

<학술논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-B.2017.41.10.685>

ISSN 1226-4881(Print)

2288-5324(Online)

## 증기 터빈 노즐 베인의 두께 변화와 유량별 등엔트로피 효율 변화에 관한 수치해석<sup>§</sup>

이종현\* · 박희성\*† · 정종윤\*\* · 김준섭\*\*\* · 정예림\*\*\* · 박성원\*\*\*

\* 창원대학교 기계공학과, \*\* 창원대학교 산업조선해양공학부, \*\*\* 진영 TBX(주)

### A Numerical Investigation on the Isentropic Efficiency of Steam Turbine Nozzle Stage with Different Nozzle Vane Thickness and Mass Flow Rate

Jong Hyeon Lee<sup>\*</sup>, Hee Sung Park<sup>\*†</sup>, Jong Yun Jung<sup>\*\*</sup>,  
Joon Seob Kim<sup>\*\*\*</sup>, Ye Lim Jung<sup>\*\*\*</sup> and Sung Won Park<sup>\*\*\*</sup>

<sup>\*</sup> Dept. of Mechanical Engineering, Changwon Nat'l Univ.

<sup>\*\*</sup> Dept. of Industrial & Naval Architecture & Marine Engineering, Changwon Nat'l Univ.

<sup>\*\*\*</sup> Jinyoung TBX Co., LTD.

(Received June 22, 2017 ; Revised July 26, 2017 ; Accepted July 28, 2017)

**Key Words:** Numerical Simulation(수치해석), Steam Turbine(증기 터빈), Nozzle(노즐), Isentropic Nozzle Efficiency(등엔트로피 노즐 효율)

**초록:** 증기 질량 유량의 변화에 따른 증기 터빈 노즐 단의 등엔트로피 노즐 효율을 계산하였다. 증기 상태에 관한 압축성 Navier-Stokes 방정식을 기반으로 삼차원 수치해석 모델이 개발되었다. 두 가지의 삼차원 노즐 형상으로 압력, 온도, 속도, 마하수, 그리고 Markov 에너지 손실 계수가 계산되었다. 노즐 블레이드의 두께가 15mm에서 45mm로 증가함에 따라 최대 효율의 질량 유량은 0.9kg/s에서 1.6kg/s로 증가하였으며 최대 등엔트로피 효율은 각각 96.66%, 97.32%로 계산되었다. 질량 유량에 따른 등엔트로피 노즐 효율과 Markov 에너지 손실 계수를 계산하여 Markov 에너지 손실 계수와 등엔트로피 노즐 효율이 선형적 반비례 관계가 있음을 규명하였다.

**Abstract:** In this study, the influence of mass flow rate on the isentropic efficiency of the steam turbine nozzle stage is investigated. A realistic three-dimensional numerical model, which is based on the compressible Navier-Stokes equations, is developed for the steam phase. The comprehensive conservation laws and a kinetic model for steam are investigated. With two different models for the three-dimensional geometry of the nozzle stage, the pressure and temperature distributions, velocity, Mach number, and Markov energy loss coefficient are calculated. A maximum efficiency of 96.66% is found at a mass flow rate of 0.9 kg/s in model A. In model B, a maximum efficiency of 97.32% is found at a rate of 1.6 kg/s. It is determined that the isentropic nozzle efficiency increases as the Markov energy loss coefficient decreases through a nearly linear relationship.

- 기호설명 -

a : 분자 전위 상수

b : 체적 상수

Cp : 정압비열

g : 중력

h : 엔탈피

P : 압력

R : 기체상수

s : 엔트로피

T : 온도

u : 유속

Vm : 분자 체적

ρ : 밀도

§ 이 논문은 대한기계학회 유체공학부문 2017년도 춘계 학술대회(2017. 5. 23. - 26., BEXCO) 발표논문임.

† Corresponding Author, [heesungpark@changwon.ac.kr](mailto:heesungpark@changwon.ac.kr)

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

$\gamma$  : 비열비  
 $\eta_{\text{nozzle}}$  : 등엔트로피 노즐 효율  
 $\xi$  : Markov 에너지 손실 계수

