

반동도에 따른 증기터빈의 설계 및 성능해석[§]

신 중 하* · 이 근 식**

* 울산대학교 기계공학부

Design and Performance Analysis of Steam Turbine for Variations of Degree of Reaction

Jung Ha Shin * and Geun Sik Lee **

* School of Mechanical Engineering, University of Ulsan

(Received May 17, 2011; Revised August 29, 2011; Accepted September 7, 2011)

Key Words: Blade Angle(깃각도), Degree of Reaction(반동도), Diagram Efficiency(선도효율), Flow Coefficient(유동계수), Steam Turbine (증기터빈)

초록: 반동도에 따른 증기터빈의 설계 및 성능 해석을 컴퓨터 시뮬레이션으로 수행하였다. 깃 각도와 출구면적, 노즐면적과 같은 설계변수들과 터빈동력, 선도효율, 축방향 추력과 같은 성능변수들을 반동도에 따라 나타내었다. 추가적인 설계 및 성능변수에 대한 정보를 제공하기 위하여, 깃 각도와 터빈동력, 선도효율, 축방향 추력과 같은 주된 설계 및 성능변수들을 유동계수(주속도에 대한 축방향속도)의 함수로 제시하였다. 터빈동력, 선도효율을 최대로 하는 반동도 및 유동계수가 존재함이 밝혀졌으며, 반동도가 증가함에 따라 동익의 깃 형상은 대칭형으로부터 많이 벗어남을 보여주었다

Abstract: Design and performance analysis of a steam turbine for variations of degree of reaction were performed by computer simulation. Design parameters such as blade angles, exit areas, and heights of the nozzle and moving blade were represented as functions of the degree of reaction. The main performance factors such as turbine power, diagram efficiency, and axial thrust were also expressed in terms of the degree of reaction. For further information about the design and performance, the blade angles and main performance factors were investigated as functions of the flow coefficient. The turbine power and diagram efficiency reached a maximum value for a given degree of reaction and flow coefficient, and the symmetric shape of the moving blade showed distortion as the degree of reaction was increased.

- 기호설명 -

$A_{e,B}$: 동익 출구 단면적 (mm^2)
 $A_{e,N}$: 노즐 출구 단면적 (mm^2)
 C : 절대속도(m/s)
 C_a : 속도 삼각형에서 축방향 속도(m/s)
 H_B : 동익 높이(mm)
 H_N : 노즐 높이(mm)
 Δh_B : 동익에서의 엔탈피 강하량(kJ/kg)
 Δh_N : 노즐에서의 엔탈피 강하량(kJ/kg)
 Δh_s : 단의 등엔트로피과정 엔탈피 강하량(kJ/kg)
 Δh_{st} : 단의 실제 엔탈피 강하량(kJ/kg)
 Δh_t : 단위 유량당 터빈 출력(kJ/kg)
 $LOSS_{MB,imp}$: 충동력에 의한 손실 (kJ/kg)

$LOSS_{MB, reac}$: 반동력에 의한 손실 (kJ/kg)
 O_B : 동익의 개도(mm)
 O_N : 노즐의 개도(mm)
 P_B : 동익의 피치(mm)
 P_N : 노즐의 피치(mm)
 $P_{e,N}$: 노즐 출구 압력(bar)
 R : 반동도($= \Delta h_B / \Delta h_{st}$)
 T_{imp} : 충동력에 의한 축추력(N)
 T_{reac} : 반동력에 의한 축추력(N)
 T_{tot} : 총 축추력(N)
 u : (평균)주속도 (m/s)
 v_N : 노즐 출구 비체적(m^3/kg)
 w : 상대 속도 (m/s)
 α_1 : 노즐 출구각($^\circ$)
 α_2 : 단 출구각($^\circ$)
 β_1 : 동익 입구각($^\circ$)
 β_2 : 동익 출구각($^\circ$)

§ 이 논문은 2011년도 대한기계학회 열공학부문 춘계 학술대회(2011. 5. 12.-13., 롯데부여리조트) 발표논문임

† Corresponding Author, gslee@ulsan.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

η_{diag}	: 선도 효율
ϕ	: 유량계수 ($=C_a / u$)
Ψ	: 단 부하계수($=\Delta h_{st} / (u^2 / 2)$)

1. 서 론

현재의 증기 터빈은 2 가지 형식으로 구분되는데 증동터빈과 반동터빈이다. 이 두 터빈의 차이를 살펴보면, 휠을 포함한 회전체를 가진 터빈에서의 증동력과 반동력과의 밀접한 관계가 있다. 높은 엔탈피를 가진 고온 고압의 증기는 터빈을 통과하면서 낮은 엔탈피를 가진 저온저압의 증기로 변화하게 된다. 여기서 압력강하를 동반한 엔탈피 강하가 일어난다.

