

# 구심터빈 성능예측을 위한 상용프로그램의 적용성 평가

조수용<sup>\*†</sup> · 최범석<sup>\*\*</sup> · 임형수<sup>\*\*</sup>

## Estimation of Acceptability of Commercial Software for Performance Prediction of Radial-Type Turbine

Soo-Yong Cho<sup>\*†</sup>, Bum-Seog Choi<sup>\*\*</sup>, Hyung-Soo Lim<sup>\*\*</sup>

*Key Words* : Radial Turbine(구심터빈), Off-Design Point Prediction(탈설계점예측), Loss Models(손실모델), Performance Analysis(성능 해석), Efficiency(효율)

### ABSTRACT

Radial-type turbines have been used in small power generation systems as well as aircraft engines since the mid-20th century. It is also a core part of the turbocharger, so much research has been conducted. In addition, commercial software for performance prediction and design have been released. Recently, many research results have been published for the performance prediction and design of radial-type turbines for Organic Rankine Cycle using a working fluid as a refrigerant instead of air using a commercial software. Therefore, in this study, a performance prediction technique was developed based on the loss models with the experimental results, and then it was expanded to estimate the acceptability of a commercial software with the working fluid of refrigerant. In conclusion, it is important to recognize the range of error in performance prediction according to the application of commercial software.

### 1. 서론

구심터빈은 가스터빈의 발전과 함께 항공용 엔진뿐만 아니라 발전용장치의 핵심부품으로 사용되어왔다. 아울러 터보차저의 핵심부품으로 사용되고 있으므로 많은 연구들이 진행되어 왔다. 따라서 여러 문헌을 통하여 구심터빈의 설계기술과 관련한 많은 연구결과들을 접할 수 있으며, 구심터빈 설계에 필수적인 설계변수 값들의 적절한 범위도 얻을 수 있다. 또한 터빈의 설계 및 성능예측을 위한 상용 설계프로그램도 판매되고 있다.

최근 작동유체를 공기가 아닌 다양한 종류의 냉매를 사용하는 구심터빈의 설계에 관한 많은 연구<sup>(1-3)</sup>들이 발표되고 있음을 알 수 있다. 이러한 이유는 화석연료의 고갈과 이산화탄소로 인한 지구 온난화에 대한 대책으로 신재생에너지와 관련한 연구가 많이 추진되고 있기 때문이다. 이를 위하

여 산업체에서 발생하는 폐열에너지의 회수나, 태양열 및 해수온도차발전 등과 같은 분야에서 유기랭킨 사이클을 이용한 발전장치에 구심터빈을 많이 적용하고<sup>(4,5)</sup> 있다. 하지만 작동유체로 냉매를 사용하게 되는 경우에, 냉매에 따라 약간의 차이가 있지만 일반적으로 작동유체의 음속은 공기의 1/3수준으로 상당히 낮게 된다. 따라서 출력 증가를 위하여 기존에 추천되었던 블레이드의 설계변수값과는 다르게 적용하여 설계를 하는 경우가 발생된다.

터빈의 개발에 있어서 설정된 설계변수의 값으로 설계 제작하였을 경우에 정확히 예측하였던 성능을 얻을 수 있는 가하는 것이 아주 중요하다. 따라서 터빈설계의 초기단계인 성능예측에 관한 연구에 많은 시간을 투자하게 된다. 성능예측은 터빈에서 발생하는 손실을 예측하는 것과 동일하다. 그러므로 여러 손실모델 중에서 개발하고자 하는 터빈에 적절한 손실모델을 사용하여야 한다. 여러 손실모델 중에서

\* 경상대학교, 항공기부품기술연구센터 (ReCAPT, Gyeongsang National University)

\*\* 한국기계연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실 (Department of Energy Conversion, Korea Institute of Machinery and Materials)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

작동유체가 냉매로 바뀌어졌을 경우에 적절한 손실모델을 채택하는 것은 어려운 일이지만, 손실모델만을 기준으로 터빈의 최적화 설계를<sup>(6-8)</sup> 수행하기도 한다.

손실모델의 평가를 위하여서는 정밀한 성능실험이 뒷받침 되어야하나 작동유체가 다양하므로 실질적인 진행에 있어서는 오랜 시간을 필요로 한다. 따라서 터빈 설계 및 성능예측을 상용설계프로그램<sup>(9)</sup>을 사용하여 진행하기도<sup>(10-12)</sup> 한다. 따라서 본 연구에서는 터빈의 성능예측을 위한 적절한 손실모델은 공기를 작동유체로 하여 얻어진 실험결과를 바탕으로 평가하고, 이를 기준으로 작동유체를 냉매로 변경하였을 경우에 얻어지는 성능예측의 결과를 상용설계프로그램에서 얻어진 결과와 비교를 수행하고자 한다. 이러한 결과는 상용설계프로그램을 사용하여 터빈설계를 수행하는 경우에 그 결과에 대한 적용성의 범위를 확인할 수 있을 것이며, 이를 바탕으로 고효율 터빈을 설계하고자 하는데 도움이 되 고자 한다.

## 2. 구심터빈에서의 손실모델 선정

Fig. 1은 자오면에서의 구심터빈 형상을 보여주고 있으며 로터와 노즐 외에도 볼류트 및 디퓨저 등으로 구성된다. 볼류트의 경우는 축계의 구성이나 발전기 등의 부착에 따라 다양한 단면형상을 가지게 되며, 단면형상에 따라 최대 1.5%의 터빈 전효율 차이를<sup>(13)</sup> 나타낼 수도 있다. 하지만 볼류트에서의 손실은 다른 부품에서의 손실에 비하여 상당히 적을 뿐만 아니라 형상이 다양하므로 손실모델에 포함하지 않는다. 아울러 디퓨저에서의 손실도 포함하지 않았는데, 이것은 성능예측의 결과를 비교하고자 하는 실험의<sup>(14)</sup> 측정 위치와 대응하기 위하여서이다.