## 1. 서론

최근 세계 인구증가 및 경제성장으로 인하여 에너지 수요가 크게 증가하였다. 프랑스에서는 2040년 까지 7200GW의 발전소가 필요할 것이라고 예측하였다. 또한 이산화탄소 방출 및 화석연료 고갈로 인해 지구온난화가 가속화 되고 있다. 이와 관련하여 환경적인 관점에서 화석연료 활용의 중요성이 증가하였다. 이에 따라 화석연료를 활용할 수 있는 대체에너지에 관한 연구가 전 세계적으로 활발하게 진행되고 있다.<sup>(1-4)</sup> 석탄의 부분 연소를 통한 가스화로 가스 터빈의 연료를 생성하며 발생한 열을 회수하여 증기 터빈의 증기를 생성하는 석탄가스화 복합 발전 시스템이 대체 에너지로써 활발히 연구되고 있다.<sup>(5)</sup> 석탄가스화 복합 발전 기술은 미국의 GE사, 네덜란드의 Shell사 등의 선진국 주요 기업들이 주도하고 있다. 석탄가스화를 통해 생성된 증기는 증기 터빈 구동에 사용된다. 증기 터빈은 중요한 발전 장치 설비이며 증기 터빈에서의 핵심 기술은 열/유체 기술이다. 따라서 증기 터빈의 노즐/블레이드 단이 가장 핵심적인 부분이다.<sup>(6-10)</sup> 이로 인해 터빈의 노즐 및 블레이드 단에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 내구성에 관한 구조해석, 온도상승을 통한 고효율 구현, 물방울 충돌, 냉각 성능에 관한 연구가 대부분이다.<sup>(11-16)</sup> J. Mo의 논문에서는 구심 터빈의 베인 노즐 출구 각도 변화에 대한 성능과 내부 유동의 영향을 분석하였다.<sup>(17)</sup> 본 논문에서는 증기 터빈 노즐 베인의 형상 변화에 따른 단의 내부 비가역 발생의 정확한 성능 예측을 위한 3차원 수치해석을 진행하였다. 그 결과 2가지의 모델에 대해 증기의 질량 유량의 변화에 대한 등엔트로피 노즐 효율을 구현하여 노즐 단의 성능을 예측하였으며, Markov 에너지 손실 계수와 등엔트로피 노즐 효율의 선형적 관계를 규명하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 모델

노즐 단의 수치해석 개략도는 Fig. 1에 나타내었다. 3개의 노즐 형상을 통해 진행하였으며 노즐의 왼쪽에서 오른쪽으로 증기가 공급된다. 실제 증기 터빈에 사용되는 2가지의 노즐 형상에 대해 증기

질량 유량 변화에 대한 등엔트로피 노즐 효율을 계산하였다. 노즐 베인의 캠버 라인은 2가지의 형상에 대해 다르게 그려지며 수치해석 형상에 대한 구체적인 정보는 Table 1에 나타내었다.

### 2.2 지배방정식

압축성 증기 유동 해석을 위하여 압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며 식 (1)에 나타내었다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{P} + \nu \nabla (\nabla \cdot u) + g \quad (1)$$

물성치의 오차를 최소화하고 과열 증기의 유동 특성을 잘 모사할 수 있도록 식 (2)와 같이 Real-gas-soave-redlich-kwong 실제기체 모델을 이용하여 수치해석을 진행하였다.

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m(V_m + b)} \quad (2)$$

P는 압력, R는 기체상수, T는 온도,  $V_m$ 은 분자의 체적, 그리고 a와 b는 각각 분자 전위, 체적에 대한 상수이다. 노즐 단의 설계에 주요하게 작용되는 등엔트로피 방정식은 아래의 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(17)</sup>

$$V_2^2 = 2C_p T_{t1} \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_{2t}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3)$$

$C_p$ 는 정압 비열,  $V_2$ 는 노즐 출구 속도,  $P_1$ 은 노

Table 1 Geometric dimension

(mm)	Model A	Model B
Pitch	36.23	33.8
Axial chord( $C_{ax}$ )	30.6	39.8
Blade thickness	15	45
Chord length	48.23	52.8

Table 2 Analysis condition of numerical simulation

Inlet total temperature (K)	553 (Steam)
Mass flow rate (kg/s)	Model A : 0.1 ~ 1.0 Model B : 0.6 ~ 1.7
Outlet pressure (MPa)	0.6
Wall	No slip condition
Turbulent intensity (%)	5
Density (kg/m <sup>3</sup> )	Real-gas-soave-redlich-kwong
Specific heat (J/kg-s)	Polynomial
Viscosity (kg/m-s)	Polynomial

