



7 MW급 증기터빈 기본형상설계 기법에 대한 연구

A Study of Basic Configuration Design Technology of 7 MW Class Steam Turbine

조수용*† · 최범석** · 임형수***

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

(Received 09 January 2019, Revision received 15 April 2019, Accepted 15 April 2019)

Abstract: Steam turbines have long been used for various applications such as power generation and transportation. However, the published data for the design technology are very limited due to the exclusive policy among leading manufactures. Therefore, in this study, a basic configuration design technique of steam turbine was studied. Since the inlet pressure of the steam turbine is very high, the impulse-type turbine and the reaction-type turbine are applied together to increase the efficiency. Hence, design techniques for impulse-type and reaction-type turbine have been established. In this design process, the output power was predicted based on the losses generated in the steam turbine internal flow path, and the optimum speed ratio was selected to perform a configuration design. To validate the developed design technology, a 6.6 MW power turbine was selected and the configuration designed using the established design technology was compared with the selected turbine. The design results showed fairly consistent configuration overall to confirm the accuracy of the developed design techniques.

Key Words : Steam Turbine Design, Impulse Turbine, Reaction Turbine, Multiple Stages

— 기 호 설 명 —

C : 절대속도, [m/s]

D : 로터직경, [mm]

h : 엔탈피, [kJ/kg]

l : 블레이드 높이, [mm]

L : 손실, [kJ/kg]

N : 단수

\dot{m} : 질량유량, [kg/s]

P : 압력, [kPa]

s : 엔트로피, [kJ/(kg.K)]

T : 온도, [K]

U : 원주속도, [m/s]

W : 상대속도, [m/s]

*† 조수용(ORCID:<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>) : 교수, 경상대학교 공과대학 항공기부품기술연구센터
 E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

**최범석(ORCID:<http://orcid.org/0000-0002-0591-2848>) : 책임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실

***임형수(ORCID:<http://orcid.org/0000-0002-0238-6352>) : 선임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실

*† Soo-Yong Cho(ORCID:<http://orcid.org/0000-0003-3563-8293>) : Professor, ReCAPT, Gyengsang National University.

E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

**Bum-Seog Choi(ORCID:<http://orcid.org/0000-0002-0591-2848>) : Principal Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.

***Hyung-Soo Lim(ORCID:<http://orcid.org/0000-0002-0238-6352>) Senior Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.

v : 비체적, [m³/kg]
 z : 쉘 챔버개수

그리스 문자

α : 절대유동각, [degree]
 β : 상대유동각, [degree]
 ϵ : 부분분사율
 η : 효율, [%]
 λ : 열회수계수
 μ : 이용계수
 Π : 출력, [kW]
 ρ : 밀도, [kg/m³]
 ϕ : 속도비
 ψ : 속도계수
 Ω : 회전수, [RPM]
 ζ : 출구속도계수

하첨자

0,1,2 : 정의입구, 로터입구, 로터출구
 i_n : 터빈입구
 i_s : 등엔트로피
 s : 정적상태 (static state)
 u : 원주방향
 x : 축방향

1. 서 론

증기터빈은 운송장치의 동력원, 이송장치의 구동 및 발전용 등 아주 다양하게 사용되고 있는 기계장치이다. 따라서 출력도 다양한 용도에 맞게 수킬로 와트의 소형에서부터 수백메가 와트의 대형까지 아주 다양하다. 대형발전용으로는 국내에서도 30년 전부터 생산되고 있으며, 터빈효율을 향상하기 위하여 익형의 형상개선이나 작동조건의 최적화를 위한 연구^{1,2)}들이 진행되었다. 또한 터빈 단에서의 성능실험을 위한 연구도 수행³⁾되었다. 소형 증기터빈의 경우는 최근에 산업용 폐열의 활용이나 에너지변환을 위한 용도로 국내에

서도 개발⁴⁾이 이루어지기도 하였다.

증기터빈의 다양한 출력에 따라 작동조건 또한 아주 다양하게 이루어진다. 이로 인하여 초고압으로부터 고압, 중압, 저압 터빈으로도 분류되기도 하는데, 작동조건에 맞추어 높은 효율에서 작동하도록 증동터빈이나 반동터빈으로 설계⁵⁻⁶⁾되어진다. 이에 따라 재료의 선정이나 작동온도 조건 등도 최적화⁷⁾되어야 한다. 아울러 증기터빈의 다양한 활용을 위하여서는 최적의 시스템을 구성하여 고효율의 시스템을 구성^{8,9)}하는 것이 중요하다. 국내에서도 이러한 최적시스템의 연구를 발전용 대형 터빈에서 수행¹⁰⁾하기도 하였다.