증동터빈은 휠로부터 분리된 고정된 노즐에서 전체 압력 강하와 엔탈피 강하가 발생하고 고속의 증기제트가 동익 표면을 때리게 된다. 순수 증동터빈에서는 동익에서 압력강하는 발생하지 않으며, 오직 증기의 속도만 변화하게 되며, 이 속도의 변화는 터빈 깃에 강력한 충격력을 주게 된다. 속도에너지는 전적으로 고정된 노즐에서 발생되며 동익에서는 발생되지 않는다. 반면 100% 반동터빈은 노즐 없이 전체 압력강하와 엔탈피 강하가 동익에서 발생한다. 이것이 순수 반동터빈이다. 속도에너지는 전적으로 동익에서 스스로 발생된다. 그러나 순수 반동터빈은 만들 수 없기 때문에 일부의 압력강하와 엔탈피 강하가 항상 고정된 노즐에서 발생한다. 단의 총 엔탈피 강하에 대한 동익에서 발생하는 엔탈피 강하율을 반동도(degree of reaction)라 부른다. 따라서 반동터빈은 0 보다 크고 100%이하인 반동도를 가진 증동터빈이다. 하지만 50%의 반동도를 가진 터빈을 통상적으로 반동터빈이라 한다.⁽¹⁾ 문헌에서는 유동계수에 따른 부하계수와 각도 및 효율이 성능곡선으로 제시되어 있다.^(2,3) 이는 열유동을 전공한 터빈 전문가에게는 어렵지 않게 이해 될 수 있으나, 초보자나 비전문공인에게는 쉽게 이해될 수 없는 단점이 있다. 따라서 반동도에 대한 증기터빈의 출력과 효율, 깃 각도를 제시하는 것은 초보 설계자나 독자에게 이해력의 향상을 도모할 수 있는 장점이 있다.

증기 터빈에 관한 기존 연구를 살펴보면 다음과 같다. McBirnie⁽¹⁾는 정해진 입구온도 및 압력, 노즐 입구각과 동익출구각에 대하여 출구압력이 변할 때 효율과 출력 등의 변화를 조사하였다. 김영철 등⁽⁴⁾은 재열 사이클에서 열효율의 증가와 이산화

탄소 제거를 위하여 저압에서 작동하는 소형 축류형 증기터빈의 공력 설계를 수행하였으며, 김홍광 등⁽⁵⁾은 발전용 증기터빈 열성능 진단에 관한 연구를 수행하였다. 권기범, Gnesina 등^(6,7)은 유동 해석을 이용한 증기 터빈 단(stage) 설계를 연구하였고, 나운학 등⁽⁸⁾은 증기조건 향상에 따른 증기터빈 기술 동향을 연구하였다. 그러나 실제 증기터빈의 설계에서는 주어진 입구압력 및 온도와 출구압력에서 효율 및 출력을 최대로 하는 반동도(혹은 유동계수)의 존재 여부와 이에 대한 동익의 입구각 및 출구각의 변화가 실제적인 관심의 대상이 될 수 있으며 이에 대한 기존의 연구는 거의 찾아볼 수 없었다.

따라서 본 연구에서는 입구온도와 압력, 출구압력이 주어진 경우, 증기터빈에서 반동도의 변화에 따른 동익 입구 및 출구 각의 변화를 살펴보고, 출구면적, 노즐면적과 같은 설계변수와 터빈동력, 선도효율, 축방향 추력과 같은 성능변수들의 값과 경향을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 조사하고자 한다. 해석의 간편성을 위하여 입구와 출구의 증기상태는 과열상태로 하였다.

2. 증기터빈 설계 및 성능해석

2.1 Mollier 선도와 속도 삼각형

터빈 설계와 성능해석을 위하여 사용되는 주요 도구는 몰리에 선도(Mollier chart 혹은 엔탈피-엔트로피 선도)와 속도 삼각형이다. 반동도 10% 인 경우의 터빈 단에서, Fig. 1 에는 엔탈피-엔트로피 선도가, Fig. 2 에는 동익 입출구의 속도 삼각형이 제시되어 있다. 전체 엔탈피 강하 중 노즐의 엔탈피 강하를 조절하면 반동도를 바꿀 수 있다

2.2 시뮬레이션 조건 및 방법

반동도에 따른 터빈의 성능을 비교하기 위하여 터빈 입구온도 및 압력과 출구압력이 일정하다고 가정하였으며, 작동유체는 물을 사용하였다.