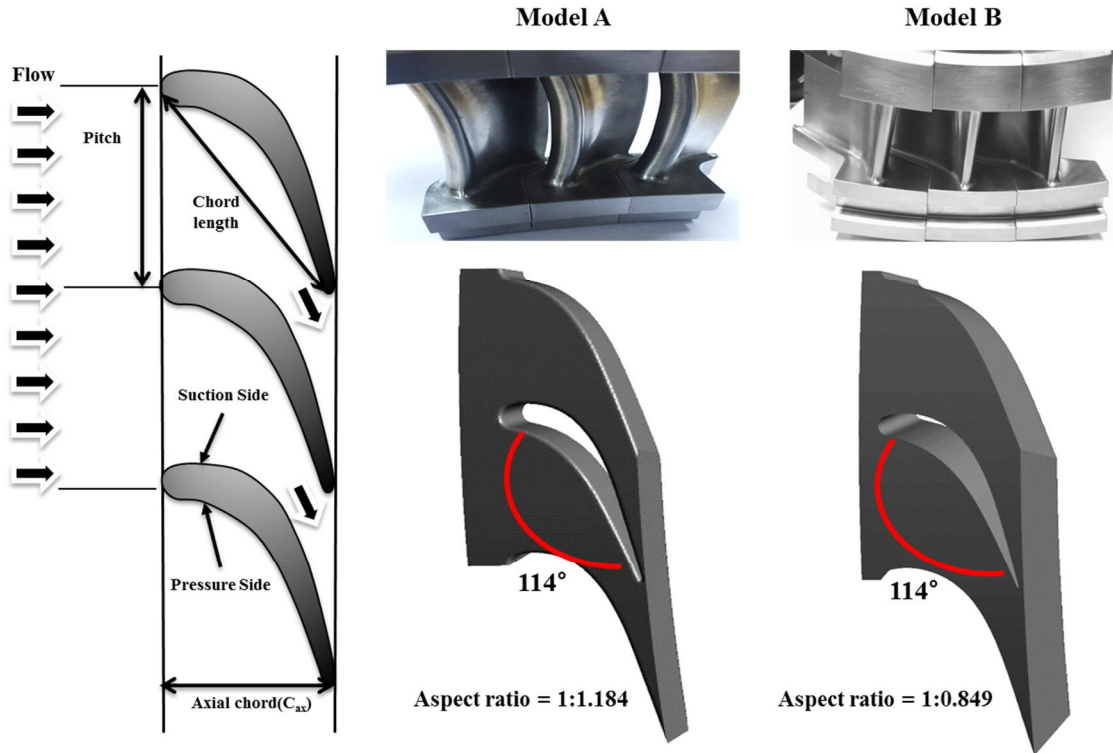


Fig. 1 Schematic diagram of nozzle stage

즐 입구 압력,  $P_{2t}$ 는 노즐 출구 전압력,  $T_{t1}$ 은 노즐 입구 전온도,  $\gamma$ 는 비열비를 의미한다. 또한 등엔트로피 과정에서 에너지의 관계 즉, 압력, 밀도, 온도, 속도의 관계를 나타내는 식을 식 (4)에 나타내었다.<sup>(18)</sup>

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^\gamma = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{u_1}{u_2}\right)^\gamma \quad (4)$$

$P_1$ ,  $P_2$ 는 노즐의 입/출구 압력,  $u_1$ ,  $u_2$ 는 노즐의 입/출구 유속,  $T_1$ ,  $T_2$ 는 노즐의 입/출구 온도, 그리고  $\rho_1$ ,  $\rho_2$ 는 노즐의 입/출구 밀도를 나타낸다. 등엔트로피 노즐 효율은 아래의 식 (5)와 같이 계산된다.<sup>(19)</sup>

$$\eta_{\text{nozzle}} = \frac{u_2^2/2}{(u_2^2/2)_s} = \frac{h_1 - h_2 + u_1^2/2}{h_1 - h_{2s} + u_1^2/2} \quad (5)$$

$h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_{2s}$ 는 각각 노즐의 입구, 출구, 등엔트로피 과정 출구 엔탈피를 의미한다. 식에서 보는 바와 같이 등엔트로피 효율은 출구 속도와 엔탈피의 함수로 계산된다. 등엔트로피 효율에 영향을 미치는 손실 계수인 Markov 에너지 손실계수는 아래의 식 (6)과 같이 계산된다.<sup>(20)</sup>

$$\xi = \frac{T_2 \Delta s}{0.5V_2^2} \quad (6)$$

$\Delta s$ 는 노즐 단의 입/출구에서의 엔트로피 강하를 의미한다.