증기터빈은 19세기 말부터 사용된 기계장치이므로 초기의 제작사마다 설계방식이 다르게 개발되었으며, 이를 배타적으로 유지한 관계로 사용되었던 기간에 비하면 증기터빈의 공력설계 기술에 관한 자료는 아주 기본적인 것이나 세부적인 부분품에 관한 것^{11,12)}만 찾을 수 있다. 따라서 공력설계 기술을 바탕으로 증기터빈의 초기 형상설계를 진행하기 위하여서는 상용설계 프로그램^{13,14)}에 의존하여야 한다. 물론 이들 프로그램의 세부적인 효율 모델이나 설계 방식에 관한 내용은 알 수가 없으며, 또한 그 결과를 검증하기 위한 기술적인 성능 결과도 확보하기가 어렵다. 이러한 이유는 제작사마다 터빈의 성능에 대한 실험자료를 발표하지 않기 때문이다.

본 연구에서는 증기터빈의 기본적인 형상 설계 기술을 개발하고, 이를 바탕으로 증기터빈의 기본형상을 설계하고자 한다. 아울러 개발된 설계프로그램으로 얻어진 결과를 기존에 발표된 증기터빈의 기본형상 결과¹⁵⁾와 비교 검증하는 과정을 수행하여, 증기터빈의 기본형상설계 과정을 확립하고자 한다.

2. 손실모델

증기터빈의 기본형상 설계의 목적은 요구하는 출력을 얻을 수 있는 형상을 설계하는 것이므로, 입력조건에서 증기터빈의 내부를 지나는 과정에서 발생 되는 손실을 예측하여 필요한 증기량뿐

만 아니라 최종적으로 발전기에서 얻게 되는 출력과 터빈의 형상을 결정하는 것이다. 이러한 이유로 터빈의 연구에서 손실에 관한 많은 연구들이 수행되었다. 손실모델에서 익형각, 코드, 피치 등 아주 세부적인 형상이 설계된 이후에 적용 가능한 모델을 정리한 자료는 참고자료^{16,17)}를 참조할 수 있다. 본 연구에서는 기본형상설계 시에 적용가능한 손실모델을 아래에 정리하였다.

터빈에서의 손실의 분류를 위하여, 단열 과정에 따라 증기의 팽창이 진행되었을 경우에 이론값과 비교하여, 실제 운전하는데 요구되는 열에너지의 증가를 증기터빈의 에너지 손실이라고 할 수 있다. 터빈에 나타나는 손실은 기본적으로 내부손실과 외부손실로 두 그룹으로 나눌 수 있다. 내부손실은 터빈을 통과하는 동안 증기 상태와 직접 관련된 손실을 의미하며, 이러한 손실로는 레굴레이터 밸브에서의 손실, 노즐(가이드 베인, 정익)에서의 손실, 출구 속도손실, 블레이드의 회전에 따른 디스크의 마찰로 인한 손실 및 풍손 손실, 로터와 가이드 블레이드 디스크 사이의 간극으로 인한 손실, 증기의 습기로 인한 손실, 배기관의 손실 등이 있다. 외부손실은 증기 조건에 영향을 미치지 않는 손실을 의미하며, 기계적 손실, 라비린스 씬을 통한 증기누설로 인한 손실 등이 있다.

증기는 터빈 본체에 들어가기 전에 레굴레이터 밸브를 통과하는데, 이때 교축과정에서 압력손실이 발생된다. 설계 시 압력손실의 크기는 입구 증기 전압력($P_{t,in}$)의 5% 정도로 설정하지만 최근의 증기터빈에서는 조절 밸브의 형상을 유선형으로 하여 압력손실을 3% 이하로 낮게 유지하도록 하고 있다.

노즐을 통해 흐르는 동안 마찰저항 및 난류에 의한 손실 등이 있다. 노즐에서 나오는 증기의 속도손실은 속도계수(ψ)로 계산되는데, 노즐에서의 에너지 손실은 식 (1)에 따라 결정된다.

$$\Delta L_{noz} = \frac{C_{1is}^2 - C_1^2}{2} \quad (1)$$

동익에서의 손실은 다양한 요인으로 인해 발생

되며, 동익 출구에서 증기는 절대속도 C_2 를 갖게 되는데, 다만 터빈에서 출구 증기의 속도 에너지는 후속 단에서 부분적으로 사용될 수 있다. 이 유속이 다음 단(stage)에서 사용되지 않는다면 출구 속도로 인한 에너지 손실의 크기는 식 (2)로 표현된다.

$$L_{ex} = \frac{C_2^2}{2} \quad (2)$$

회전하는 터빈 디스크에서 발생하는 디스크 마찰손실과 부분분사로 작동하는 경우에, 풍손손실이 있다. 이 때 소모되는 손실은 Stodola에 의해 식 (3)처럼 표현된다.

$$N_{wind} = \gamma[1.07D^2 + 0.61N(1-\epsilon)Dl_1^{1.5}] \quad (3)$$

$$\frac{U^3}{10^6} \rho [kW]$$

식 (3)에서 γ 는 가열상태인 경우에는 1.1~1.2를 적용하고, 포화증기의 경우는 1.3을 적용한다. D 는 디스크의 직경 m, N 은 단수, ϵ 는 부분분사율, l_1 은 블레이드의 높이 cm, U 는 평균반경에서의 원주속도 m/s, ρ 는 스팀의 밀도 kg/m^3 을 나타낸다.

