

## 증기가 분사된 축류형 터빈의 성능해석에 관한 연구

조수용\* · 김수용\*\*

### Study on the Performance Analysis of an Axial-Type Turbine with Steam Injection

Soo-Yong Cho\*, Soo-Yong Kim\*\*

Key Words : Axial Type Turbine(축류형 터빈), Performance Analysis(성능해석), Steam Injection(증기분사), Aerodynamic Design(공력설계)

#### ABSTRACT

Performance analysis is conducted on an axial-type turbine which is used for fire extinction by injecting water or steam into the turbine. Loss models developed by Kacker and Okapuu are applied for predicting the performance of turbine. Pressure loss generated through a turbine is converted to the thermal efficiency, and thermal and gas properties are calculated within a turbine passage. Total-to-total efficiency, total-to-static efficiency, static temperature at the exit of turbine, output power, flow coefficient, blade loading coefficient, and expansion ratio are predicted with changing the amount of injected steam and the rotational speed. The 74 kW class gas turbine developed at KIMM is chosen for performance analysis. The 74 kW class turbine consists of 1 stage like a current developing gas turbine for fire extinction. Water or steam is injected at the end of combustor, and results show that efficiency and output power are dependent on the temperature of injected water or steam and the static temperature at the exit is decreased.

#### 1. 서 론

화재방지를 위한 비활성 가스 제너레이터의 개발에는 배기가스의 산소농도와 배출온도의 제어가 상당히 중요한 문제가 된다. 산소농도를 제어하기 위하여서는 과급 공기지수를 줄여야한다. 낮은 압축기 출구온도를 유지하고 높은 연소기 출구온도를 달성하게 되면 배기가스의 산소농도는 상당히 줄어들게 된다. Kim과 Slitenko<sup>(1)</sup>에 의하여 계산되어진 결과를 보면 압축기 출구온도를

624 K로 고정하고 연소기 출구온도를 1,350 K와 1,500 K를 유지하면 산소농도가 16.2%와 14.4%로 변하게 된다. 반면에 연소기 출구온도를 1,350 K로 유지하고 압축기 출구온도를 624 K와 778 K를 유지하면 산소농도는 16.2%와 17.5%를 달성하게 되므로 연소기의 온도변화에 따른 산소농도의 변화율이 1.8%로 압축기 입구에서의 같은 온도 변화폭에 비하여 크다. 따라서 압축기 출구의 온도를 저하시키는 것보다는 연소기 출구의 온도를 증대시키는 방법이 산소농도를 감소하는데 효과적이라는 것을 알 수 있다. 하지만 연소기 배기온도의 증대는 터빈 입구온도의 증가로 인한 익형의 파손문제를 야기하므로 익형의 냉각에 상당한 주의를 기울여야 한다. 뿐만 아니라 화재진압용으로 사용하기 위하여서는 터빈 출구에서의 배기가스

\* 경상대학교 항공기부품기술연구소(수송기계공학부)

\*\* 한국기계연구원 열유체환경연구부

E-mail : sycho@nongae.gsnu.ac.kr

온도를 100 °C 이하의 온도로 유지하여야 한다. 이를 위하여 물이나 증기를 연소기나 터빈 입구에 분사하게 되면 터빈 입구온도의 저감에 따라 익형을 보호할 수 있으며 또한 터빈 출구에서의 배기가스 온도조절에 큰 역할을 기대 할 수 있다.

배기가스의 산소농도와 온도를 조절하기 위하여 물이나 증기를 분사하는 경우는 터빈의 출구부분 뿐만 아니라 가스터빈 내부의 여러 영역에서 분사가 가능하다. 예를 들면 압축기 입구 뿐만 아니라 압축기의 여러 단에서 물을 분사하여 분사할 수 있다. 압축기에서 물분사를 하면 공기의 유효온도 저감과 유량의 증대로 작동점은 압력이 증대하는 방향으로 이동하게 된다. 또한 연소기에 물을 분사하는 경우는 압축기에서의 압력증대와 유량감소에 따라 작동점은 서지에 가까워지게 된다. Cook과 Zettle<sup>(2)</sup>은 캔형 연소기의 여러 위치에서 물분사를 시도하였으며 연소기의 중간위치에서 분사하였을 때 연소기 출구에서의 온도분포가 가장 균일한 결과를 보여주었다. Boman과 Mallett<sup>(3)</sup>는 물 대신에 알코올과 혼합하여 분사하는 실험을 수행하여 22%의 연료저감을 얻었다. 터빈에 물분사를 하는 경우는 터빈의 정익을 통한 분사나 혹은 디스크나 케이싱을 이용한 분사가 있으며 때에 따라서는 스프레이식의 분사기법도 가능하다. Freche와 Mckinnon<sup>(4)</sup>는 정익을 이용한 물분사의 여러 방법을 시도하였으며 분사하는 오리피스에 조절에 따라 성능이 다르게 됨을 보여주었다. 또 다른 방법으로는 연소기의 배기가스 일부를 추기시켜 추기한 양 만큼의 증기나 물을 분사하고 추기된 가스는 다른 목적으로 사용하는 방법이 있다. 이러한 연구는 50년대부터 가스터빈의 추력을 증강하기 위한 방법으로 후기연소 방법 외에도 물분사를 사용하여 순간적인 추력증강을 위한 목적으로 연구가 진행되어 왔으나 최근에는 화재진압용<sup>(5)</sup>으로 사용되어지는 가스터빈의 경우에 효과적인 기술이 된다.

