CR-195454.
 11. P. L. Meitner and A. J. Glassman, 1983, “Computer Code for Off-Design Performance Analysis of Radial-Inflow Turbines With Rotor Blade Sweep”, NASA-TP-2199.
 12. C. F. Colebrook, 1938, “Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws”, *Journal of the Institution of Civil Engineers*, London, 11, 1938-3p, 133-156.
 13. H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines and D. Japikse, 2003, “Axial and Radial Turbines”, 1st ed. White River Junction: Concepts NREC.
 14. A. J. Glassman, 1976, “Computer Program for Design Analysis of Radial-Inflow Turbines”, NASA TN D-8164.
 15. A. Whitfield, 1989, “The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines”, 89-GT-83.
 16. C. A. Todd and S. M. Futral, 1969, “A Fortran IV Program to Estimate the Off-design Performance of Radial Inflow Turbines”, NASA TN D-5059.
 17. W. A. Sparker, 1987, “Contour Clearance Losses in Radial Inflow Turbines for Turbochargers”, ASME, 87-ICE-52.
 18. A. Whitfield and N. C. Baines, 1990, “Design of Radial Turbomachines”, Longman Scientific and Technical, Chapter 7.
 19. V. L. Streeter, 1961, “Handbook of Fluid Dynamics”, New York McGraw-Hill.
 20. P. L. Meitner and A. J. Glassman, 1980, “Off-Design Performance Loss Model for Radial Turbines with Pivoting”, Variable-Area Stators, NASA Technical Paper 1708.