### 2.3 경계조건

노즐 단의 입구 조건은 증기의 질량 유량, 출구 조건은 압력으로 설정하여 수치해석을 진행하였다. 모델 A, B 모두 노즐의 입구 온도는 553 K로 가정하고 모델 A의 질량 유량은 0.1~1.0 kg/s, 모델 B의 질량 유량은 0.6~1.7 kg/s로 설정하여 압력, 온도, 마하수, 속도, 그리고 등엔트로피 노즐 효율을 계산하였다. 수치해석 조건을 Table 2에 나타내었으며 비열과 점도의 Polynomial식은 아래 식 (7)과 (8)에 각각 나타내었다.

$$c = 4.8 \times 10^{-12}T^4 - 3.81 \times 10^{-8}T^3 - 9.13 \times 10^{-4}T^2 + 0.74T + 1609.79 \quad (7)$$

$$\mu = 4.92 \times 10^{-22}T^4 + 3.2 \times 10^{-16}T^3 - 5.39 \times 10^{-12}T^2 + 4.69T - 4.42 \times 10^{-6} \quad (8)$$

## 3. 결과 및 토의

위의 지배방정식을 토대로 증기의 질량 유량에 따른 증기터빈 노즐 단의 등엔트로피 효율을 계산하고 Markov 에너지 손실 계수와 등엔트로피 효율의 선형적 관계를 규명하였다. 수치해석은 상용