## 2. 성능 해석

### 2.1 손실 모델 및 보정

축류형 터빈에서의 성능을 예측하기 위하여 많은 모델들<sup>(6)-(11)</sup>이 발표되었으나 본 연구에서는 여러 모델의 특성을 고려하여 Kacker와 Okapuu<sup>(11)</sup>의 모델을 사용하였으며 팁 간극의 손실모델은 Dunham과 Came<sup>(10)</sup>의 모델을 적용하였다. Kacker와 Okapuu<sup>(11)</sup>는 쉬라우드가 없

는 익형의 경우에는 팁 간극의 손실을 얻기 위하여 팁 간극이 없는 경우의 손실값으로부터 내재적으로 반복하여 효율을 계산한 후 이 효율의 값으로부터 역으로 팁 간극의 손실을 유추하게 되므로 팁 간극에 의한 손실값이 명확하지 않다. 그러므로 팁 간극의 손실은 Dunham과 Came<sup>(10)</sup>의 모델을 적용하였다. 터빈 익형에서 발생되어지는 손실은 압축성 유동에 의한 손실 뿐만 아니라 익형의 형상(YP) 및 팁 간극으로부터의 손실(YTC)이 있으며 익형의 뒷전 두께에 의한 손실(YTET)과 곡률이 있는 통로를 지나면서 발생하는 와류에 의한 2차 유동손실(YS)이 있다. 따라서 이들 손실의 합이 익형을 지나면서 발생하는 전체손실을 구성한다.

$$\frac{\Delta P}{q_2} \equiv Y_T = Y_P f_{RE} + Y_S + Y_{TET} + Y_{TC} \quad (1)$$

식 (1)에서의  $\Delta P$ 와  $q_2$ 는 전압력의 손실과 동압력을 의미하여  $f_{RE}$ 는 유동속도에 따른 보정으로 레이놀드수를 의미한다. 각 항의 구체적인 관계식은 참고문헌<sup>(11)</sup>을 참조하기 바라며 유동속도의 변화에 따른 각 익형의 출구 유동각 예측은 Wilson과 Korakianitis<sup>(12)</sup>에 의하여 정리된 식 (2)를 사용하였다.

$$\alpha_{ex} = \frac{7}{6} [\cos^{-1}(\frac{O}{S}) - 10^\circ] + 4^\circ (\frac{S}{e}) \quad (2a)$$

$$\alpha_{ex} = \cos^{-1}(\frac{O}{S}) - \sin^{-1}(\frac{O}{S}) (\frac{S}{e})^{1.786 + 4.128(S/e)} \quad (2b)$$

$$\alpha_{ex} = \alpha_{ex,(2a)} - (2M_t - 1)(\alpha_{ex,(2a)} - \alpha_{ex,(2b)}) \quad (2c)$$

식 (2)에서의  $e$ 는 목에서 출구까지 흡입면에서의 곡률반경을 나타낸다.  $M_t$ 와  $o$ 는 목에서의 마하수와 폭을 나타낸다. 마하수가 0.5이하인 경우에는 식 (2a)를 적용하고 마하수가 1인 경우는 식 (2b)를 사용하였으며 마하수 0.5이상 1이하인 경우에는 식 (2a)와 (2b)의 결과를 사용하는 식 (2c)를 적용하였다. 익형의 입구에서의 입사각 변화에 따른 형상손실의 변화는 Ainley의 보정방법<sup>(6)</sup>을 적용하여 형상 손실값을 보정하였다.

### 2.2 효율 예측

손실 모델에 의하여 얻어진 결과는 전압력의 손실을 나타내므로 이를 효율에 미치는 영향으로 환산하여

야 한다. 효율은 엔탈피의 변화를 고려하여 계산하여야 하므로 정익과 동익에서의 엔탈피 손실계수는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\xi_N = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{01} - h_2} \quad \xi_R = \frac{h_3 - h_{3s}}{h_{02r} - h_3} \quad (3)$$

또한 정익과 동익에서의 전압력 손실계수는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Y_N = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} \quad Y_R = \frac{p_{02r} - p_{03r}}{p_{03r} - p_3} \quad (4)$$

압력비를 단열팽창된 압력( $p_{2s}$ )을 사용하여 온도와 압력의 관계를 식 (5)처럼 나타낼 수 있다.

$$\frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{p_{01}}{p_{2s}} \frac{p_2}{p_{02}} = \left( \frac{T_{01}}{T_{2s}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5)$$

식 (5)에서  $T_{01}$ 와  $T_{02}$ 가 정익에서는 같으므로 다음과 같이 변형된다.

$$\left( \frac{T_{2s}}{T_2} \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{1}{\frac{1-\gamma}{\gamma-1} \frac{T_2 - T_{2s}}{T_2}} \quad (6)$$

식 (6)에  $T_2 - T_{2s}$ 는  $\xi_N$ 으로 대체 될 수 있으며 전온도와 정온도의 비를 마하수로 나타내면 식 (5)는 다음과 같게 된다.

$$\frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{1}{1 - \frac{\gamma}{2} \xi_N M_2^2} \quad (7)$$

식 (7)과 (4)의 관계식으로부터  $\xi_N$ 과  $Y_N$ 의 관계식을 구하게 된다.

$$\xi_N = \frac{Y_N \left( 1 - \frac{p_2}{p_{02}} \right)}{\left[ 1 + Y_N \left( 1 - \frac{p_2}{p_{02}} \right) \right] \frac{\gamma M_2^2}{2}} \quad (8)$$