질량유량과 터빈 직경, 회전 속도, 노즐과 동익의 효율, 노즐 개수는 Table 1 과 같은 조건 하에서 모사하였으며, 증기의 물성치는 PROPATH8.0 을 사용하였다.

본 시뮬레이션에서는 노즐의 압력 강하량을 조정하여 반동도를 0%에서 60%까지 변화시키면서 터빈에서의 설계 및 성능변수를 구하였다. Fig 2 는 Table 1 의 조건에서 10% 반동도를 가질 때의 속도 삼각형을 대표적으로 나타낸 것이다.

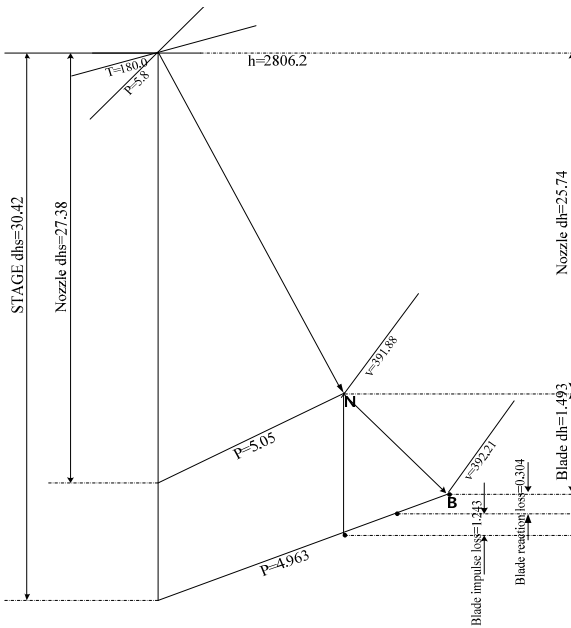


Fig. 1 h-s diagram for impulse stage with 10% reaction. Steam leaves the nozzle at N. Steam leaves the blade at B

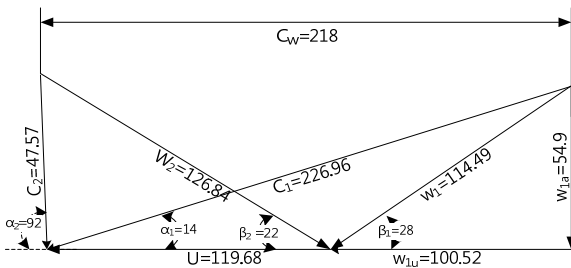


Fig. 2 Velocity diagrams for impulse stage with 10% reaction (Velocity: m/s, Angle: degree)

여기서 C , u , w 는 각각 절대속도, (원)주속도, 상대속도이며, 하첨자 1, 2 는 각각 동익의 입구 및 출구를 표시한다. 속도삼각형 해석을 통하여 노즐과 동익의 입구 및 출구각을 알 수 있고, 물리에 선도 해석과 병행하면 출력, 선도효율과 축추력, 노즐과 동익의 기하학적 형상을 계산할 수 있다.

2.3 설계 및 성능 해석

본 절에서는 증기 터빈의 설계변수와 성능해석의 주요 이론을 McBirnie, Cohen 등, Hong⁽¹⁻³⁾의 전개를 바탕으로 재구성화하여 아래에 표시하였으며 관련된 프로그래밍 순서도는 Fig. 3 과 같다.

증기터빈의 출력은 터빈에서의 총 엔탈피 강하와 유량의 곱으로 주어지며 다음과 같다.

$$\Delta h_t = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = u \Delta C_w \quad (1)$$

Table 1 Simulation data of the present turbine

Parameter	value
Turbine inlet pressure (bar)	5.8
Turbine exit pressure (bar)	4.963
Turbine inlet temperature (°C)	180
Mass flow rate (kg/s)	4.762
Turbine diameter (m)	0.762
Turbine angular velocity (rpm)	3000
Nozzle angle (degree)	14
Nozzle efficiency η_N (%)	0.94
Blade velocity coefficient ψ (%)	0.90
Blade efficiency η_B (%)	0.90
Number of nozzle N (Ea)	54
Nozzle thickness t_N (mm)	1.5

여기서 ΔC_w 는 속도 삼각형에서 절대속도 C_1 과 C_2 의 주속도 방향 성분의 차이이며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta C_w = C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2 \quad (2)$$