Fig. 1은 노즐 입출구에서의 유동각 설정이 자오면을 기준으로 설정되었음을 보여주고 있으며, 숫자는 손실모델의

적용과 관련한 위치를 나타내고 있다. 위치 1과 2는 노즐(정익)의 뒷전 전후에서의 위치를 나타내며, 마찬가지로 4와 5의 위치도 동익 뒷전 전후의 위치를 의미한다. 이는 뒷전에서의 손실을 나타내기 위함이다. 유로를 바탕으로 터빈에서의 손실은 노즐, 노즐뒷전, 베인리스공간, 동익, 동익뒷전에서 손실이 발생되어진다. 문헌에서 많이 인용되어지는 손실 모델들을 기준으로 기존에 수행되었던 실험결과<sup>(14,15)</sup>와 비교를 통하여 손실모델의 영향력을 평가하였던 결과<sup>(16)</sup>를 바탕으로 가장 적절한 손실모델을 선정하였다.

### 2.1 노즐에서 동익앞전까지의 손실

터빈의 노즐을 통과하는 작동유체에서 발생하는 손실을 Rogers<sup>(17)</sup>은 식 (1)과 같이 손실을 나타내었다.

$$\xi_N = \frac{0.05}{Re_h^2} \left( \frac{3 \tan \alpha_1}{s/c} + \frac{s \cos \alpha_1}{h_N} \right) \quad (1)$$

식 (1)에서의  $\xi_N$ 은  $(C_{2,id}^2 - C_2^2)/C_2^2$ 을 의미하며, 레이놀드수( $Re_h$ )는 노즐의 높이( $h_N$ )를 기준으로 얻어진다.  $s$ 와  $c$ 는 출구에서의 피치와 노즐의 코드를 의미한다. 그 외의 기호는 뒷부분에 있는 기호설명부분(nomenclature)을 참조하기 바란다.

노즐 뒷전에 의한 손실은 출구에서 노즐 두께가 없으므로 유로면적이 증가하여 발생된다. Meitner<sup>(18)</sup>는 1차원 압축성 유체에서 면적확장에 따른 압력손실을 기준으로 식 (2)와 같이 노즐 뒷전에서의 전압력 손실을 나타내었다.

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

베인리스 공간에서의 손실은 덕트 형상에서의 마찰손실을 기준으로 식 (3)과 같이 나타내었다.

$$P_{t3} = P_{t2} - \frac{4f l_{2-3} \rho_2 C_2^2}{2D_{hyd}} \quad (3)$$

식 (3)에서의 마찰계수( $f$ )는 레이놀드수에 따라 식 (4)에서 얻어질 수 있다.

$$\begin{aligned} f &= 0.24 && \text{for } Re_2 < 100 \\ f &= \frac{24}{Re_2} && \text{for } 100 < Re_2 < 3000 \\ f &= 3.3368 \times 10^{-7} Re_2^{1.2596} && \text{for } 3000 < Re_2 < 3700 \\ f &= 0.0014 + \frac{0.125}{Re_2^{0.32}} && \text{for } 3700 < Re_2 \end{aligned} \quad (4)$$

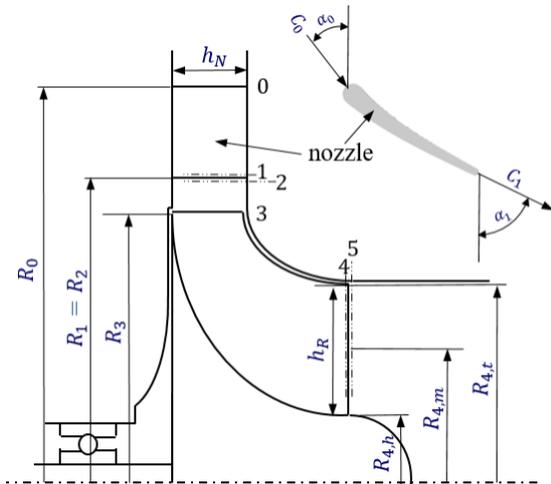


Fig. 1 Symbols at turbine for loss models

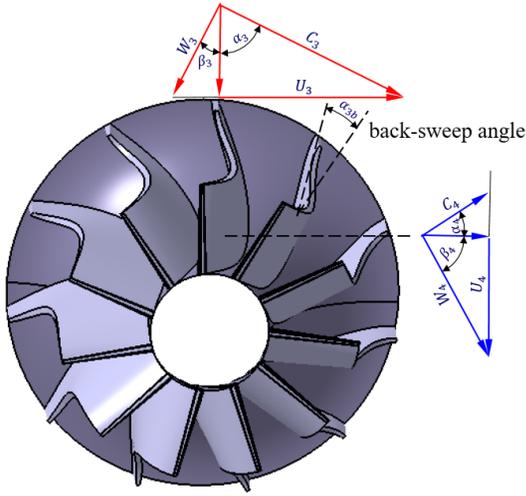


Fig. 2 Velocity triangle at the rotor inlet and exit

## 2.2 동익에서의 손실

동익에서의 손실은 다양한데, 입사손실, 풍손손실, 팁간극손실, 형상손실, 뒷전에서의 손실 등이 있다. 우선 입사손실(incidence loss)은 동익 입구에서 유동이 동익 앞전에서의 익형각과 최적의 입사각을 형성하지 못하여 발생하는 손실로서 특히 작동유체를 냉매를 사용하는 경우에 고출력을 얻기 위하여 Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 동익 입구의 블레이드를 회전반대 방향으로 휘어지게(back sweep) 설계할 수 있는데 이러한 경우를 고려하여 입사손실을 Meitner<sup>(18)</sup>는 식 (5)와 같이 나타내었다.