간극손실은 터빈이 회전하므로 회전 디스크와 고정 디스크 사이에 작은 공간이 있으며, 양 측면에서의 압력 차이로 증기가 누설되어 손실이 발생된다. 증동터빈에서의 에너지 손실은 식 (4)와 같이 표현된다.

$$L_{leak} = \dot{m}_{leak}(h_1 - h_2) \quad (4)$$

식 (4)에서의 누설량 \dot{m}_{leak} 은 라바란스 씬을 가정하여 얻어진다.

응축터빈의 경우에 최종 단에서는 증기의 일부가 상변화에 의하여 물방울 형태가 된다. 이 물방울은 원주방향으로 이동속도를 갖게 되므로, 주 증기 흐름은 에너지를 소모하게 되므로, 습윤에 의한 손실은 아래와 같다.

$$L_{wetness} = (1-x)h_i \quad (5)$$

h_i 는 터빈단에서 습윤에 의한 손실을 제외하고 이용 가능한 엔탈피를 나타내고, 적용하는 건도는 $x = (x_1 + x_2)/2$ 로써 터빈 단 입·출구에서의 건도를 평균하여 사용한다.

터빈에서의 기계적 손실은 축에 설치된 저널 베어링이나 추력베어링에 의한 손실뿐만 아니라 발전기에 있는 베어링에서의 손실이 포함된다. 또한 축에 연결되어 작동하는 오일펌프나 가버너에 의한 손실도 포함된다. 이러한 것은 실험적으로 결정될 수 있지만, 설계과정에서는 여러 터빈의 결과부터 얻어진 출력과 회전수의 관계로부터 기계효율을 적용¹⁵⁾할 수 있다.

3. 증동터빈의 기본형상 설계

증동터빈에서는 노즐에서 팽창되어, 노즐 출구에서 최대 속도를 얻는다. 노즐에서 형성된 운동 에너지를 동익에서 유용한 일로 변환하는 것이므로, 단단 터빈에서 블레이드에서의 효율은 식 (6) 과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_u = \frac{U(C_{1u} - C_{2u})}{\frac{C_{1is}^2}{2}} \quad (6)$$

동익 전후에서의 속도삼각형 Fig. 1로부터 C_{u1} 와 C_{u2} 를 얻을 수 있다. 속도비 $\psi_1 = C_1/C_{1is}$ 과 $\psi_2 = W_2/W_1$ 를 적용하면 η_u 는 식 (7)과 같이 된다.

$$\eta_u = 2\psi_1^2(1+\psi_2)(\sin \alpha_1 - \frac{U}{C_1})(\frac{U}{C_1}) \quad (7)$$

효율은 $\psi_1, \psi_2, \alpha_1, U/C_1$ 에 의하여 결정된다. 일반적으로 α_1 은 70~76°에서 최적의 값을 갖게 되고, β_2 의 증가에 따라 효율은 증가하게 되나, 일반적으로 $\beta_2 = \beta_1 + (3^\circ - 6^\circ)$ 로 설정한다. 터빈에서의 손실은 단순히 블레이드에서의 에너지 손실

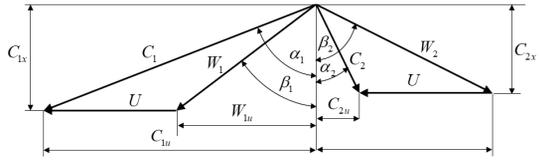


Fig. 1 Velocity triangle at rotor

뿐만 아니라, 디스크에 의한 마찰 및 풍손 손실, 누설 손실, 습윤에 의한 내부손실 등이 존재한다. 이를 포함한 효율 η_{t-t} 는 식 (8)과 같이 결정된다.

$$\eta_{t-t} = \frac{\Pi_u - \frac{N_{wind}}{m}}{\frac{C_{1is}^2}{2}} \quad (8)$$

η_{t-t} 가 최대가 되도록 U/C_1 을 구하게 되면, 이 값으로부터 터빈 디스크의 크기를 구하게 되고, 디스크 마찰손실 등을 구하게 되는데, 우선 가정한 U/C_1 의 값으로부터 반복하여 계산되어진 결과가 가정한 값과 일치할 때까지 반복계산하여, 최종적으로 최대의 η_{t-t} 를 갖는 U/C_1 을 결정하게 되면 기본적인 형상을 얻을 수 있다.

증동터빈이 다단으로 설계되어지는 경우에도 동일한 설계방법이 적용되어지는데, 증기터빈에서 몇 개의 다단 증동터빈을 구성하여 사용하는 이유는 단순한 구조, 설치의 단순화, 높은 신뢰성, 적은 공간을 차지하는 등의 장점이 있기 때문이다. 일반적으로 설계 시에 2열 디스크의 경우 노즐 출구각은 $\alpha_1=68\sim74^\circ$ 를 적용하며, 3열 디스크의 경우에는 $\alpha_2=66\sim70^\circ$ 를 적용한다. 참고로 하첨자는 Fig. 2에서처럼 2열 터빈에서 순서대로 노즐 입구에서는 0으로 하고, 이후 1, 2, 3, 4로 순서대로 나타내었다.