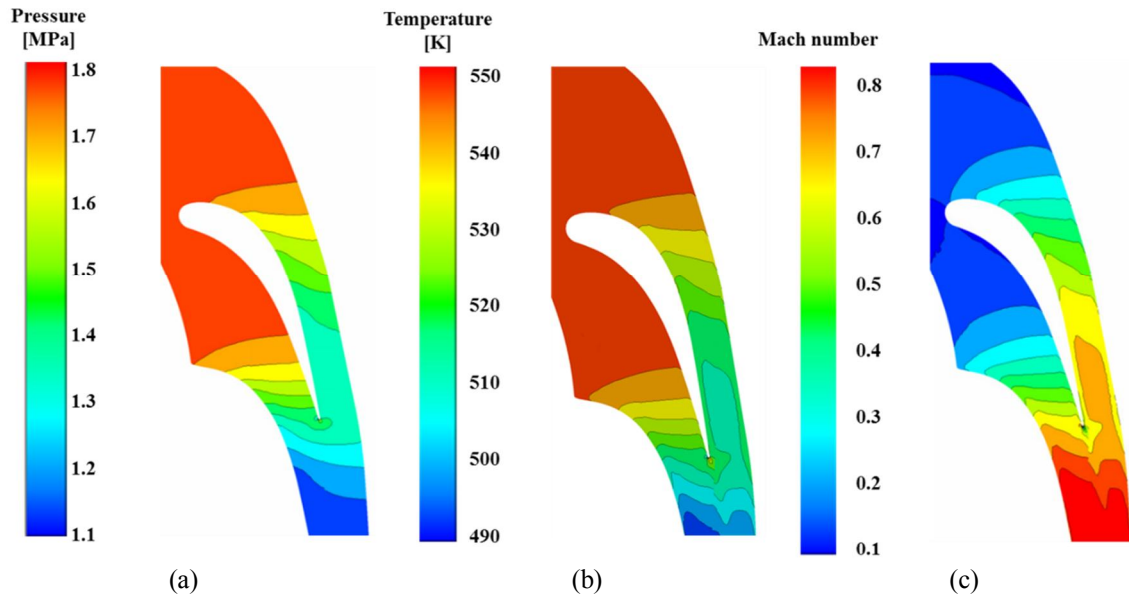


Fig. 2 (a) Pressure, (b) Temperature, (c) Mach number distribution of Model A

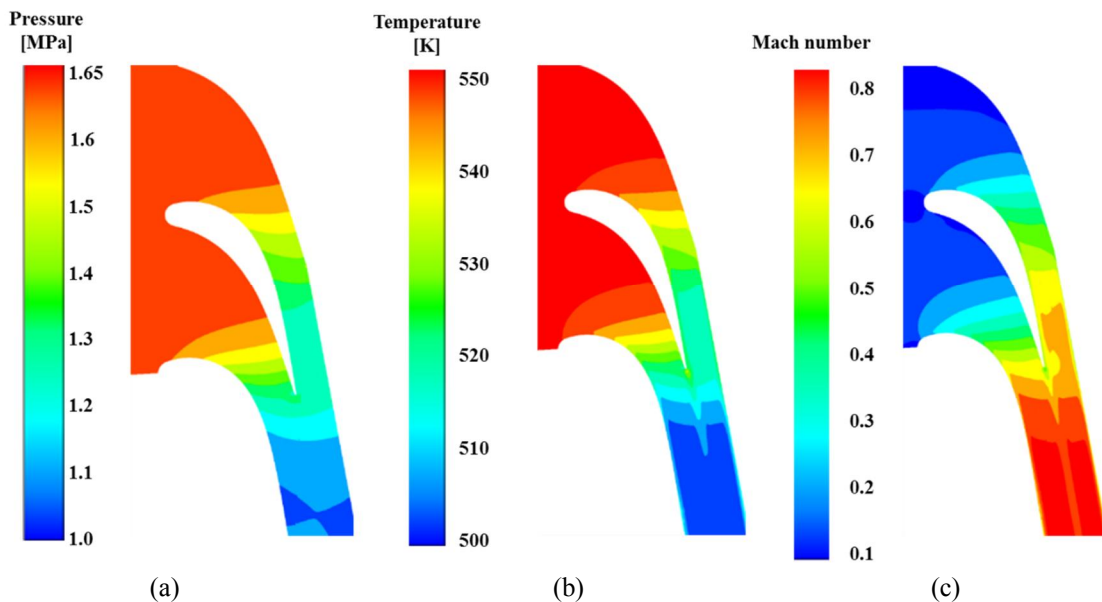


Fig. 3 (a) Pressure, (b) Temperature, (c) Mach number distribution of Model B

전산유체역학 프로그램(Ansys Fluent 17.2)을 이용하였다.

### 3.1 질량 유량에 따른 압력 및 온도 분포

증기 질량 유량 0.6 kg/s에서의 모델 A의 노즐 단 압력 및 온도 분포를 Fig. 2(a), (b)에, 증기 질량 유량 1.3 kg/s에서의 모델 B의 압력 및 온도 분포를 Fig. 3(a), (b)에 나타내었다. 증기의 유동 방향에 의하여 흡입면보다 유동이 부딪히는 압력면에서 더 높은 압력이 계산되었다. 모델 A는 입구에서 최대 1.8 MPa, 출구에서 최소 1.2 MPa까지 압력이 감소

하였으며, 모델 B는 입구에서 최대 1.65 MPa, 출구에서 최소 1.1 MPa까지 압력이 감소하였다. 모델 A, B 모두 급격한 압력감소는 관찰되지 않았으며 베르누이 법칙에 따라 노즐 단의 단면 축소로 증기의 유속이 증가함에 따른 자연스러운 압력 감소가 관찰된다. 이에 따라 온도 또한 증기의 유동 방향에 따라 자연스럽게 감소한다. 이는 식 (2)의 Real-gas-soave-redlich-kwong 실제기체 모델 및 베르누이 방정식에 의해 설명할 수 있다. 질량 유량 별 노즐 단의 축방향 길이에 대한 압력 분포를 Fig. 4에 나타내었다. 모델 A, B 모두 질량 유량이

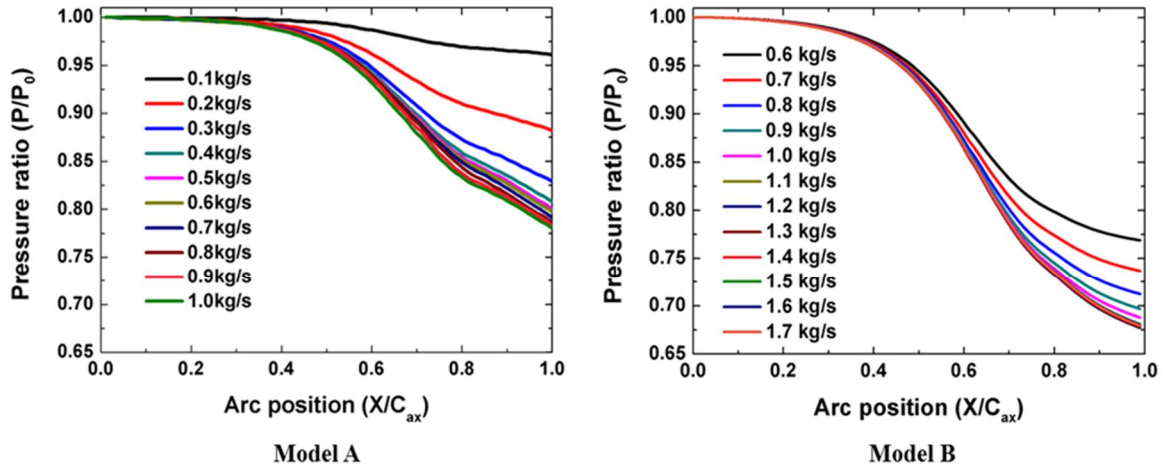


Fig. 4 Pressure ratio with respect to the steam mass flow rate

증가할수록 압력비는 지수적으로 감소한다. 이는 식 (3)의 등엔트로피 방정식에 의해 유속과 압력이 비열의 지수비에 따라 결정되기 때문이다. 모델 A, B의 압력 분포가 서로 다른 이유는 노즐 베인 형상이 다르기 때문이다. 특히 노즐 베인의 두께가 모델 A보다 B에서 3배가 더 크기 때문에 증기의 유동이 접하는 면적 차이로 인해 압력 분포가 서로 다르게 계산되었다.