$$\Delta h_{inc} = \frac{W_3^2 [1 - \cos^n(\beta_3 - \beta_{3,opt})]}{2} \quad (5)$$

식 (5)에서 지수 n은  $\beta_3 - \beta_{3,opt}$ 가 양이면 1.75, 음이면 2.5를 적용하며,  $\beta_{3,opt}$ 는 식 (6)에서 얻어진다.

$$\beta_{3,opt} = \tan^{-1} \left( \frac{C_{3u,opt} A - U_3}{C_{3x}} \right)$$

$$A = 1 \quad \text{for } \frac{(D_{4h} + D_{4t})}{2D_3} < \epsilon_{lim}$$

$$A = 1 - \left[ \frac{(D_{4h} + D_{4t}) / (2D_3) - \epsilon_{lim}}{(1 - \epsilon_{lim})} \right]^3 \quad \text{for } \frac{(D_{4h} + D_{4t})}{2D_3} > \epsilon_{lim} \quad (6)$$

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

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

풍손손실(windage loss)은 로터가 회전하면서 작동유체와 마찰에 의하여 발생되어지는 손실로서 Whitfield<sup>(19)</sup>에 의하여 식 (7)과 같이 나타내었다.

$$\Delta h_{wind} = K_f \frac{\rho U_3^3 R_3^2}{4\dot{m}} \quad (7)$$

식 (7)에서의 계수  $K_f$ 는 식 (8)에서 구하여진다.

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

$$K_f = 0.102 \left( \frac{\epsilon_{gap}}{R_3} \right)^{0.1} \frac{1}{Re^{0.2}} \quad \text{for } Re > 10^5 \quad (8)$$

팁간극손실(tip clearance loss) 로터의 팁간극에서 발생하는 손실로서 Moustapha<sup>(20)</sup>에 의하여 제시된 식 (9)를 적용하였다.

$$\Delta h_{tip} = \frac{U_3^3 Z_R}{8\pi} (0.4\epsilon_x C_x + 0.75\epsilon_r C_r - 0.3\sqrt{\epsilon_x \epsilon_r C_x C_r}) \quad (9)$$

식 (9)에서의  $C_r$ 과  $C_x$ 는 식 (10)에서 얻어진다.

$$C_r = \left( \frac{R_{4t}}{R_3} \right) \frac{l_x - h_3}{h_4 R_{4m} C_{4m}} \quad (10)$$

$$C_x = \frac{1 - R_{4t}/R_3}{h_3 C_{3m}}$$

형상손실(profile loss)은 동익내부에서 발생하는 손실로서 여러 가지의 요인으로 손실이 발생되므로 마찰손실, 2차 유동손실, 유로손실 등으로 표현되기도 하는데 이들을 각각 분리하여 측정하기도 어렵고, 또한 그 영향을 평가하기 어려우므로 이들을 합하여 형상손실로 표현한다. Meitner<sup>(18)</sup>는 식 (11)과 같이 형상손실을 나타내었다.

$$\Delta h_{pro} = K \frac{(W_3^2 \cos^2 \alpha_{3,i} + W_4^2)}{2} \quad (11)$$

식 (11)에서의  $K$ 는 0.3이며,  $\alpha_{3,i} = \beta_3 - \beta_{3,opt}$ 이다.  $\beta_{3,opt}$ 는 Todd<sup>(21)</sup>가 제시한 식 (12)의 값을 사용한다.

$$\beta_{3,opt} = \tan^{-1} \left( \frac{-1.98 \tan \alpha_3}{Z_R (1 - 1.98/Z_R)} \right) \quad (12)$$

동익뒷전에서의 손실(trailing edge loss)은 동익의 뒷전에서 유로면적이 증가하여 손실이 발생되는데, 유로면적 증가에 따른 상대 전압력손실을 Glassman<sup>(22)</sup>에 의하여 제시된 손실계수를 사용하여 식 (13)과 같이 나타내었다.

$$P_{t5,r} = P_{t4,r} - \frac{\rho_4 W_4^2}{2} \frac{Z_R t h_4}{(2\pi R_{4,m} \cos \beta_4)^2} \quad (13)$$