동익에서의 결과도 동일한 방법으로 계산하게 되면  $\xi_R$ 과  $Y_R$ 의 관계식을 다음과 같이 구하게 된다.

$$\xi_R = \frac{1}{\frac{\gamma M_{3r}^2}{2}} \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{T_{03r}}{T_{02r}} \right) [X_R]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] \quad (9)$$

식 (9)에서의  $X_R$ 은  $1 + Y_R \left( 1 - \frac{p_3}{p_{03r}} \right)$ 이며 엔탈피 손실계수로 부터 효율을 계산하는 식은 Horlock<sup>(13)</sup>의 방법을 참조하여 구하게 된다.

$$\eta_{TT} = \frac{1}{1 + (\xi_R w_3^2 + \xi_N c_2^2) Z} \quad (10a)$$

$$\eta_{TS} = \frac{1}{1 + [\xi_R w_3^2 + \xi_N c_2^2 (T_3/T_2) + c_3^2] Z} \quad (10b)$$

식 (10)에서의  $Z$ 는  $\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2 \right) / 2 (h_{01} - h_{03})$ 을 의미한다.

### 2.3 계산 방법

터빈의 효율 예측을 위한 실제 계산에서는 손실 모델에서처럼 각각의 유체역학적인 값이나 열역학적인 물성치를 모두 줄 수가 없는 경우가 많다. 따라서 이러한 경우에는 유로에서의 값을 예측하여야 한다. 따라서 표준적인 터빈 데이터를 사용하거나 주어진 익형의 형상에서 예측 모형식을 사용하여 물성치를 계산한 후 익형유로에서의 손실 계산에 적용한다.

주어진 유량에서 정익 입구에서의 속도를 계산하고 정익 출구에서의 마하수를 가정하여 정익에서의 손실을 계산한다. 정익 출구에서의 전압력 손실은 식 (4)를 이용하여 계산할 수 있다. 계산되어진 전압력과 전온도 ( $T_{02} = T_{01}$ )를 사용하여 출구에서 가정한 마하수에 의하여 주어진 유량이 배출되어지는지를 확인한다. 만일 가정한 마하수에서 주어진 유량조건을 만족하지 않으면 마하수를 변경하면서 계산하여야 한다. 출구에서의 유량과 마하수와의 관계는 1차원적인 등엔트로피의 관계식을 적용한다.

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = p_{02} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{02}}} \frac{M_2}{\left( \frac{1+\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (11)$$

계산중에 초킹의 여부를 확인하여야 하며 동익에서는 회전에 따른 상대적인 운동에 의한 손실이므로 이

를 이용한다. 동익에서는 상대적인 전온도가 같다는 ( $T_{02r} = T_{03r}$ ) 조건의 사용과 주어진 회전속도에 따라 입구와 출구에서의 유동각에 의한 상대속도를 구하게 된다. 출구에서의 상대 마하수를 가정하여 계산된 손실값과 식 (4)로부터 출구에서의 상대 전압력을 구하게 된다. 출구에서의 상대속도를 만족하는 마하수를 1차원 등엔트로피 관계식으로부터 구하게 된다.

$$\frac{w_3}{\sqrt{T_{03r}}} = \frac{\sqrt{\gamma R} M_{3r}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{3r}^2\right)^{1/2}} \quad (12)$$

예측한 마하수에서 얻어진 상대속도를 절대속도로 변환하여 주어진 유량이 만족될 때 까지 반복계산하며 내부에서 초경이 발생하는지 여부를 판단한다.

## 2.4 물·증기 분사의 영향

물이나 증기의 주입에 의하여 질량이 추가되어 전체 공기량이 증대되는 경우에 우선 물이 증발되어 증기로 변화가 일어나는 과정에 대한 분석을 수행하여야 한다. 첫 번째로 물의 증발온도는 압력에 따라 다르다. 증발온도<sup>(14)</sup>는 압력이 25bar이하인 경우에 다음과 같이 압력의 함수로 표현된다.

$$T = -1.811 \cdot 10^{-5} \cdot P^6 + 0.0014006 \cdot P^5 - 0.043 \cdot P^4 + 0.67482 \cdot P^3 - 5.9135 \cdot P^2 + 33.2486 \cdot P + 72.1585 \quad (13)$$

식 (13)에서의 온도는 섭씨이고 압력은 bar이다. 만일 분사되어지는 물이 증발온도보다 낮은 상태에서 분사되어지면 증발되어질 수 있는 온도까지 상승되어야 한다. 이 때 물의 온도상승에 따른 엔탈피 (14) 증가량은 식 (14)를 사용하여 구할 수 있다.

$$h = 3.1566 \cdot 10^{-12} \cdot T^6 - 2.9348 \cdot 10^{-9} \cdot T^5 + 1.0407 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 - 0.16703 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 0.0120915 \cdot T^2 + 3.87675 \cdot T + 0.74591 \quad (14)$$

식 (14)에서의 엔탈피는 kJ/kg이며 온도는 섭씨이다. 다음으로 물이 증발되어지는데 필요한 증발열을 계산하여야 한다. 증발열은 증발온도에 따라 다르므로 보간법에 의하여 계산하여야 한다. 또한 증발되어진 증기가 과열증기 상태에서 공기와 혼합되어지며 상승하는 엔탈피(14)의 변화는 다음과 같다.