### 3.2 질량 유량에 따른 속도 및 마하수 분포

증기 질량 유량 0.6 kg/s에서의 모델 A의 노즐단 마하수 분포를 Fig. 2(c)에, 증기 질량 유량 1.3 kg/s에서의 모델 B의 마하수 분포를 Fig. 3(c)에 나타내었다. 증기의 유동 방향에 의해 흡입면에서 압력면보다 더 높은 마하수가 계산되었다. 모델 A는 입구에서 최소 마하수 0.1, 출구에서 최대 0.7까지 증가하였으며, 모델 B는 입구에서 최소 마하수 0.1, 출구에서 최대 0.65까지 증가하였다. 베르누이 법칙에 따라 단면 축소 효과로 유동 방향에 의한 마하수 증가가 계산되었다. 질량 유량에 따른 속도를 Fig. 5에 나타내었다. 모델 A는 출구에서 최대 속도 400 m/s, 모델 B는 최대 속도 355 m/s가 계산되었다. 일반적으로 노즐은 순압력구배를 가지기 때문에 2차유동 영역이 발생하지 않는다. 본 연구에서 사용된 노즐 베인 또한 입구가 평행하고 출구 압력이 비교적 낮지 않으므로 재순환 영역은 관찰되지 않았다. 모델 A, B 모두 낮은 질량 유량일 때 속도가 확연히 증가하다가 높은 질량 유량일 때의 속도 증가량은 미비하다. 이는 등엔트로피 식 (3)에 의해 알 수 있다. 등엔트로피 방정식에 의하면 유량이 증가할수록 압력비는 지수적으로 감소하며 이에 따라 베르누이 법칙에 의해 노즐 베인의

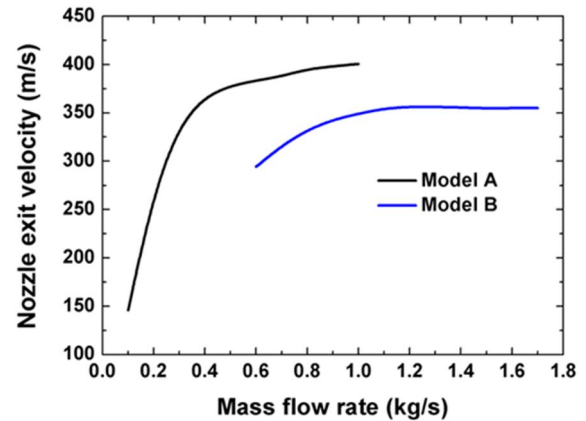


Fig. 5 Nozzle exit velocity with varying steam mass flow rate

출구 속도는 지수적으로 증가하기 때문이다. 따라서 질량 유량이 계속 증가해도 노즐 베인의 출구 속도는 선형적으로 계속 증가하지 않는다.

### 3.3 등엔트로피 노즐 효율

Fig. 6에 증기 터빈 노즐 단의 등엔트로피 효율을 나타내었다. 모델 A, B 모두 식 (3)에 의해 지수적으로 증감하는 속도와 압력으로 인해 등엔트로피 효율 그래프는 가변 유량에 따라 매끄러운 포물선 형태를 나타낸다. 이는 식 (5)와 같이 등엔트로피 노즐 효율이 노즐 출구 속도에 의해 계산되기 때문이다. 모델 A는 질량 유량 0.9 kg/s에서 최대 효율 96.66%, 모델 B는 1.6 kg/s에서 최대 효율 97.32%가 계산되었다. Fig. 7에 등엔트로피 노즐 효율에 영향을 미치는 주요 인자인 Markov 에너지 손실 계수를 증기의 질량 유량의 변화에 대해 나타내었다. Markov 에너지 손실 계수는 가변 유량에 따라 역 포물선 형태의 곡선으로 계산되었