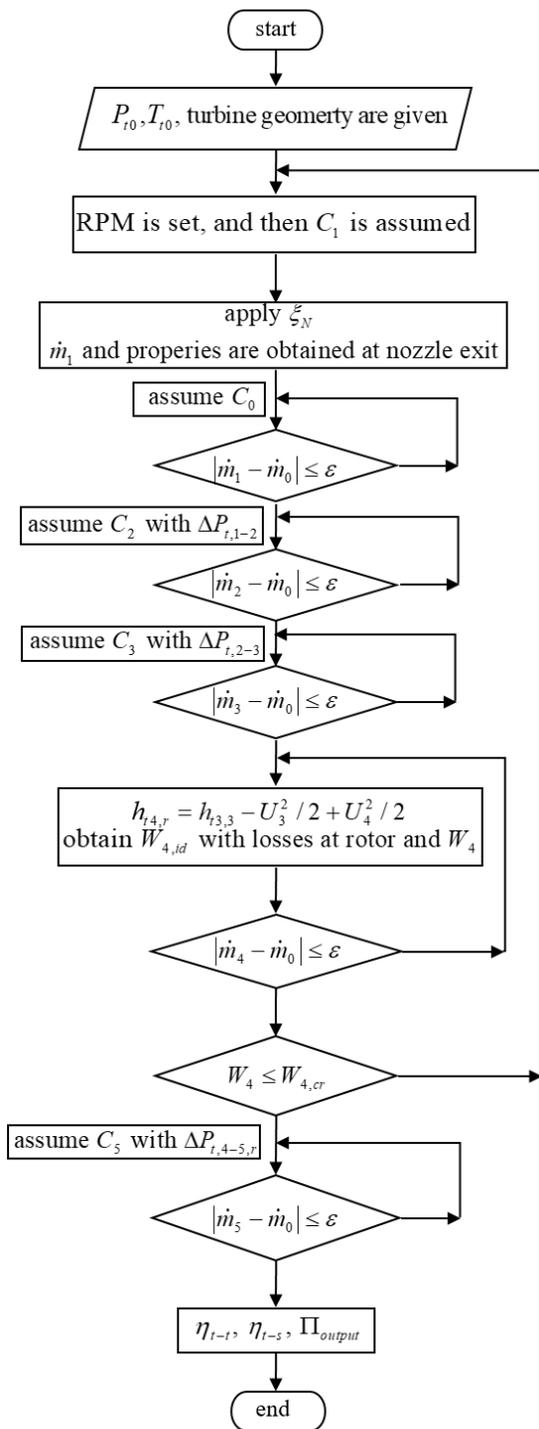


Fig. 3 Flow chart of calculation process

### 3. 결과 및 분석

#### 3.1 손실모델을 사용한 경우

탈설계점 성능해석을 수행하는데 있어서 각각의 위치에 따른 손실을 적용하여야 하는데, 모델에 따라서 전압력 손실, 엔탈피 손실, 속도차 등으로 나타내었으므로 적용 시에

이를 고려하여 적용하였다. 특히 작동유체를 공기에서 냉매로 적용하는 경우에는 상태방정식을 적용하는 것이 아니라 온도와 압력에 따라 물성치(엔탈피, 엔트로피 등)를 얻어서 계산을 수행하였다. 이를 위하여 냉매의 물성치를 얻을 수 있는 RefProp<sup>(23)</sup>을 프로그램에 연동하여 계산을 진행하였다. 엔탈피를 기준으로 계산과정을 세세하게 하나의 계산 흐름도표로 나타낼 수는 없지만, Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 터빈입구에서의 전압력( $P_{t0}$ ), 전온도( $T_{t0}$ ), 터빈의 형상을 기준으로, 회전수를 설정하고, 초기의 유동속도( $C_1$ )를 가정하여 계산을 진행한다. 노즐에서 계산되어진 질량유량이 전 유로에서 일치되는 값이 되도록 각각의 위치에서 반복계산 되어지고, 터빈 출구에서 초크될 때 까지 입구에서의 속도를 점차적으로 증가하게 된다. 계산흐름도에는 나타나지 않지만 초크가 발생되면 입구의 속도는 고정하고 터빈출구에서의 속도( $W_4$ )만 증가하여 질량유량의 증가가 없도록 계산을 수행하게 된다. 이러한 하나의 계산과정이 완성되면 회전수를 변경하여 또 다른 성능곡선을 얻기 위한 계산이 진행된다.

Fig. 4는 공기를 작동유체로 사용하여 얻어진 실험결과<sup>(14)</sup>와 손실모델을 사용하여 얻어진 결과와 비교된 효율선도를 보여주고 있다. 실험에 사용된 로터는 직경이 116.6 mm이며, 14개의 노즐과 11개의 스프리터러를 가진 총 22개의 블레이드를 가진 로터이다. 실험에서의 입구전압력( $P_{t0}$ )은 101.3 kPa이며, 입구전온도( $T_{t0}$ )는 25°C였다. 아울러 설계점 회전수( $\Omega_{ds}$ )는 29,550 rpm이었으며, 설계점 속도비( $U_3/C_j$ )는 0.697이었다. Fig. 4의 결과에서 보는 것과 같이 회전수를 설계점의 회전수를 기준으로 0.4~1.1까지 변경하여 얻어진 결과는 실험결과와 상당히 일치하는 결과를 보여주고 있다. 따라서 본 연구에서 선정된 손실모델은 적절히 선정되었음을 알 수 있다.