2열 증동터빈 형상설계에서 Fig. 3의 h-s 선도를 기준으로 블레이드의 효율(η_u) 계산에서 $\eta_u = \Pi_u/\Delta h_{is}$ 의 Π_u 를 동익에서 얻을 수 있는 유용일을 속도삼각형으로부터 얻을 수 있으며, 또한 $\Pi_u = \Delta h_{is} - L_{n1} + L_{b1} + L_{n2} + L_{b2} + L_{ex}$ 를 식 (9a-e)를 사용하여 구할 수 있다. 따라서 두 경우를

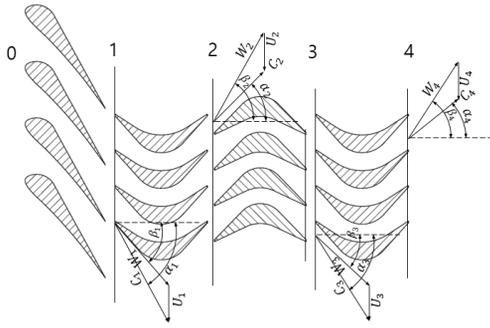


Fig. 2 Velocity triangle of 2-row turbine

$$L_{b2} = \frac{W_3^2 - W_4^2}{2} \quad (9d)$$

$$L_{ex} = \frac{C_4^2}{2} \quad (9e)$$

$$L_{fr} = \frac{N_{wind}}{\dot{m}} \quad (9f)$$

평균직경 D 를 구하게 된다. 따라서 터빈에서의 손실에 따른 유용엔탈피는 아래와 같다.

$$\Delta h_t = \Delta h_{is} - (L_{n1} + L_{b1} + L_{n2} + L_{b2} + L_{ex} + L_{fr}) \quad (10)$$

이 값으로부터 효율과 질량유량을 얻을 수 있다.

$$\eta_{t-t} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{is}} \quad (11a)$$

$$\dot{m} = \frac{\Pi}{\Delta h_t \eta_m \eta_g} \quad (11b)$$

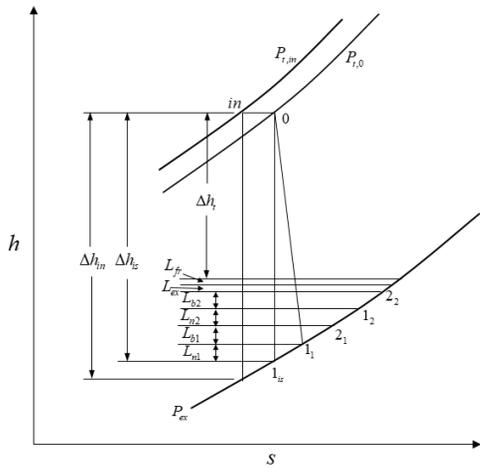


Fig. 3 Expansion process in a 2-row turbine with various losses

확인하여 결과의 정확도를 판단할 수 있다.

터빈효율 η_{t-t} 를 구하기 위하여서는 블레이드의 높이 l_1 은 20 mm로 가정하고, U/C_1 를 기준으로 원주속도 U 를 얻고, 이를 기준으로 디스크의

$$L_{n1} = \frac{C_{1is}^2 - C_1^2}{2} \quad (9a)$$

$$L_{b1} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \quad (9b)$$

$$L_{n2} = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} \quad (9c)$$

노즐 출구에서의 면적(A_{noz})은 터빈에서의 누설 유량 \dot{m}_{leak} 을 고려하여 얻을 수 있다.

$$A_{noz} = \frac{(\dot{m} + \dot{m}_{leak})v_1}{C_1} \quad (12)$$

노즐 출구에서의 면적과 노즐의 높이를 기준으로 부분분사량(ϵ)을 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{A_n}{\pi D l \cos \alpha_1} \quad (13)$$

노즐 이후의 블레이드의 높이는 식 (14)를 이용하여 결정하게 된다.

$$l_n = \frac{\dot{m} v_n}{\pi D \epsilon W_n \cos \beta_n} \quad (14)$$

4. 반동터빈의 기본형상 설계

반동도를 갖는 다단 터빈의 경우에는 여러 단에 걸쳐서 에너지 감소를 형성하므로 동익에서 증기의 속도가 낮아져서 효율을 향상할 수가 있으므로 대형 터빈에 적용된다. 다단에서는 이상적인 엔탈피의 감소폭($\Delta h_{is, is}$)은 각 단에서 등엔트로피 과정에 의한 엔탈피 감소폭의 합($\sum_{n=1}^N \Delta h_{is, n}$) 보다는 적게 된다. 따라서 열회수계수(heat recovery coefficient: λ)를 사용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum_{n=1}^N \Delta h_{is, n} = (1 + \lambda) \Delta h_{is, is} \quad (15)$$

단수의 증가에 따라서 열회수계수는 증가하게 되고, 이로 인한 효율의 감소는 증가하게 된다. 단단 터빈의 설계에서 속도비 U/C_1 가 중요한 변수인 것처럼 다단 터빈의 경우에도 속도비 ψ 와 U/C_1 를 사용하여 형상설계를 한다.