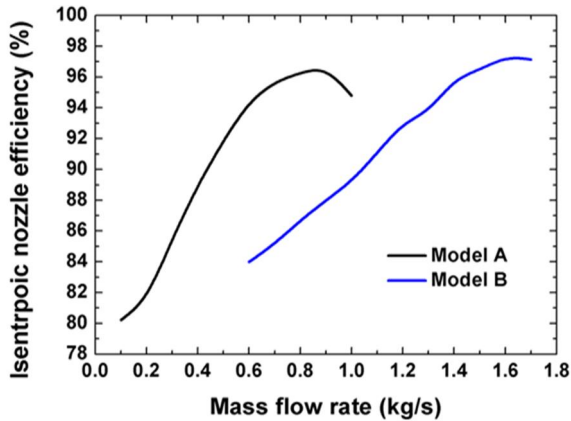


Fig. 6 Isentropic nozzle efficiency with varying steam mass flow rate

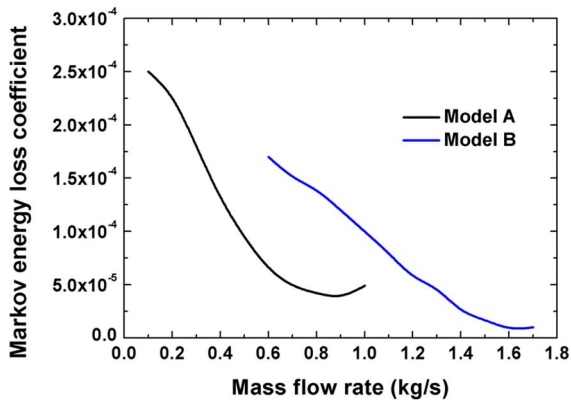


Fig. 7 Markov energy loss coefficient with varying steam mass flow rate

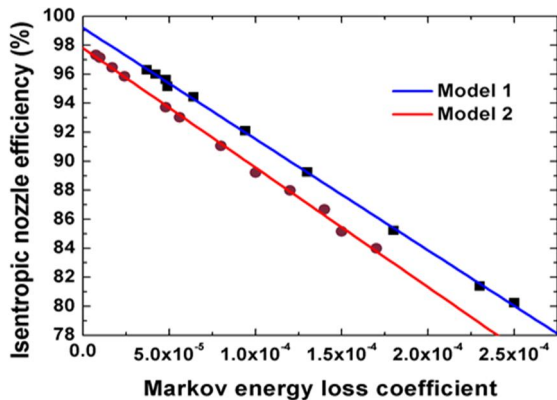


Fig. 8 Linear relationship between isentropic nozzle efficiency and Markov energy loss coefficient

다. Fig. 6과 Fig. 7의 그래프를 통하여 증기 터빈의 등엔트로피 노즐 효율과 Markov 에너지 손실 계수가 선형적 관계가 있음을 예측하였으며 Fig. 8과 같이 그래프를 도출하여 등엔트로피 노즐 효율과 Markov 에너지 손실 계수의 선형적 관계를 규명하였다. 이는 본 연구에서 최초 규명된 내용이며

학술적 측면에서 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

#### 4. 결 론

기존의 논문이 내구성과 저가격, 고효율을 위해 사용하는 고온 조건에서의 냉각 성능, 습증기에 의한 물방울 충돌에 관한 연구에 주로 의존하고 있으나 본 논문에서는 실제 상업용 증기 터빈 노즐 단의 3차원 수치해석을 통해 등엔트로피 효율에 관한 성능을 예측하고 비교하였으며 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 노즐 단의 등엔트로피 효율은 매끄러운 포물선 형태의 그래프를 나타내며, 모델 A는 0.9 kg/s에서 최대 96.66 %, 모델 B는 1.6 kg/s에서 최대 97.32 %로 계산되었다.

(2) 증기 터빈 노즐 단의 등엔트로피 효율과 Markov 에너지 손실 계수의 선형적 관계 그래프를 도출하였다.

(3) 본 논문은 등엔트로피 효율 성능의 최적 설계 구성을 위한 자료로 유용하게 활용될 수 있으며 본 연구에서 규명된 노즐 효율과 Markov 에너지 손실 계수의 관계는 학술적으로 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업단지공단의 “산업집적지경쟁력강화사업”으로 수행된 연구 결과물입니다. (NO. VDN16001).

본 논문은 2015년 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의인력양성사업의 지원을 받아 수행된 연구임(2015H1C1A1035824).