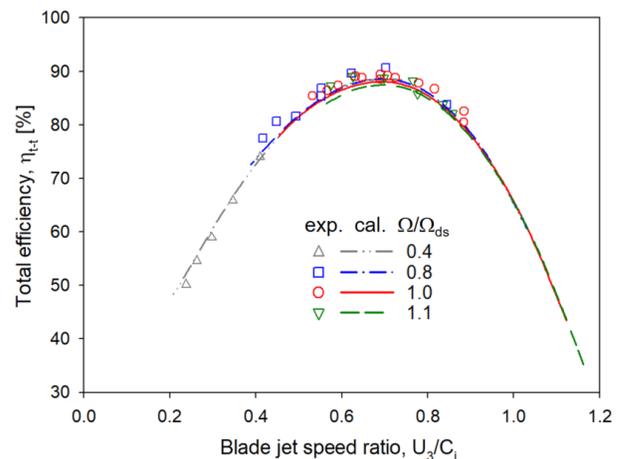
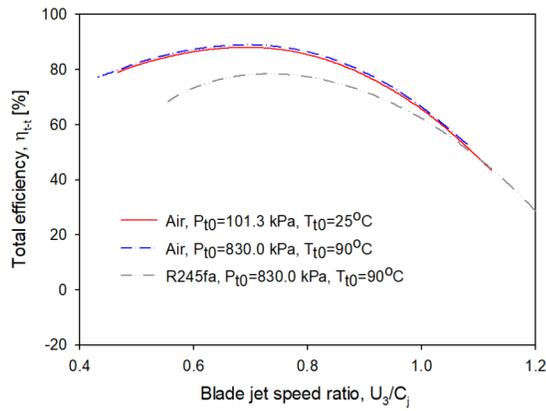
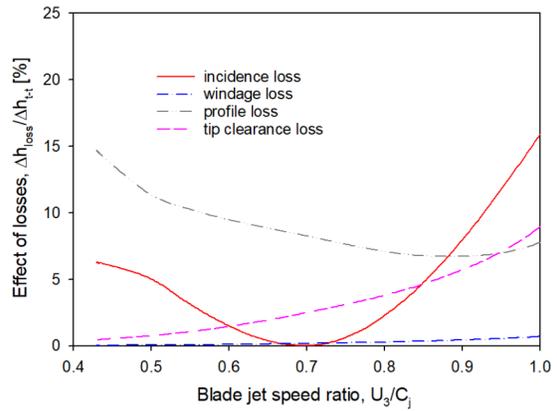


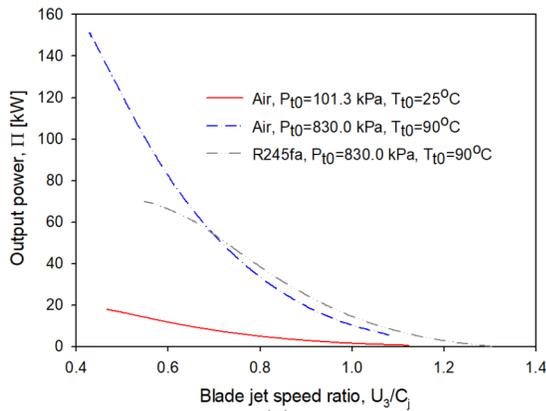
Fig. 4 Comparison of predicted results with experimental results<sup>(14)</sup>



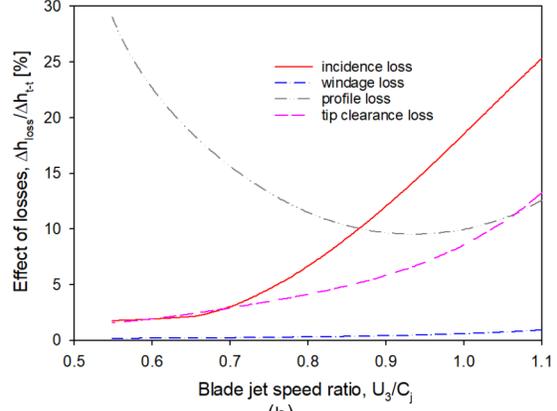
(a)



(a)

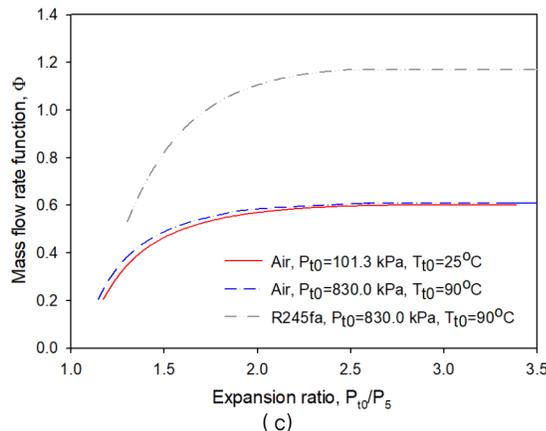


(b)



(b)

Fig. 6 Comparison of losses: (a) air (b) R245fa



(c)

Fig. 5 Variation of performance when the turbine inlet conditions are changed: (a) total efficiency (b) output power and (c) mass flow rate function

동일한 터빈의 형상으로 입구의 작동조건을 변경하는 경우에 발생하는 성능변화를 확인하고자 한다. 변경하고자 하는 입구의 조건은 전압력과 전온도를 각각 830 kPa과 90°C로 선정하였다. 이러한 입구조건 설정은 냉매를 사용하는 경우의 조건과 동일하게 하고자 하기 위함이다. 본 연구에서는 유기랭킨 사이클 장치의 작동유체로 많이 사용되는 R245fa를 기준으로 단단 터빈에서의 입구조건을 기준으로 설정하였다. 여러 종류의 냉매가 적용가능하나 R245fa

를 선정한 것은 여러 작동유체 중에서 친환경, 고효율 등 여러 가지 측면에서 많은 장점을<sup>(24)</sup> 가지고 있기 때문이다. 따라서 여러 작동유체에 대한 비교는 수행하지 않았는데 이는 정확한 비교 검정을 할 수 없기 때문이다.

Fig. 5는 입구조건 변화에 따른 터빈의 성능변화를 보여주고 있다. 작동유체가 공기인 경우에는 전온도와 전압력의 상승으로 전효율은 1~2% 정도 상승하였으며, 질량유량 함수( $\Phi = m\sqrt{T_{t0}}/P_{t0}$ )도 미세하게 상승하였다. 터빈의 출력은 설계점 속도비에서 6배 정도의 증가가 발생되었으며, 팽창비의 증가에 따라 출력은 기하급수적으로 증가함을 확인할 수 있다.