반동도 R 은 단 전체 엔탈피 강하에 대한 동익에서의 엔탈피 강하량의 비이며 다음과 같다.

$$R = \frac{\Delta h_B}{\Delta h_{st}} \quad (3)$$

이를 속도삼각형의 속도 성분으로 나타내면,

$$R = \frac{(w_2^2 - w_1^2) / 2}{\left(\frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}\right) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{C_1^2 - C_2^2}{w_2^2 - w_1^2}\right) + 1} \quad (4)$$

과 같이 쓸 수 있으며 이를 다시 정리하면,

$$R = \frac{h_1 - h_2}{h_0 - h_2} = 1 + \frac{C_a}{2u} (\cot \alpha_2 - \cot \alpha_1) \quad (5)$$

$$= \frac{C_a}{2u} (\cot \beta_2 - \cot \beta_1) \quad (6)$$

여기서 식 (5)의 $\alpha_2 \approx 90^\circ$ 이면 $\cot \alpha_2 \approx 0$ 이므로, 반동도 $R = 1 + \frac{-C_a}{2u} \cos \alpha_1$ 로 단순화 된다.

위의 식 (4)-(6)을 살펴보면 다음 결과를 얻는다.

① 반동도 R 이 1.0 인 경우(완전 반동 터빈)

$$C_1 = C_2, \alpha_1 = \alpha_2$$

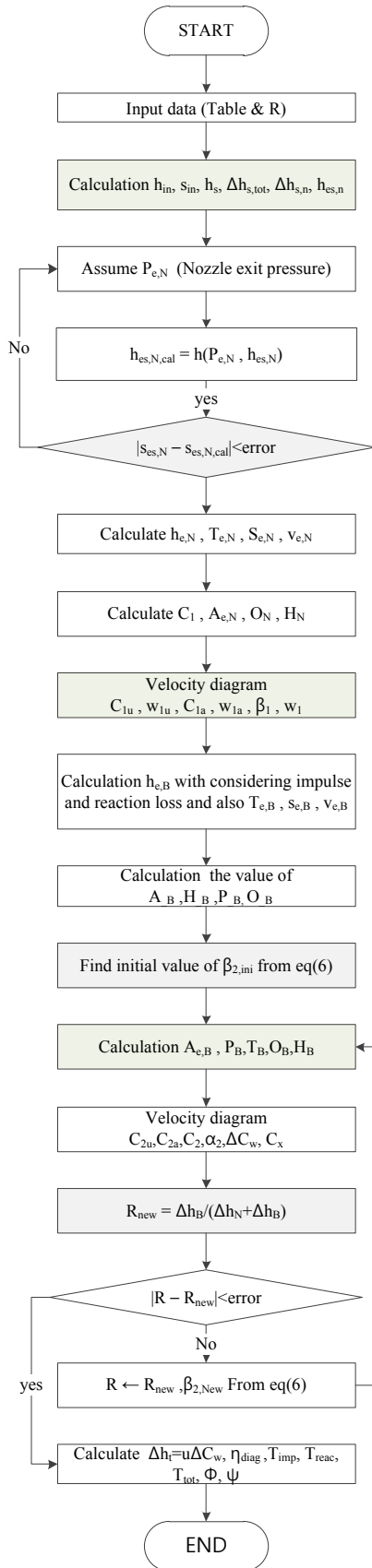


Fig. 3 Calculation procedure of design and performance analysis of steam turbine

② 반동도 R 이 0.5 인 경우(50% 반동 터빈)

$$C_1=w_2, C_2=w_1, \alpha_2=\beta_1, \alpha_1=\beta_2$$

③ 반동도 R 이 0 인 경우(완전 증동 터빈)

$$w_1=w_2, \beta_1=\beta_2$$

노즐에서의 실제 엔탈피 강하량은,

$$\Delta h_N = \eta_N \times \Delta h_{s,N} \tag{7}$$

노즐 손실은,

$$Loss_{N,real} = \Delta h_{s,N} - \Delta h_N \tag{8}$$

노즐의 출구 단면적 $A_{e,N}$ 아래의 식으로 구한다.

$$A_{e,N} = \frac{\dot{m} \times v_N}{C_1}, \text{ 여기서 } C_1 = \sqrt{2\Delta h_N} \tag{9}$$

노즐의 개수를 N 이라 하면 노즐의 피치 P_N 과 노즐의 개도(opening) O_N , 노즐의 높이 H_N 는 다음과 같이 구하여 진다.

$$P_N = \frac{\pi \times D_m}{N} \tag{10}$$

$$O_N = P_N \sin \alpha_1 - t_N \tag{11}$$

$$H_N = \frac{A_{e,N}}{N \times O_N} \tag{12}$$

속도 삼각형으로부터, $C_{1u}, w_{1u}, C_{1a}, w_{1a}, w_1$ 을 구할 수 있으며, 동익의 입구각은 다음과 같다.