#### 참고문헌 (References)

- (1) Kang, D. W., Shin, H. D., Kim, T. S., Hur, K. B. and Park, J. K., 2012, “Operating Characteristics Study of a Small Gas/Steam Turbine Combined System Using Biogas,” *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 15, No. 3, pp. 51~56.
- (2) Sakai, N., Harada, T. and Imai, Y., 2006, “Numerical Study of Partial Admission Stages in Steam Turbine (Efficiency Improvement by Optimizing Admission Arc Position),” *JSME International Journal Series B*, Vol. 49, No. 2, pp. 212~217.
- (3) Xue, R., Hu, C., Sethi, V., Nikolaidis, T. and Pilidis,

- P., 2016, "Effect of Steam Addition on Gas Turbine Combustor Design and Performance," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 104, pp. 249~257.
- (4) Neckel, A. L. and Godinho, M., 2015, "Influence of Geometry on the Efficiency of Convergent-divergent Nozzles Applied to Tesla Turbines," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 62, pp. 131~140.
- (5) Kim, S. C., Kim, U. and Ju, H., 2011, "Status and Principle of Coal Integrated Gasification Combined Cycle," *Soc. Air-Cond. Refrig*, Vol. 7, pp. 883~886.
- (6) Dykas, S. and Wróblewski, W., 2012, "Numerical Modelling of Steam Condensing Flow in Low and High-pressure Nozzles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 21, pp. 6191~6199.
- (7) Esmaili, E., Mostafavi, E. and Mahinpey, N., 2016, "Economic Assessment of Integrated Coal Gasification Combined Cycle with Sorbent CO<sub>2</sub> Capture," *Applied Energy*, Vol. 169, pp. 341~352.
- (8) Abadi, S. N. R., Ahmadpour, A., Abadi, S. M. N. R. and Meyer, J. P., 2016, "CFD-based Shape Optimization of Steam Turbine Blade Cascade in Transonic Two Phase Flows," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 1575~1589.
- (9) Lee, B. E., 2015, *Steam Turbine Thermal-Fluid Technologies*, Vol. 2, Kyungmoon Books.
- (10) Zhang, H., Xie, D., Yu, Y. and Yu, L., 2016, "Online Optimal Control Schemes of Inlet Steam Temperature during Startup of Steam Turbines Considering Low Cycle Fatigue," *Energy*, Vol. 117, pp. 105~115.
- (11) Wang, W., Gao, J., Shi, X. and Xu, L., 2013, "Cooling Performance Analysis of Steam Cooled Gas Turbine Nozzle Guide Vane," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 668~679.
- (12) Abadi, S. N. R., Kouhikamali, R. and Atashkari, K., 2015, "Two-fluid Model for Simulation of Supersonic Flow of Wet Steam Within High-pressure Nozzles," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 96, pp. 173~182.
- (13) Dykas, S., Majkut, M., Strozik, M. and Smółka, K., 2015, "Experimental study of condensing steam flow in nozzles and linear blade cascade," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp. 50~57.
- (14) Wang, C., Wang, L., Zhao, H., Du, Z. and Ding, Z., 2016, "Effects of Superheated Steam on Non-equilibrium Condensation in Ejector Primary Nozzle," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 67, pp. 214~226.
- (15) Huh, J. S., Kang, Y. S., Rhee, D. H. and Seo, D. Y., 2015, "A Study on Variations of the Low Cycle Fatigue Life of a High Pressure Turbine Nozzle Caused by Inlet Temperature Profiles and Installation Conditions," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 39, No. 11, pp. 1145~1151.
- (16) Bak, J. G., Kim, J. U., Lee, S. W., Gang, Y. S., Cho, L. S. and Cho, J. S., 2014, "Comparative Study of Near-Wall Treatment Methods for Prediction of Heat Transfer over Gas Turbine Nozzle Guide Vane," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 38, No. 7, pp. 639~646.
- (17) Mo, J. O., Kim, Y. T., Oh, C. and Lee, Y. H., 2011, "Influence of Performance and Internal Flow of a Radial Inflow Turbine with Variation of Vane Nozzle Exit Angles" *Journal of the Korean Society of Marine Engineering* Vol. 35.6, pp. 757~764.
- (18) Anderson Jr, J. D., 2010, "Fundamentals of Aerodynamics," *Tata McGraw-Hill Education*.
- (19) Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D. and Bailey, M. B., 2010, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics," *John Wiley & Sons*.
- (20) Xinggang, Y., Danmei, X., Cong, W., Chun, W. and Chu, N., 2014, "Numerical Investigation of Condensing Flow in the Last Stage of Low-pressure Nuclear Steam Turbine," *Nuclear Engineering and Design*, 275, pp. 197~204.