동일한 터빈을 기준으로 작동유체를 변경하게 되면 작동유체의 속도변화에 따라 설계점 회전수 및 설계점 속도비가 변경된다. 따라서 R245fa를 적용하는 경우에 공기의 경우와 대응되는 회전수는 공기의 설계점 회전수를 기준으로 비속도가 동일하게 되는 회전수로 선정하였다. 따라서 공기의 경우에 29,550 rpm이 R245fa에서는 20,000 rpm으로 선정되었다. 동일한 입구조건( $P_{t0} = 830\text{ kPa}$ ,  $T_{t0} = 25^\circ\text{C}$ )에서 작동유체를 R245fa로 변경하여 20,000 rpm으로 작동한 경우에 설계점 속도비에서 전효율이 7% 정도의 감소가 발생되었으며, 출력은 공기의 경우와 비슷하나 R245fa의 특성상 팽창

비의 증가에 따라 초크가 발생되어 출력의 증가에 한계를 보였다. 질량유량 함수의 경우에 R245fa는 2배 이상 높은 값을 보이고 있으므로 공기에 비하여 많은 질량유량이 소모됨을 Fig. 5에서 보여주고 있다.

Fig. 6의 경우는 속도비의 변화에 따라 손실값의 차이를 보이고 있는데, 각각의 손실값을 전엔탈피 변화에 대한 손실 엔탈피의 비로써 나타내고 있으므로 이 값은 전효율에 직접적인 관련이 있다. R245fa의 경우는 공기의 경우와 다른 특징들을 보여주고 있는데, R245fa의 경우에 회전수를 20,000 rpm으로 작동하였으므로 속도비의 변화에 따라 다른 특성을 보여주고 있다. 하지만 두 경우 모두 탈설계점으로 갈수록 형상손실은 증가하고 있으며, 팽창비가 감소할수록 틱간극손실은 증가함을 보이고 있다. 입사손실은 작동유체의 속도와 각도에 의하여 좌우되므로 최적입사각인 경우에 가장 낮은 손실을 나타내며, 풍손손실은 다른 손실에 비하여 상당히 적게 나타나고 있는 특징을 보여주고 있다.

### 3.2 상용해석프로그램과의 비교

구심터빈의 설계 및 성능해석을 위한 많은 상용프로그램이 있으나, 전세계적으로 많이 사용되고 있는 프로그램은 RITAL<sup>(9)</sup>과 AxStream<sup>(24)</sup>이다. 특히 RITAL은 출시된 지 오래되었으며 계속적으로 보완이 이루어지고 있으므로 많은 사용자가 있다. 본 연구에서도 활용 가능한 RITAL을 사용하여 얻어진 결과와 3.1절의 손실모델을 사용하여 얻어진 결과를 비교하여 상용프로그램의 적절성에 대한 연구를 수행하였다.

Fig. 7은 공기에 대하여 수행된 실험의 결과를<sup>(14)</sup> 다시 RITAL을 사용하여 얻어진 결과와 함께 나타내었다. 실험과 동일한 실험조건으로 계산을 수행하였으며, 최고의 전효율은 설계점 속도비에서 얻어짐을 알 수 있다. RITAL의 결과는 실험보다 전효율이 6~7% 정도 낮게 예측하고 있음을 보여주고 있다. RITAL에서 사용하는 손실모델은 확인할 수는

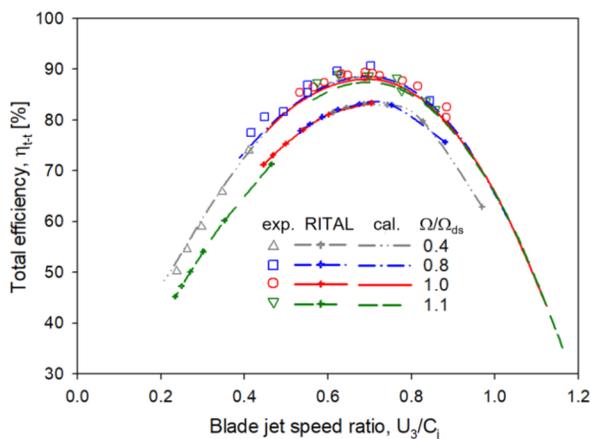


Fig. 7 Comparison of total efficiency

없으나 탈설계 영역에서도 정확히 동일하게 전효율을 낮게 예측하고 있음을 보여주고 있다. 따라서 효율선도의 경향은 실험의 결과와 상당히 일치되는 결과를 보여주고 있으므로 효율의 절대값은 차이가 발생되어도 이를 기준으로 최적값의 설계변수를 선정하는 데는 문제가 없는 것으로 판단된다.