$$h = 2.98 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1.83 \cdot T + 2500 - 5.14207 \cdot 10^8 \cdot P \cdot (T + 276)^3 - (1.03342 \cdot 10^{37} \cdot P^3 - 6.42613 \cdot 10^{31} \cdot P^5) / (T + 276)^{14.787} \quad (15)$$

식 (15)에서 엔탈피는 kJ/kg이며 온도와 압력은 각각 섭씨와 bar이다. 이상의 관계를 이용하여 혼합되어지는 증기와 공기와의 열적 평형관계를 찾아야 한다. 만일 증기가 터빈의 정익과 동익사이에서 분사되어지면 동익의 입구에서 공기의 열역학적인 값들이 달라지게 된다. 온도의 변화에 따라 축방향의 속도가 달라지므로 절대속도의 유동각은 변화를 가져오지 않지만 상대각은 변화하게 된다. 효율은 앞서의 방법으로 구할 수 있지만 중간에서 증기를 분사하는 경우에는 불연속적인 관계가 발생되어지므로 이를 고려하지 않고 적용하게 되면 효율은 점차적으로 증대하는 방향으로 계산되어질 수 있으므로 질량의 추가에 따른 온도변화를 확인하여야 한다. 또한 입출구에서의 유동각의 변화에 의한 손실들을 고려하여야 한다.

## 3. 결과 및 검토

축류형 터빈에 물이나 증기를 분사하여 효율과 출구온도의 변화에 대한 계산은 현재 개발중인 화재진압용 가스터빈에 적용함이 바람직하나 터빈의 성능해석을 수행하기 위하여 필요한 기본적인 물성치의 부족으로 인하여 본 연구에서는 한국기계연구원에서 개발중인 74kW급의 가스터빈을 기준으로 성능해석 기법을 적용하여 보았다. 본 연구에서 선택한 축류형 터빈은 화재진압용으로 개발되어지고 있는 터빈과 같은 1단의 축류형 터빈이므로 필요한 물성치만 변경하게 되면 바로 계산되어진 결과를 얻을 수 있게 된다.

화재진압용 가스터빈의 경우에는 출구에서의 산소농도와 온도가 상당히 중요한 인자가 된다. 현재는 후기 연소에서 물을 분사하는 방법이 선택적으로 사용되어지고 있으나 형상의 축소와 효율의 향상 등을 고려하면 터빈에서 물분사는 상당히 효과적인 방법이 된다. 본 연구에서는 연소기를 지나서 터빈으로 들어가기 전에 물을 분사하는 경우에 터빈에서 발생되어지는 효율 및 출력의 변화에 대하여 계산을 수행하였으며 차 후 다른 위치에서 분사하는 경우에 대하여 계산을 수행하고자 한다. 선택되어진 74kW급 가스터빈의 형상 및 작동조건은 기계연구원 보고서<sup>(15)</sup>를 참조하여 Table 1에 나타나 있다.

Table 1 Design specifications of 74kW axial turbine

Stages	1
Rotational Speed(RPM)	30,000
Mass Flow Rate(kg/sec)	1.911
Turbine Inlet Temp(K)	1092.9
Inlet Total Pressure(kPa)	190.54
Number of Stator/Rotor	35/43
Chord of Stator/Rotor(mm)	23.07/26.55
Mean Diameter(mm)	210.82
Tip Diameter at Exit(mm)	239.60
Hub Diameter at Exit(mm)	177.43
Tip Diameter at Inlet(mm)	234.94
Hub Diameter at Inlet(mm)	183.36
Aspect Ratio of Stator/Rotor	1.23/1.17

Table 2는 설계점에서의 계산결과를 보여주고 있으며 각각의 계산 결과는 상당히 잘 일치하는 것으로 판단되어진다. 기계연구원의 해석은 출력을 기준으로 계산하였으며 본 연구에서는 팽창비를 변화시켜서 값들을 얻었기에 다소 다른 값들을 보여주고 있다. 따라서 팽창비를 본 연구에서는 다소 증가시켰기에 출력이 기계연구원의 해석 결과보다는 다소 크게 나타났다. 해석을 수행하면서 팽창비를 비슷하게 설정한 경우에 다른 값들의 일치도가 현재의 경우보다는 높았다. 하지만 본 연구에서는 축방향의 속도를 일정하게 설정하고 계산하는 방식을 채택하였다. 이러한 이유는 터빈만의 변화를 확인하기 위하여 팽창비를 변경하여 계산하는 것이 질량의 추가에 따른 변화를 일관되게 계산할 수 있기 때문이다.

Table 2 Comparison of performance analysis of on-design

Contents	KIMM	Present
Total-to-total Efficiency( $\eta_{t-t}$ )	85.0	84.4
Total-to-static Efficiency( $\eta_{t-s}$ )		73.9
Flow Coefficient( $\varphi=C_x/U$ )	0.831	0.688
Blade Loading Coefficient( $\Psi$ )	1.33	1.44
Expansion Ratio	1.795	1.902
Turbine Output Power(kW)	278.8	302.2
Static Temperature at Exit(K)	944	943
Static Pressure at Exit(kPa)	92.1	90.9
Relative Mach number at Exit	0.72	0.72
Abs. Flow Angle at Stator Exit	62.3	62.9
Abs. Flow Angle at Rotor Exit	0	7.7
Rel. Flow Angle at Stator Exit	25.2	26.8
Rel. Flow Angle at Rotor Exit	-50.3	-57.7

아래의 그림들은 터빈이 30,000 RPM에서 작동되어질 때 물이나 증기의 분사에 의한 터빈의 변화를 보여주고 있다. 그림에서의 숫자는 분사하는 질량의 온도를 나타내며 섭씨이다. 50 ℃와 80 ℃에서 분사되는 경우는 물의 경우이고 150 ℃, 250 ℃와 400 ℃의 경우는 증기가 분사되어진 경우이다. 증기의 온도는 출구에서의 온도를 고려하여 설정되어질 수 있다. 그림에서의 하첨자 ds는 설계점에서의 값을 의미한다.