다단으로 설치되는 경우에 앞선 단에서 전달되는 출구 속도의 영향을 받게 된다.

$$C_{is, n} = \sqrt{2\Delta h_{is, n} + \mu C_{2, n-1}^2} \quad (16)$$

식 (16)에서 μ 는 이용계수이며, 하첨자 n 은 임의의 단을 의미한다. 이용계수는 정익과 동익의 축 간격이나, 정익의 뒷전 두께 등에 의하여 좌우되지만, 설계 시 0.7~0.8을 적용하며, 정익과 동익 사이의 축 방향의 간격이 줄어들수록 이 값은 1에 가깝게 적용된다. 동익 출구에서 상대유동 속도의 경우는 속도비 ψ 를 사용하여 식 (17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_2 = \psi W_{2is} = \psi \sqrt{2(h_1 - h_{2is}) + W_1^2} \quad (17)$$

결과적으로 동익에서의 열손실은 Fig. 4를 참조하여 식 (18)과 같이 표현된다.

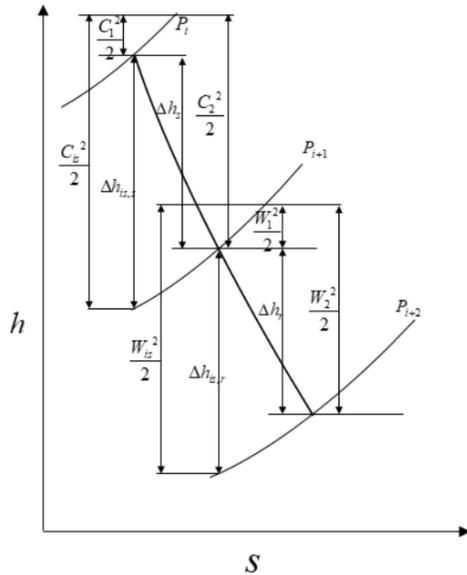


Fig. 4 h-s curve in multi-stages

$$h_b = \frac{W_{2is}^2 - W_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(\frac{W_2^2}{2} + h_1 - h_{2is} \right) \quad (18)$$

이론적으로 총 엔탈피의 감소(정익에서 엔탈피 감소 Δh_s 와 동익에서 엔탈피 감소 Δh_r)와 앞선 단으로부터 받는 운동에너지를 포함하여, 운동에너지($C_{ad}^2/2$)를 얻는다고 하면 속도 C_{ad} 는 식(19)과 같이 된다.

$$C_{ad} = \sqrt{C_{1is}^2 + W_{2is}^2 - W_1^2} \quad (19)$$

따라서 동익에서의 효율은 식 (20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_u = \frac{2U(C_{1u} - C_{2u})}{C_{ad}^2} = \frac{2U(C_{1u} - C_{2u})}{C_{1is}^2 + W_{2is}^2 - W_1^2} \quad (20)$$

만일 반동도에 있어서 $\Delta h_s = \Delta h_r$ 이면 속도와 유동각은 식 (21)처럼 된다.

$$\begin{aligned} W_2 &= C_1, \beta_2 = \alpha_1, C_2 \\ &= W_1, \alpha_2 = \beta_1, \psi_1 = \psi_2 = \psi \end{aligned} \quad (21)$$

따라서 효율식 (20)은 단순화 되어진다.

$$\eta_u = \frac{2(2 \sin \alpha_1 - \frac{U}{C_1}) \frac{U}{C_1}}{(\frac{2}{\psi^2} - 1) + (2 \sin \alpha_1 - \frac{U}{C_1}) \frac{U}{C_1}} \quad (22)$$

식 (22)에서 $\alpha_1 = 70^\circ$ 와 $\psi = 0.92$ 에서 η_u 는 U/C_1 가 0.8~0.9일 때 최대의 값을 갖는 것으로 나타난다. 하지만 이 값을 적용하여 설계하면 단수가 아주 많이 증가하게 되므로 이를 완화하기 위하여 U/C_1 를 0.6~0.7 정도로 낮추게 된다. 식 (22)에서 U/C_1 을 어느 정도 낮추어도 효율은 그다지 떨어지지 않는음을 알 수 있다. 동익과 정익 출구에서의 각도는 $70^\circ \sim 72^\circ$ 정도로 사용되어지는데, 낮은 압력단에서는 블레이드의 길이를 줄이기 위하여 $45^\circ \sim 50^\circ$ 를 사용하기도 한다. 다만 반동도 터빈에서의 가이드베인에서 얻을 수 있는 질량유량 관계식으로부터 식 (23)을 얻을 수 있다.

$$\frac{v_1}{\Delta h_{s, is} + h_{ex}^{pr}} = \frac{2 \times 60 \psi_1^2 \phi_1 l_1 \cos \alpha_1}{\dot{m} \Omega} = \tan \gamma_1 \quad (23)$$

동일한 방법으로 동익에서도 식 (24)를 얻을 수 있다.