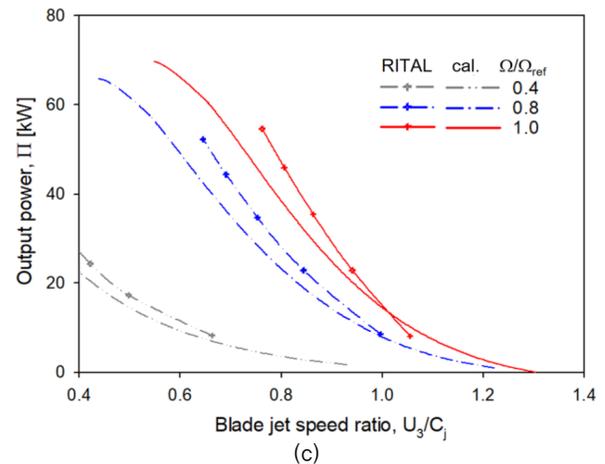
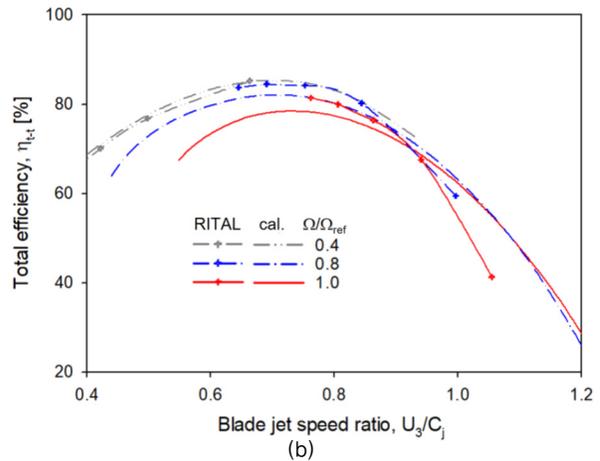
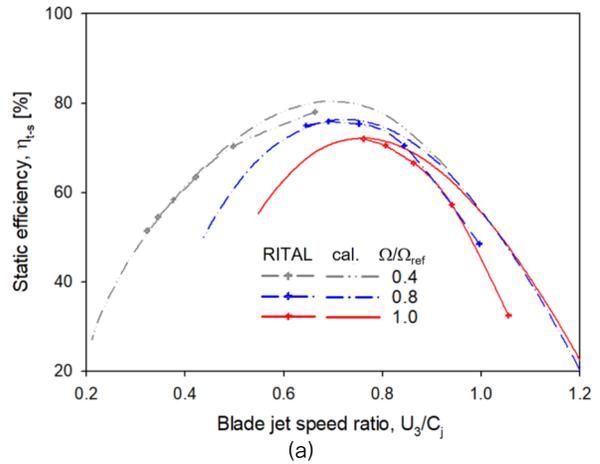


Fig. 8 Comparison of predicted results with those obtained using RITAL: (a) total efficiency (b) static efficiency (c) output power

Fig. 8은 앞서와 같이 동일한 터빈에서 입구조건을  $P_{t0} = 830 \text{ kPa}$  와  $T_{t0} = 25^\circ \text{C}$  로 설정하고, 작동유체의 변경에 따라 엄격한 설계점 회전수를 판단하기 어려우므로 비속도 기준으로 얻어진 참고회전수( $\Omega_{ref}$ ) 20,000 rpm 기준으로 회전수를 변경하면서 얻어진 결과를 나타내고 있다. 작동유체는 R245fa를 사용하고 있으며, RITAL을 사용하여 얻어진 결과는 손실모델을 사용하여 얻어진 결과와 같이 나타내었다. 회전수비( $\Omega/\Omega_{ref}$ )가 1인 경우에는 RITAL에 의하여 예측한 전효율이 손실모델을 사용하여 얻어진 결과보다는 다소 낮은 값을 보이나, 회전수비가 낮아지면서 전효율선도는 상당히 일치되는 특징을 보여주고 있다.

Fig. 8(b)의 출력선도에서는 RITAL을 사용하여 예측한 값이 손실모델을 사용하여 얻어진 출력값보다는 다소 높게 예측되는 결과를 보이고 있다. 이러한 차이는 질량유량 예측값의 차이에서 기인한 것으로 보인다. 만일 질량유량의 차이가 없다면 전효율이 높은 쪽이 높은 출력을 나타내게 되기 때문이다. Fig. 8(c)의 정효율선도에서는 낮은 팽창비에서는 손실모델의 결과가 RITAL을 사용하여 얻어진 결과보다는 약간 높게 예측을 하고 있는 반면에 팽창비가 증가할수록 RITAL이 예측한 정효율이 높게 예측되고 있음을 알 수 있다. 이러한 차이는 손실모델에서 동익뒷전의 손실모델을 적용한 결과로 판단된다. 하지만 전체적으로 설계점 속도비에서의 결과는 큰 차이를 보이지 않음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서 구심터빈의 성능예측을 위하여 상용프로그램을 사용하여 설계하는 경우에 그 결과의 적절성을 판단하기 위하여 손실모델을 사용하여 얻어진 결과와 비교를 하여 보았다. 공기를 사용한 실험결과와의 비교에서 상용프로그램을 사용하여 얻어진 전효율의 결과가 6~7% 낮은 값으로 예측되었다. 이를 바탕으로 작동유체를 R245fa로 적용한 경우에는 손실모델을 사용하여 예측한 경우와 RITAL을 사용하여 예측한 경우에 전효율의 차이는 미미하였다. 두 경우 모두 최고의 효율점을 나타내는 속도비는 동일하므로 설계를 위한 설계변수값의 선정에는 문제가 없는 것으로 판단된다. 아울러 냉매의 경우에는 비교할 수 있는 실험결과가 없으므로 어느 것이 우수하다는 결론은 내릴 수는 없으나 예측되는 결과값의 오차범위는 설계점에서 멀어질수록 증가할 수 있음을 참고하여 설계를 수행할 필요가 있다.