Fig. 1에서는 물의 분사에 따라 전효율은 증가하다가 급격히 감소하는 현상을 보여주고 있다. 이러한 것은 물 분사량의 증가에 따라 터빈 입구에서의 온도와 압력이 감소하기 때문이다. 반면에 증기를 분사하는 경우에는 적은 증기 분사량에서는 효율이 감소하다가 다시 상승하는 현상을 보여주고 있다. 이는 일시적인 탈설계 영역에서 작동하다가 팽창비의 증가에 따라 효율이 증가하기 때문이다. Fig. 2는 전효율의 변화를 나타내고 있는데 앞서의 전효율과 상당히 일치되는 현상을 나타내고 있다. 하지만 물을 분사하는 경우에 공기량의 30%를 분사하게 되면 전효율의 감소는 6%이나 전효율의 감소는 25%까지 크게 감소됨을 볼 수 있다.

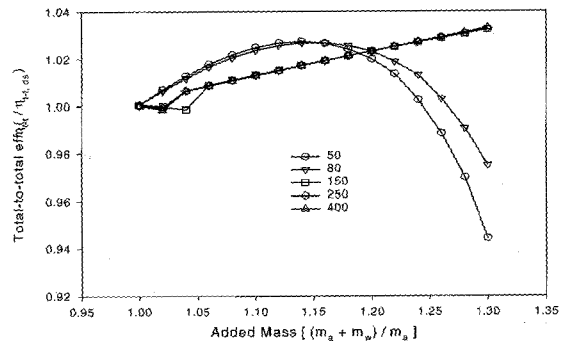


Fig. 1 Variation of total-to-total efficiency with water and steam injection(30,000 RPM)

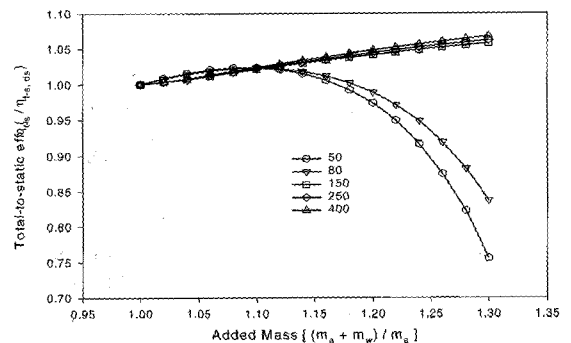


Fig. 2 Variation of total-to-static efficiency with water and steam injection(30,000 RPM)

마찬가지로 증기의 분사에 따른 효율의 증가도 전효율의 경우는 3% 정도이나 정효율의 증가는 5%이상의 증가를 나타내고 있다. 효율의 감소가 증기에 비하여 상당히 크게 나타나는 것은 설계점을 벗어나 작동되기 때문이다.

Fig. 3은 질량의 추가에 따른 출력의 변화를 보여 주고 있다. 출력은 추가하는 질량의 온도에 상당히 좌우되어짐을 알 수 있으며 증기의 분사는 출력의 증가를 얻게 된다.

따라서 출력의 증가를 위하여 증기를 분사 하는 경우 (16),(17)와 일치된 결과를 보여 주고 있다. 출력의 증가는 30%의 증기를 분사하여 약 30%정도의 출력 증가를 얻을 수 있으며 출력의 감소는 분사하는 물의 양과 온도에 따라 상당히 큰 영향을 받음을 알 수 있다. 출력이 50%이상 감소를 보이는 경우에는 압축기와의 연계성에 대한 검토가 이루어져야 한다. Fig. 4는 출구에서의 온도분포를 나타내고 있다. 특히 화재진압용으로 사용하는 경우에는 출구에서의 온도가 상당히 큰 영향을 미치므로 이를 충분히 고려하여야 하는데 출구의 온도는 분사하는 증기의 온도에 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서 출력의 증가와 출구에서의 온도감소를 얻을 수 있는 방향으로 선택하여야 한다.

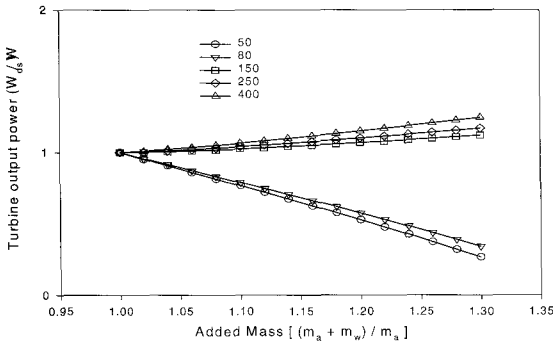


Fig. 3 Variation of turbine output power with water and steam injection(30,000 RPM)