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{w_{1a}}{w_{1u}} \tag{13}$$

동익에서의 등엔트로피 엔탈피 강하량과 실제 엔탈피 강하량은 다음과 같이 구한다.

$$\Delta h_{s,B} = \Delta h_{s,tot} - \Delta h_{s,N}$$

$$\Delta h_B = \eta_B \times \Delta h_{s,B}$$

반동력에 의한 실제 엔탈피 강하량은,

$$\Delta h_{w_2, reac} = \frac{(\psi w_1)^2}{2} + \Delta h_B$$

그러므로 동익에서의 증기 속도는,

$$w_2 = \sqrt{2\Delta h_{w_2, reac}} \tag{14}$$

이고 동익에서의 손실은 다음과 같다.

$$Loss_{M.B,imp} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{(\psi w_1)^2}{2} \quad (15)$$

$$Loss_{M.B,rec} = \Delta h_{s,B} - \Delta h_B \quad (16)$$

동익에서의 총 손실은,

$$Loss_{tot} = Loss_{M.B,imp} + Loss_{M.B,rec} \quad (17)$$

동익 출구에서의 엔탈피 강하량은,

$$h_{e,B} = h_{e,N} - Loss_{tot} \quad (18)$$

동익 출구압력과 엔트로피를 알고 있으므로 동익 출구온도, 엔트로피, 비체적을 구할 수 있다. 동익 출구 각도 β_2 는,

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{\frac{2uR}{C_a} + \frac{1}{\tan \beta_1}} \quad (19)$$

이다. 동익의 유동 단면적 $A_{e,B}$ 는

$$A_{e,B} = \frac{\dot{m} \times v_{e,B}}{w_2} \quad (20)$$

동익의 피치(pitch)는 다음과 같으며,

$$P_B = r_{P_{BN}} \times P_N \quad (21)$$

여기서 $r_{P_{BN}}$ 는 동익과 노즐의 피치 비이다. 동익의 개도와 높이, 환형 단면적은 아래와 같다.

$$O_B = P_B \times \sin \beta_2 - t_B \quad (22)$$

$$H_B = \frac{A_{e,B}}{\pi D_m \times (O_B / P_B)} \quad (23)$$

$$A_{M.B} = \pi D_m H_B \quad (24)$$

노즐과 동익과의 압력차, 동익 입출구의 축방향 속도차는 다음과 같은 식으로 나타난다.

$$\Delta P_{M.B} = P_{e,N} - P_{e,B} \quad (25)$$

$$\Delta C_a = C_{1a} - C_{2a} \quad (26)$$

동익의 압력차와 축방향 속도차를 이용하여 추력을 계산할 수 있다. 추력은 충동력과 반동력에 의

한 2 가지 힘에 의해 발생하며 다음과 같이 구할 수 있다,

$$T_{imp} = \dot{m} \Delta C_a \quad (27)$$

$$T_{rec} = \Delta P_B \times A_{M.B} \quad (28)$$

$$T_{tot} = T_{imp} + T_{rec} \quad (29)$$

터빈의 선도효율은,

$$\eta_{diag} = \frac{u \Delta C_a}{C_0^2 / 2} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_s} \quad (30)$$

여기서 C_0 는 터빈의 단 전체에서 단열 엔탈피 강하에 의해 발생된 속도에너지이다.

$$C_0 = \sqrt{2 \Delta h_s} \quad (31)$$

터빈의 성능 곡선에 관계된 유량계수(φ)와 단 부하계수(Ψ) 다음과 같다.

$$\varphi = \frac{C_a}{u} \quad (32)$$

$$\Psi = \frac{\Delta h_t}{u^2 / 2} \quad (33)$$

3. 결과 및 토의

3.1 반동도(Degree of reaction)에 따른 영향

Fig 4에서 제시된 바와 같이 반동도가 0%에서 60%까지 변화할 때 출력과 선도효율의 변화를 관찰하여 보면, 반동도 25%부근에서 최대 출력과 최대 효율이 나타난다. 반동도가 증가할수록 반동 축추력은 급격하게 증가하는 경향을 볼 수 있다. 반면 충동 축추력은 거의 일정하면서 그 값이 매우 작게 나타났다. 이는 충동터빈에서는 축추력이 거의 발생하지 않으며 반동도가 증가할수록 축추력이 크게 발생하게 된다. 이런 이유로 반동터빈에서는 이러한 축 추력을 감소시키기 위하여 더미(dummy)실린더를 설치하거나 유동을 180도의 반대 2 방향으로 분산시키는 방법이 필요하게 된다.