$$\frac{v_2}{\Delta h_{r, is} + h_{w1}} = \frac{2 \times 60 \psi_2^2 \phi_2 l_2 \cos \beta_2}{\dot{m} \Omega} = \tan \gamma_2 \quad (24)$$

50% 근처의 반동터빈에서 $\psi_1 \cong \psi_2$ 으로 되며, 이 값은 0.94~0.97 범위에서 적용된다. 따라서 식 (23)과 (24)는 식 (25)와 같은 관계식을 갖는다..

$$B \equiv \frac{2 \times 60 \psi_1^2}{\dot{m} \Omega} = \frac{2 \times 60 \psi_2^2}{\dot{m} \Omega} \quad (25a)$$

$$\begin{aligned} \tan \gamma_1 &= B \phi_1 l_1 \cos \alpha_1, \tan \gamma_2 \\ &= B \phi_2 l_2 \cos \beta_2 \end{aligned} \quad (25b)$$

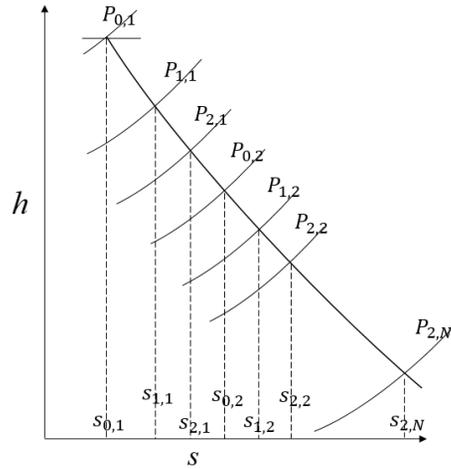


Fig. 5 h-s curve for multi-stages design

따라서 가이드베인의 결과로부터 다음 단의 동익 계산을 위하여서 식 (26)의 관계식을 사용하고, 다음 단의 가이드 베인의 계산에도 동일한 관계식을 적용한다.

$$\tan \gamma_2 = \tan \gamma_1 \frac{\phi_2 l_2 \cos \beta_2}{\phi_1 l_1 \cos \alpha_1} \quad (26)$$

터빈 단에서의 γ_n 을 사용하여 다단을 설계하는 방식¹⁵⁾에서는 스케일이 다른 압력선도와 비체적선도를 이용하여야 한다. 따라서 교차점으로부터 엔탈피 폭을 찾아서 설계를 시작하므로 오차가 형성되기 쉬운 문제점이 있을 뿐만 아니라 이러한 오차로 인하여 각단에서의 블레이드 높이가 일정하지 않는 문제점이 있다. 따라서 터빈의 설계를 위하여 균일하게 증가하는 블레이드의 높이를 얻기 위하여 가이드 베인의 각도를 수정하여야 하는 어려운 부분이 있다.

본 연구에서는 앞서의 방식뿐만 아니라, 이를 개선하기 위하여 Fig. 5에서 보여주는 것과 같이 터빈 단에서의 엔트로피 감소폭을 기준으로 엔탈피의 폭을 설정하는 연구를 수행하였다. 이 방법에서는 반동터빈의 노즐 입구에서의 작동조건과 터빈 출구에서의 운전조건으로부터 엔트로피를 찾고, 각 단에서 엔트로피의 폭을 균일하게

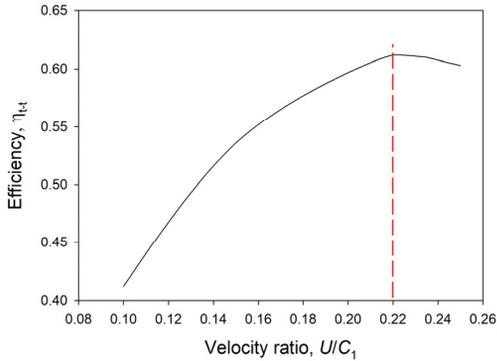


Fig. 6 Efficiency for various velocity ratios

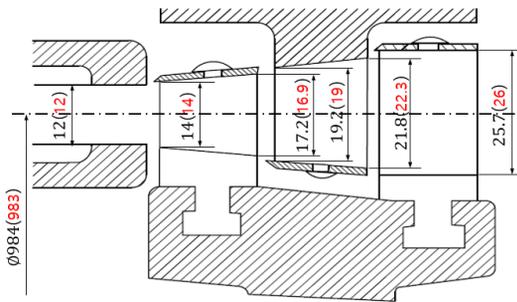


Fig. 7 Comparison of designed and reference turbine configuration

설정하므로써 엔탈피의 폭을 일정하게 얻을 수 있다. 따라서 터빈에서의 단이 증가하면서 각단에서의 익형각의 조절이 없어도 블레이드의 높이가 균일하게 증대하는 결과를 얻을 수 있다.

5. 다단터빈의 기본형상설계 검증

앞 장에서 서술되어진 다단 증기터빈의 설계기술을 바탕으로 이를 검증하기 위하여 동일한 작동¹⁷⁾으로 설정하여 설계되어진 결과를 비교하였다.

증기터빈 입구에서의 압력과 온도는 각각 $29 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 와 400°C 이며, 회전수는 3,000 RPM이다. 요구되어지는 출력은 6.6 MW이며, 터빈출구에서의 압력은 $0.05 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 이다.