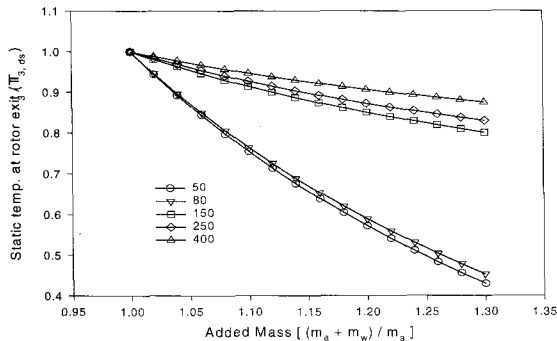


Fig. 4 Variation of static temperature at the turbine exit with water and steam injection(30,000 RPM)

Fig. 5와 6는 터빈에서의 유량계수와 익형의 부하계수를 나타내고 있다. 유량계수는 물이나 증기의 분사 의하여 축방향 속도가 감소하므로 분사량에 따라 반비례하는 현상을 보여주고 있다. 또한 부하계수도 원주방향 속도의 감소에 따라 감소되어짐을 알 수 있다.

설계점에서의 유량계수와 부하계수에 의하여 Fig. 7의 Smith<sup>(16)</sup> 효율선도로부터 계산되어진 효율에 대한 타당성을 확인할 수 있다.

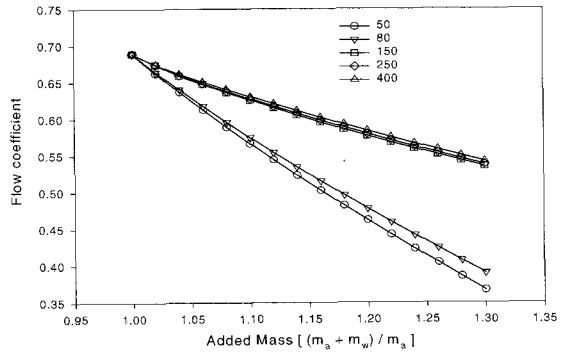


Fig. 5 Variation of flow coefficient with water and steam injection (30,000 RPM)

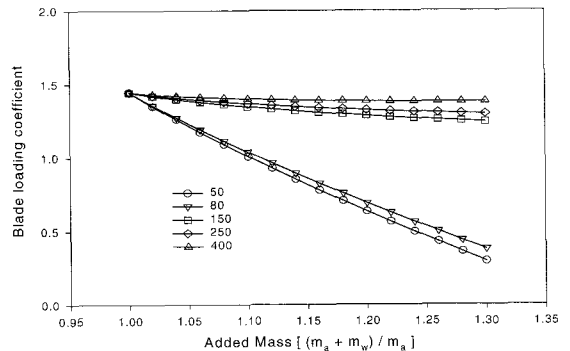


Fig. 6 Variation of blade loading coefficient with water and steam injection(30,000 RPM)

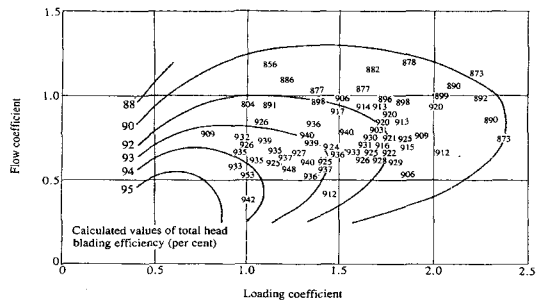


Fig. 7 Efficiency versus loading and flow coefficient

물을 분사하는 경우에는 유량계수와 부하계수의 급격한 감소로 설계점과는 상당히 다른 영역에서 작동되어짐을 알 수 있으며 이로 인하여 익형에서의 손실증대에 따라 효율의 감소로 나타남을 알 수 있다.

Fig. 8는 팽창비의 변화를 나타내고 있다. 물을 분사하는 경우에 팽창비의 감소를 나타내는데 이는 온도의 감소와 함께 축방향의 속도가 감소되어 질유량의 증대에도 불구하고 팽창비의 감소를 초래하고 있으며 증기를 분사하는 경우에는 온도의 감소가 적음으로 질유량의 증가 효과가 크게되어 팽창비의 증가로 나타나고 있다.

다음은 터빈의 회전속도를 설계점보다 0.8의 속도(24,000 RPM)로 회전하는 경우에 대한 변화를 확인하여 보았다. 회전수를 설계점의 0.8에서 작동하게 되면 효율이 질량의 추가가 없을 때 전효율과 정효율은 80.3%와 68.5%로 각각 설계점에서의 작동에 비하여 많이 저하되어짐을 알 수 있다. 이러한 탈 설계점의 영역에서 질량을 첨가함으로써 말미암아 효율의 증가를 초래할 수 있게 된다. 따라서 Fig. 9의 효율선도의 증가가 30,000 RPM에 비하여 변화폭이 크게 나타남을 알 수 있다.