Fig 5에서는 반동도에 따른 노즐의 출구각 및 단 출구각과 동익의 입구각 및 출구각의 변화를 나타내었다. 일정한 노즐 입구각을 가질 때 동익 입구각은 증가하게 된다. 또한 단 출구각 α_2 는 감소하게 되고 동익의 깃 출구각 β_2 또한 감소하게

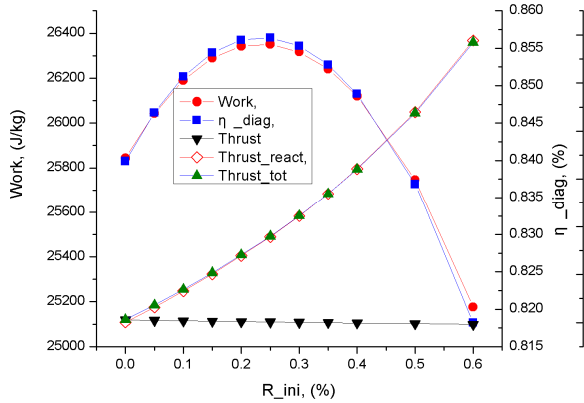


Fig. 4 Optimum degree of reaction for impulse turbine stage for blade work, diagram efficiency and thrust

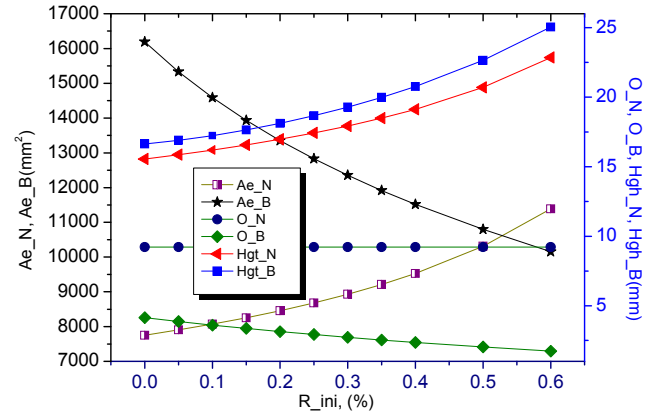


Fig. 6 Flow area, opening height of nozzle and moving blade having impulse turbine with reaction

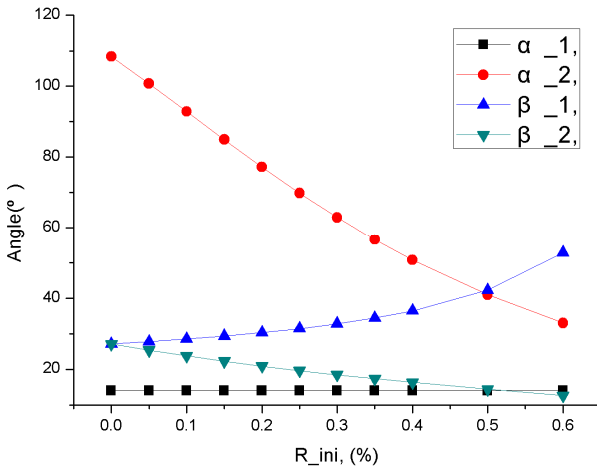


Fig. 5 Blade angle as a function of degree of reaction

된다. 특히, 50% 반동도 에서는 $\alpha_2 = \beta_1$, $\alpha_1 = \beta_2$ 임을 알 수 있다. 이는 터빈의 속도삼각형(velocity diagram)에서 확인할 수 있으며 터빈의 설계 및 성능 해석에 매우 중요한 정보를 제공하고 있다.

Fig 6 에서 반동도에 따른 노즐 출구유동면적과 동익 출구유동 면적의 변화를 살펴보면, 유동면적이 각각 감소하고 증가하면서 반동도 50% 부근에서 서로 만나는 것을 볼 수 있다. 또한 노즐과 동익의 높이는 반동도가 증가할수록 커진다. 이는 반동도가 증가 할수록 노즐에서의 엔탈피 감소와 함께 노즐출구의 비체적 v_N 이 감소하나 노즐 출구속도 C_1 의 감소가 더 크게 되어 노즐의 출구유동면적이 더 증가하기 때문이다. 동익의 개도 O_B 는 반동도가 증가할수록 감소한다. 이는 동익 출구각 β_2 가 감소하기 때문이다.