고압의 입구조건에서 작동하므로 효율 증가를 위하여 고압 단에는 증동터빈을 설치하고 이후에

Table 1 Comparison of losses and efficiency on the designed and reference turbine

	Units	Designed	Reference
L_{n1}	J/kg	26399.4	26565
L_{b1}	J/kg	50828.9	51156
L_{n2}	J/kg	12449.1	14196
L_{b2}	J/kg	3044.5	2856
L_{ex}	J/kg	9483.0	9135
L_{fr}	J/kg	6019.8	5738
\dot{m}_{leak}	kg/s	0.022	0.0226
η_u	-	0.623	0.615
ϵ	-	0.195	0.202

는 반동터빈을 설치한다. 증동터빈을 2단으로 구성하여 출구압력을 $10 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 까지 떨어트린 후에, 이 압력을 입구압력으로 반동터빈을 작동하도록 한다. 이를 위하여 증동터빈에서는 출력은 1 MW가 얻어지도록 하며, 나머지 5.6 MW 출력을 반동터빈에서 얻도록 한다.

터빈의 작동조건에 따라 우선 증동터빈의 형상을 3장에 기술된 증동터빈 기본설계 방법에 따라 설계를 하였다. η_{t-t} 가 최대가 되는 U/C_1 을 결정하기 위하여 U/C_1 의 변화에 따른 η_{t-t} 의 결과를 얻었으며, 이를 Fig. 6에서 보여주고 있다. 증동터빈에서 최적의 속도비 U/C_1 은 0.22가 얻어졌으며, 이를 기준으로 설계된 터빈과 비교용 터빈에서의 형상과 블레이드의 높이(mm)를 비교한 결과를 Fig. 7에서 보여주고 있으며, 괄호안의 참고 값과 차이가 없음을 알 수 있다.

Table 1은 동익과 정익 전후에서 얻어진 속도삼각형으로 계산되어진 손실의 값들을 보여주고 있으며, 그 차이가 미미한 것은 각각의 입출구에서 얻어진 유동각이나 유동속도가 차이가 없음을 나 각각 $10 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 과 $0.05 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 를 기준으로 설계를 하였다. 제4장에서 기술된 반동터빈의 기본설계

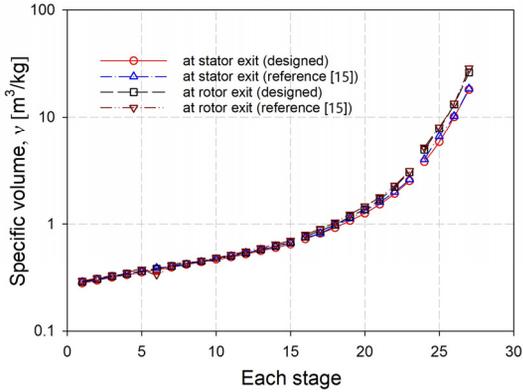


Fig. 8 Comparison of specific volume at each stage on the reaction turbine

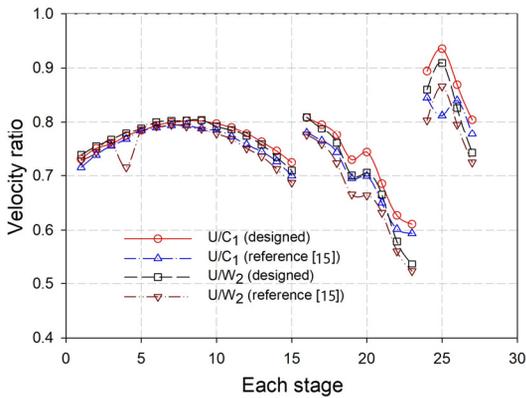


Fig. 9 Comparison of velocity ratio at each stage on the reaction turbine

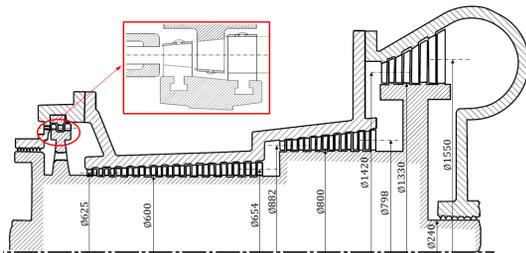


Fig. 10 Configuration of designed reaction turbine with the impulse turbine

Fig. 10은 최종적으로 6.6 MW 출력의 증기터빈의 기본형상을 보여주고 있다. Fig. 7의 증동터빈의 형상과 같이 보여준다. 형상의 기본치수는 드

럼의 직경을 동일하게 설정하였으며, 블레이드의 높이도 형상의 변화가 완만하게 변화하도록 설정하였으므로 그 차이가 아주 미소하다. 이와 같이 최종 크기를 나타내는 형상에서의 드럼 직경을 개발된 프로그램에서도 동일하도록 설정한 이유는 이를 변화하면 가장 중요한 유로에서의 비교가 무의미 할 수 있기 때문이다. 따라서 개발된 프로그램의 결과와 이를 비교하기 위하여 나타내는 유로에서의 변화를 보여주는 Fig. 8과 9에서의 일치가 중요하다. 결과적으로 유로를 지나면서 발생하는 블레이드의 유동각 차이가 미미하였으며, 이로 인한 출력의 차이는 설계된 터빈에서 1% 정도 높게 나타났다.