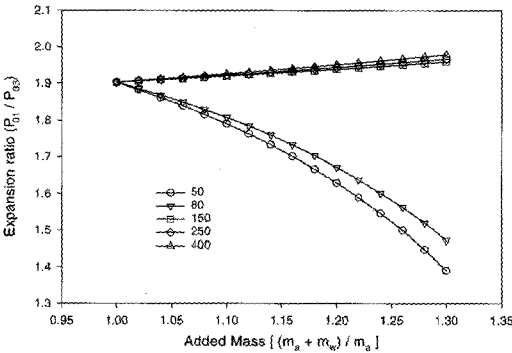


Fig. 8 Variation of expansion ratio with water and steam injection (30,000 RPM)

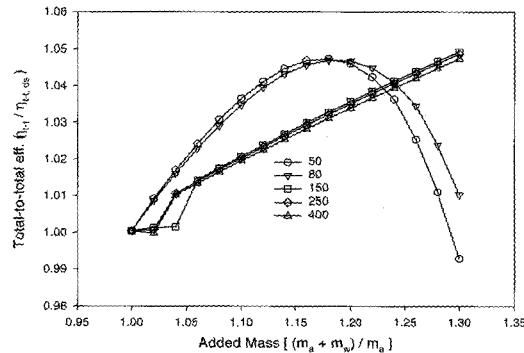


Fig. 9 Variation of total-to-total efficiency with water and steam injection (24,000 RPM)

Fig. 10과 11은 출구에서의 온도변화와 팽창비를 나타내고 있는데 질량이 추가되어지지 않은 경우에 출구에서의 정온도는 961 K였다. 정온도의 변화는 회전수의 변화에 따라 크게 달라지지 않음을 알 수 있다.

또한 팽창비는 분사되어지는 질량의 온도에 의하여 크게 좌우되어짐을 알 수 있다.

다음으로 설계점의 회전수보다 1.1배 상승한 속도인 33,000 RPM에서 작동되어지는 경우에 터빈에서의 변화를 계산하였다. 회전속도를 증가하여 작동하는 경우의 변화는 설계점의 작동에 비하여 효율의 증가가 상당히 둔화되는 반면에 효율의 감소폭은 상당히 크게 발생되어짐을 Fig. 12에서 보여주고 있다. 이는 질량의 분사에 의하여 탈설계 영역으로 심화되어지므로 발생되어져진 것이다. 또한 출력도 설계점에서 분사한 경우에 비하여 그다지 증가하지 못하였으며 출구에서의 정온도 변화폭에도 차이가 없음을 Fig. 13은 보여주고 있다. 하지만 팽창비를 증가하게 되면 출구에서의 온도는 팽창비에 따라 감소된 값을

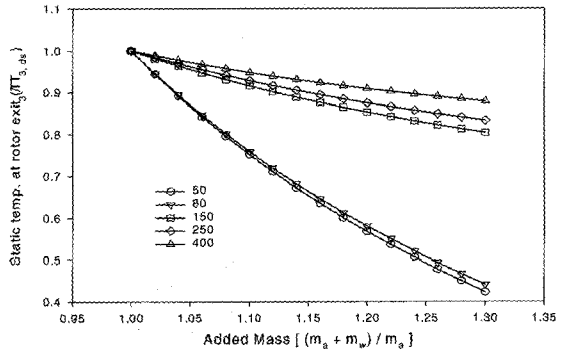


Fig. 10 Variation of static temperature at the turbine exit with water and steam injection (24,000 RPM)

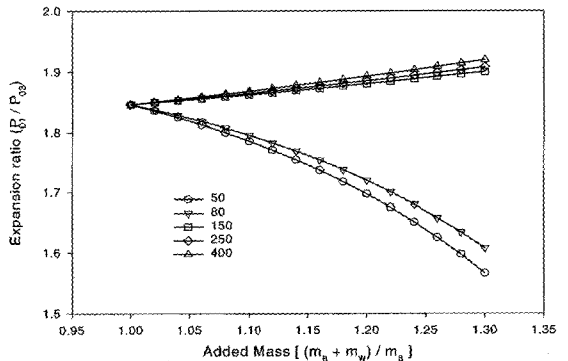


Fig. 11 Variation of expansion ratio with water and steam injection (24,000 RPM)

얻게 된다. Fig. 14의 팽창비는 분사되어지는 온도에 상당히 영향을 받고 있음을 보여주며 회전수에는 크게 영향을 받지 않음을 보여주고 있다.

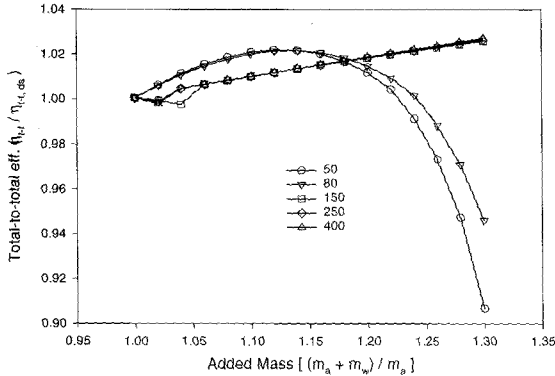


Fig. 12 Variation of total-to-total efficiency with water and steam injection(33,000 RPM)

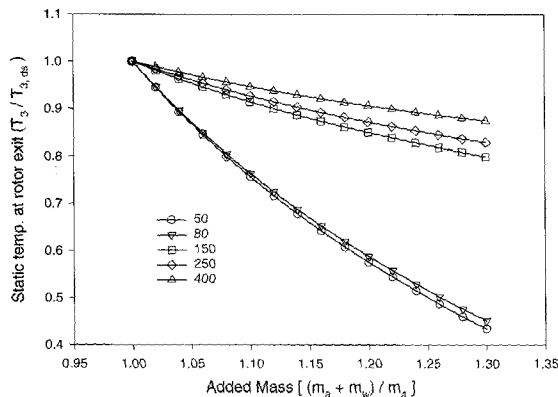


Fig. 13 Variation of static temperature at the turbine exit with water and steam injection(33,000 RPM)