Fig 7 는 반동도에 따른 속도의 변화를 그래프로 나타내었다. 그래프를 보면 C_0 는 단일 열낙차 이므로 반동도에 무관하며 일정하다. 하지만 반동도

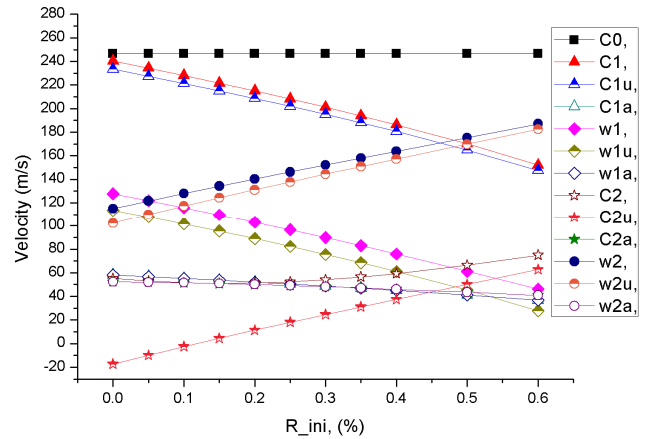


Fig. 7 Velocity as a function of degree of reaction

가 증가 할수록 C_1 , C_{1u} 의 속도는 감소하게 된다. w_1 , w_{1u} 의 속도 또한 감소한다. C_2 , C_{2u} 의 속도 또한 증가한다. 이는 다음으로 설명될 수 있다. 속도 삼각형에서 유추해 보면, 반동도의 증가로 인해, 노즐 출구에서의 엔탈피 강하량의 감소에 따른 C_1 의 감소로 동익 입구 상대속도가 감소되며, 이에 따라 축 방향 속도 C_{1a} 의 감소가 예상되며, C_{1a} 와 거의 같은 값을 갖는 C_{2a} 도 감소하게 된다. 그러나 반동도가 증가함에 따라 $\alpha_2 = \beta_1$, $\alpha_1 = \beta_2$ 의 경향을 가지면서 α_2 와 β_2 는 감소하므로 동익 출구 절대 속도 C_2 와 출구 상대속도 w_2 는 증가하게 된다.

3.2 유동계수 (ϕ , flow coefficient) 에 따른 영향

Fig. 8 에 유동계수 ϕ 가 증가함에 따라 반동도 R , 부하계수 Ψ 와 선도효율의 변화를 그래프로 나타내었다. 부하계수와 효율은 유동계수가 0.42 부근에서 최대점을 나타내고 있다. 그리고 유동계수가 증가할수록 반동도는 감소하게 된다. 이는 휠의 주속도 u 는 일정하므로 유동계수가 증가하면 C_a

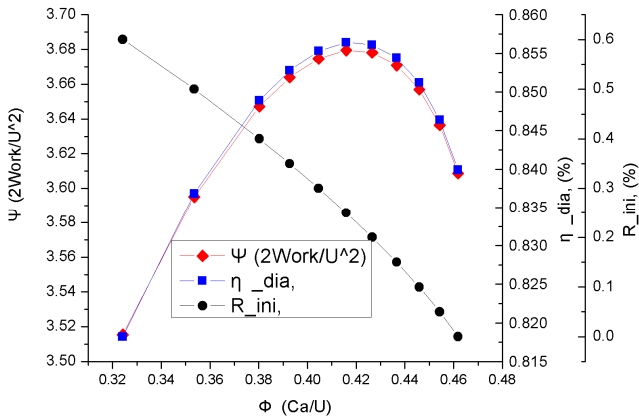


Fig. 8 Blade loading coefficient, diagram efficiency, and degree of reaction as a function of flow coefficient

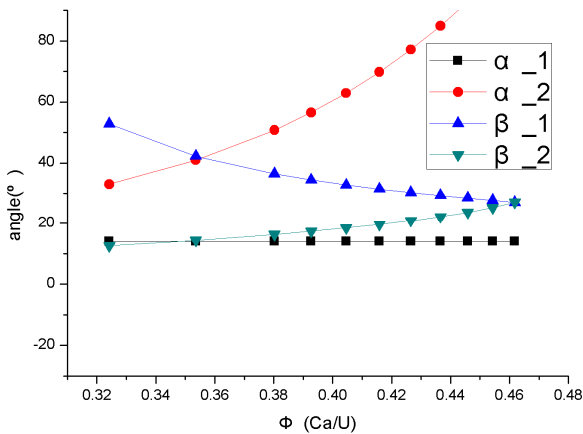


Fig. 9 Blade angle as a function of flow coefficient

의 속도가 증가하게 되나, 반동도가 증가하면 일정 주속도와 일정 단의 열낙차에서는 C_a 의 속도가 감소하게 되는 반대 경향을 보이기 때문이다.