6. 결론

본 연구에서는 다단 증기터빈의 기본형상 설계 기술에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 설계프로그램을 완성하고, 이로부터 얻어진 결과와 기존의 결과와 비교하여 설계프로그램의 완성도를 확인하였다. 전반적으로 상당히 일치된 결과를 얻었으며, 증동터빈에서 62.4%의 전효율과 다단반동터빈에 78.8%의 전효율을 얻어서 증기터빈에서의 전효율은 78.4%를 얻었다. 차후 이를 바탕으로 보다 세부적인 형상 설계를 하고, 내부 유로에 다양한 손실모델을 적용할 수 있는 보다 향상된 증기터빈의 설계기술을 얻는 기반이 될 것이다. 따라서 본 연구에 의하여 재생에너지 분야의 발전이나, 수송용 장치의 동력원으로 활용성이 높은 증기터빈의 개발에 도움이 될 것으로 사료되며, 보다 정교한 데이터를 확보하여 이 분야의 설계 기술을 지속적으로 향상하고자 한다.

Author contributions

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

References

1. U. H. Nah, S. I. Cho, H. Shin, Y. S. Kim and S. H. Yang, 2003, "Steam Turbine Technology for Advanced Steam Condition", Proceeding of KSME, pp. 2174-2179.
2. G. B. Kwon, Y. S. Kim, S. H. Cho, H. S. Im, U. H. Nah and H. M. Kim, 2000, "Steam Turbine Design Using 3-Dimensional Flow Analysis", Proceeding of Fluidmachinery, pp. 312-317.
3. B. Lim, E. S. Lee, S. Yang, I. Lee, Y. Kim and G. B. Kwon, 2004, "Air Similarity Test for the Evaluation of Aerodynamic Performance of Steam Turbine", J. of Fluidmachinery, Vol. 7, No. 5, pp. 29-35. (DOI:10.5293/KFMA.2004.7.5.029)
4. Y. C. Kim, K. Y. Ahn, C. H. Cho and S. Y. Cho, 2009, "A Study of the Design Technology for Developing a 100 kW Class Steam turbine", Journal of Fluidmachinery, Vol. 12, No. 3, pp. 44-52. (DOI:10.5293/KFMA.2009.12.3.044)
5. H. P. Bloch, 1995, A "Practical Guide to Steam Turbine Technology", McGraw-Hill Education, pp. 67-93.
6. W. P. Sanders, 2002, "Turbine Steam Path : Maintenance and Repair", Pennwell Publishing, pp. 711-813.
7. J. H. Shin and G. S. Lee, 2011, "Design and Performance Analysis of Steam Turbine for Variations of Degree of Reaction", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - B Vol. 35, No. 12, pp. 1391-1398. (DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.12.1391)
8. S. Ishigai, 2011, "Steam Power Engineering Thermal and Hydraulic Design Principles", Cambridge University Press, pp. 42-112.
9. C. Carcasci, L. Cosi, R. Ferraro and B. Pacifici, 2017, "Effect of a Real Steam Turbine on Thermo-economic Analysis of Combined Cycle Power Plants", Energy, Vol. 138, pp. 32-47. (DOI:10.1016/j.energy.2017.07.048)
10. I. G. Jung, 2000, A Study on the Effects of Superheated and Reheated Steam upon the Turbine Efficiency in the Controlled Circulations Boiler, MS thesis, Gyeongsang National University, Jinju, Korea.
11. J. I. Cofer IV, J. K. Reinker and W. J. Sumner, 1996, "Advances in Steam Path Technology", GE Power Systems, GER-3713E, pp. 1-40. (DOI:10.1115/1.2816595)
12. E. Saito, N. Matsuno, K. Tanaka, S. Nishimoto, R. Yamamoto and S. Imano, 2015, "Latest Technologies and Future Prospects for a New Steam Turbine", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 52 No. 2, pp. 39-46.
13. Axial, 2018, "CAE Software for Axial Compressors and Turbines", Concepts NREC.
14. AxSTREAM, 2018, "Axial Turbine Design", SoftInWay Inc.
15. P. Shlyakhin, 2005, "Steam Turbines: Theory and Design, translated from the Russian by A. Jaganmohan", University Press of the Pacific, pp. 45-97.
16. S. Y. Cho, Y. B. Jung and K. P. Kyun, 2018, "Design Technology of 2-Stages 100kW Class Radial Turbines for Organic Rankine Cycle", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 22, No. 3, pp. 11-22. (DOI:10.9726/kspse.2018.22.3.011)
17. J. Park, Y. G. Jung, Y. H. Kang and J. Y. park, 2007, "Steam Turbine Performance Evaluation by Steam Path Audit", Proceeding of KSME, pp. 89-107.