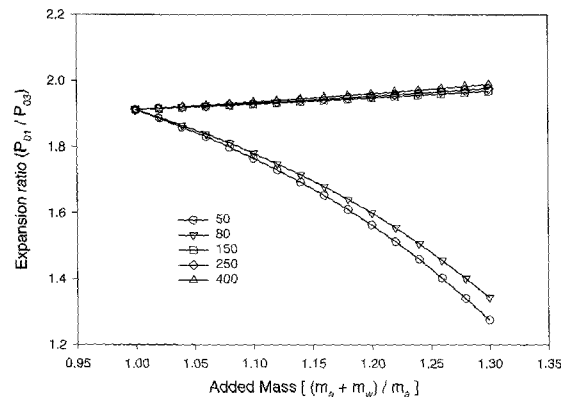


Fig. 14 Variation of expansion ratio with water and steam injection(33,000 RPM)

### 3. 결론

축류형 터빈에 증기나 물을 분사하는 경우에 대하여 분사하는 양과 온도를 변경하면서 성능해석을 수행하였다. 또한 회전속도를 설계점의 회전속도에 비하여 0.8과 1.1배 변화하는 경우에 대하여서도 성능해석을 하였다. 효율은 분사하는 질량의 온도에 큰 영향을 받는다. 증기를 분사하는 경우에는 효율의 증가를 얻게 되나 물을 분사하는 경우에는 물분사량이 증대하게 되면 효율의 급격한 감소를 보였다. 하지만 설계점보다 적은 회전속도를 갖는 경우에는 탈설계 영역이 설계점으로 이동하게 되므로 효율의 증가폭이 크게 나타나는 결과를 얻게 되었다. 특히 화재방지용으로 사용하는 경우에 출구에서의 온도가 상당히 중요한 물성치가 되므로 출구의 온도는 유량의 첨가에 따라 감소하는 결과를 보여주며 물의 분사 시에 30%의 물분사로 50%이상의 온도감소를 얻게 되었다. 출력은 증기의 분사로 인하여 증가하게 되는 결과를 얻게 되었으며 반면에 물을 분사하는 경우에는 감소되었다.

터빈에서의 물분사의 위치에 따른 성능해석은 계속연구하여야 할 부분으로 판단되며 또한 물분사에 따른 탈설계 상태의 연구도 추가적으로 하여야 할 부분으로 판단된다.

### 후 기

본 논문은 과학기술부와 산업자원부가 지원하는 민간겸용기술개발사업으로 지원되어 수행하였습니다.

### 참고문헌

- (1) Kim, S. Y. and Slitenko, A. F., 2000, "Performance Analysis of an Inert Gas Generator for Fire Extinguishing," ISROMAC-8, Hawaii, pp. 315~321.
- (2) Cook, W. P. and Zettle, E. V., 1948, Performance Investigation of Can-Type Combustor II-Water Injection at Various Stations In Combustor, NACA RM No. EF8F28.
- (3) Boman, D. S. and Mallett, W. E., 1952, Investigation of Thrust Augmentation Using Water-Alcohol Injection on a 5200-pound-thrust Axial-flow-type Turbojet Engine at Static Sea-level Conditions, NACA RM E52G30.
- (4) Freche, J. C. and McKinnon, R. A., 1963, Experimental Investigation of Several Water Injection



- Configurations for Turbine Blade Spray Cooling in a Turbojet Engine, NACA RM E53H06.
- (5) 김수용, 1999, 비활성 가스제너레이터 개발을 위한 타당성 조사, 한국과학기술평가원.
  - (6) Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R., 1957, A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines, Aeronautical Research Council R&M 2974.
  - (7) Carter, A. F., Platt, M. and Lenherr, F. K., 1968, Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Flow Turbines, Part I : Development of the Analysis Method and the Loss Coefficient Correlation, NASA CR-1181.
  - (8) Craig, H. R. M. and Cox, H. J. A., 1970, "Performance Estimation of Axial Flow Turbines," Proc. Imech. Eng., Vol. 185, pp. 407~424.
  - (9) Lakshminarayana, B., 1970, "Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery," ASME J. of Basic Eng. Vol. 92, pp. 467~482.
  - (10) Dunham, J. and Came, P. M., 1970, "Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction," ASME J. Eng. Power Vol. 92, pp. 252~256.
  - (11) Kacker, S. C. and Okapuu, U., 1982, "A Meanline Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," ASME J. Eng. Power Vol. 104, pp. 111~119.
  - (12) Wilson, D. G. and Korakianitis T., 1998, The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines, Prentice-Hall.
  - (13) Horlock, J. H., 1973, Axial Flow Turbines, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Krieger Pub., pp. 65~66.
  - (14) Walsh, P. P. and Flecher, P., 1998, Gas Turbine Performance, Blackwell Science, pp. 581~582.
  - (15) 오군섭 외, 1996, 터보기계 설계 기술 개발에 관한 연구, UCN 031-380.M.
  - (16) Noymer, P. D. and Wilson, D. G., 1993, "Thermodynamic Design Considerations For Steam-Injected Gas Turbines," 93-GT-432.
  - (17) Larson, E. D. and Williams, R. H., 1987, "Steam-Injected Gas turbines," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 109, pp. 55~63.
  - (18) Smith, A. F., 1965, "A Simple Correlation of Turbine Efficiency," J. Royal Aero. Soc., Vol. 69, pp. 467~470.