Fig 9은 유동계수의 변화에 대한 노즐 출구각과 동익 입출구 각도의 변화를 제시하고 있다. 유동계수가 증가할수록 단 출구각 α_2 와 동익의 출구각 β_2 는 증가하게 된다. 하지만 동익 입구각 β_1 은 감소한다. 이는 앞에서 설명한 것과 같이 유동계수가 증가하면 속도삼각형에서 축방향의 절대속도 C_a 가 증가하게 되면서 반동도가 감소하게 되므로 이에 따른 각도의 변화가 나타난 것이다.

4. 결론

본 연구에서는 과열증기상태로 가정한 주어진 입구 압력과 온도 및 출구압력에서 증기터빈의 반동도 변화가 설계 및 성능 변수에 미치는 영향을 조사하였으며 이로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 최대출력과 최대효율은 반동도 25% 부근에

서 존재한다.

(2) 반동도에 따라 노즐출구면적은 증가하며 동익출구면적은 감소하여 반동도 0.53 부근에서 약 11,000mm²의 값으로 일치한다. 동익높이는 노즐높이보다 항상 큰 값을 가지며 이들은 반동도에 따라 증가한다. 반동도 0.5에서 각각 약 22.5mm와 20mm의 값을 가진다.

(3) 반동도가 0.5일 때 동익 입구각과 단 출구각이 일치하며 ($\alpha_2 = \beta_1 = 42^\circ$), 또 동익 출구각과 단 입구각이 일치함 ($\alpha_1 = \beta_2 = 14^\circ$)을 확인하였으며, 반동도가 증가함에 따라 동익의 비대칭성은 증가함을 알 수 있었다.

(4) 부하계수(출력)와 효율을 최대로 하는 유동계수가 존재하였으며 ($\Phi=0.42$), 반동도는 유동계수에 따라 단조 감소하였다.

(5) 유동계수(Φ)의 증가에 따라 단 출구각과 동익 출구각은 증가하며 동익 입구각은 작아짐을 알 수 있었다. 이는 동일한 주속도와 노즐 출구각에 대하여, 축방향속도가 증가하면 (이에 따른 반동도의 감소로 노즐출구속도는 증가함) 동익 입구각은 작아지고, 층동형 익형에 가까워 지므로 동익 출구각이 증가하기 때문이다.

후 기

본 연구는 2008년 울산대학교 교내연구비의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) McBirmie, S. C., 1980, *Marine Steam Engines and Turbines*, Fourth ed., Butterworth & Co., London, pp. 406~556.
- (2) Cohen, H., Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H.I.H., 1996, *Gas Turbine Theory*, Fourth ed., Longman Group Ltd., London, pp. 271~320.
- (3) Hong, Y. S., 1994, *Gas Turbine Engine*, Second ed. Cheong Moon Gak, Paju, Gyeonggi-do, pp. 263~276.
- (4) Kim, Y. K., Ahn, K. Y., Cho, C. Y. and Cho, S. Y., 2009, "A Study of the Design Technology for Developing a 100kW Class Steam turbine," *Journal of Turbo Machinery*, Vol. 3, pp. 44~52.
- (5) Kim, K. H., Kim, E. K., Hwang, K. W., Jang, C. H. and Kim, S. M., 2007, "A Study on the Diagnosis of Thermal Performance in the Steam Turbine for Generation," *2007 KSME Spring Conference B*, pp. 3236~3240.
- (6) Kwon, G. B., Kim, Y. S., Cho, S. H. and Im, H. S.,

- 2001, "Steam Turbine Stage Design Using Flow Analysis," *2001 KFMA Research Conference*, pp. 309~314.
- (7) Gnesina, V. I., Kolodyazhnaya, L. V., Rzadkowski, R., 2004, "A Numerical Modeling of Stator-Rotor Interaction in a Turbine Stage with Oscillating Blades," *Journal of Fluids and Structures*, 19, pp. 1141~1153.
- (8) Nah, U. H., Cho, S. I., Shin, H., Kim, Y. S. and Yang S. H., 2003, "Steam Turbine Technology for Advanced Steam Condition," *2003 KSME Spring Conference*, pp. 2174~2179.