#### Nomenclature

<i>A</i>	area [m <sup>2</sup> ]
<i>C</i>	absolute velocity [m/s]
<i>c</i>	chord [m]
<i>D</i>	diameter [m]
<i>h</i>	height [m], enthalpy [kJ/kg]
<i>l</i>	length [m]
$\dot{m}$	mass flow rate [kg/s]
<i>P</i>	pressure [Pa]
<i>R</i>	radius [m]
<i>Re</i>	Reynolds number [ $\rho CL/\mu$ ]
<i>s</i>	pitch [m]
<i>T</i>	temperature [K]
<i>th</i>	thickness [m]
<i>U</i>	circumferential velocity [m/s]
<i>W</i>	relative velocity [m/s]
<i>Z</i>	number of blade
Greek	
$\alpha$	absolute flow angle [radian]
$\beta$	relative flow angle [radian]
$\eta$	efficiency [%]
$\epsilon$	clearance [m]
<i>Π</i>	output power [kW]
$\xi$	loss
$\Omega$	rotational speed [rad/s]
하첨자	
0,1,2,3,4,5	ref. Fig. 1
<i>b</i>	blade
<i>ds</i>	design point
<i>h</i>	hub
<i>id</i>	ideal or isentropic process
<i>hyd</i>	hydraulic
<i>m</i>	mean or meridional
<i>N</i>	nozzle
<i>R</i>	rotor
<i>r</i>	radial direction or relative
<i>ref</i>	reference value
<i>x</i>	axial direction
<i>t</i>	tip or total
<i>t-t</i>	total-to-total
<i>t-s</i>	total-tp-static
<i>u</i>	circumferential direction

## References

- (1) Pasquale, D, Ghidoni, A. and Rebay, S., 2013, "Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, 042308-1.
- (2) Pini, M., Persico, G., Casati, E., and Dossena, V., 2013, "Preliminary Design of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle Applications," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 135, 042312-1.
- (3) Pei, G., Li, J., Li, Y., Wang, D. and Ji, J., 2011, "Construction and Dynamic Test of a Small-Scale Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 36, pp. 3215~3223.
- (4) Teguh, B., Suyanto, B., Surana, T., Kurniawan, P., Djubaedah, E. and Ola, K., 2011, "Design of n-Butane Radial Inflow Turbine for 100 kW Binary Cycle Power Plant," *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 11, No. 6, pp. 55~59.
- (5) Robertson, M. C., Costall, A. W., Newton, P. J. and Martinez-Botas, R. F., 2016, "Radial Turboexpander Optimization over Discretized Heavy-Duty Test Cycle for Mobile Organic Rankine Cycle Application," *ASME Paper, GT2016-56754*
- (6) Nithesh, K. G. and Chatterjee, D., 2016, "Numerical Prediction of the Performance of Radial Inflow Turbine Designed for Ocean Thermal Energy Conversion System," *Applied Energy*, Vol. 167, pp. 1~16.
- (7) Fiaschi, D., Manfreda, G., Maraschiello, F., 2012, "Thermo-Fluid Dynamics Preliminary Design of Turbo-Expanders for ORC Cycles," *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 601~608.
- (8) Fiaschi, D., Manfreda, G. and Maraschiello, F., 2015, "Design and Performance Prediction of Radial ORC Turboexpanders," *Applied Energy*, Vol. 138, pp. 517~532.
- (9) RITAL, 2013, "Radial and Mixed-Inflow Turbines," Version 8.2.15, Concept NREC.
- (10) Rahbar, K. Mahmoud, S. Al-Dadah, R. K. and Moazami, N., 2015, "Parametric Analysis and Optimization of a Small-Scale Radial Turbine for Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 83, pp. 696~711.
- (11) Zhai, L., Xua, G., Wena, J., Quana, Y., Fua, J., Wub, H. and Lic, T., 2017, "An Improved Modeling for Low-Grade Organic Rankine Cycle Coupled with Optimization Design of Radial-Inflow Turbine," *Energy Conversion and Management*, Vol. 153, pp. 60~70.
- (12) Zheng, Y., Hub, D., Cao, Y. and Dai, Y., 2017, "Preliminary Design and Off-design Performance Analysis of an Organic Rankine Cycle Radial-Inflow Turbine Based on Mathematic Method and CFD Method," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 25~37.
- (13) Bernard, M. C. S. and Benson, R. S., 1968, "Radial Gas Turbines," *Proceeding Inst. Mech. Engr. Vol. 183, Part 3N*, pp. 57~70.
- (14) Futral, S. M. and Wasserbauer, C. A., 1970, "Experimental Performance Evaluation of a 4.59-Inch Radial-Inflow Turbine With and Without Splitter Blades," *NASA TN D-7015*.
- (15) Nusbaum, W. J. and Kofskey, M. G., 1969, "Cold Performance Evaluation of 4.97-Inch Radial-Inflow Turbine Designed for Single-Shaft Brayton Cycle Space Power System," *NASA TN D-5090*.
- (16) Cho, S. Y., Choi, B. S. and Lim, Y. S., 2019, "Effect of Loss Models on the Off-Design Point Performance Prediction of Radial-Type Turbine," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 22, No. 6, pp. 36~44.
- (17) Rogers, C., 1987, "Small High Pressure Ratio Radial Turbine Technology," *VKI lecture series 1987-07*.
- (18) Meitner, P. L. and Glassman, A. J., 1983, "Computer Code for Off-Design Performance Analysis of Radial-Inflow Turbines With Rotor Blade Sweep," *NASA-TP-2199*.
- (19) Whitfield, A. and Baines, N. C., 1990, "Design of Radial Turbomachines," *Longman Scientific and Technical*, Chapter 7.
- (20) Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C. and Japikse, D., 2003, *Axial and radial turbines*, 1st ed. White River Junction: Concepts NREC.
- (21) Todd, C. A. and Futral, S. M., 1969, "A Fortran IV Program to Estimate the Off-design Performance of Radial Inflow Turbines," *NASA TN D-5059*.
- (22) Glassman, A. J., 1995, "Enhanced Analysis and Users Manual for Radial-Inflow Turbine Conceptual Design Code RTD," *NASA CR-195454*.
- (23) RefProp, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," *NIST*, Version 9.
- (24) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 18, No. 4, pp. 5~12.
- (25) AxSTREAM, 2019, "Radial Turbine Design," *SoftInWay*.