

정의 후연의 냉각유체분사를 포함한 축류터빈단의 성능해석

김동섭* · 김재환** · 노승탁***

(1998년 10월 8일 접수)

Performance Analysis of an Axial Flow Turbine Stage with Coolant Ejection from Stator Trailing Edge

Tong Seop Kim, Jae Hwan Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Axial Flow Turbine(축류터빈), Trailing Edge (후연), Coolant(냉각유체), Ejection (분사), Mixing (혼합), Pressure Loss (압력손실), Efficiency (효율)

Abstract

In this work, an aerothermodynamic calculation model for cooled axial flow turbine blades with trailing edge ejection is suggested and a mean line performance analysis of a turbine stage with nozzle cooling is carried out. A unique model regarding the interaction between coolant and main gas is proposed, while existing correlations are adopted to predict viscous loss and blade outflow angle. The interactions considered are the heat transfer from main gas to coolant and the temperature and pressure losses by the mixing of two streams due to the trailing edge coolant ejection. For a stator blade without ejection, trailing edge loss calculated by the trailing edge analysis is compared with that calculated by loss correlation. The effect of heat transfer effectiveness of coolant passage on the mixing loss is analyzed. For a model turbine stage with nozzle cooling, parametric analyses are carried out to investigate the effect of main design variables(coolant mass flow ratio, temperature and ejection area) on the stage performance.

기호설명			
A	: 면적	s'	: 수정된 피치
a	: 식 (13)의 계수	St	: 스태른수
C_p	: 정압비열	T	: 전온도
d	: 식 (5)의 후연 면적비	t	: 정온도
f	: 식 (5)의 분사 면적비	tet	: 후연두께
h	: 열전달계수	V	: 속도
m	: 질량 유량	α	: 유동각
o	: 목(throat)	β	: 블레이드 각도(blade setting angle)
P	: 전압력	e	: 열교환 효과
p	: 정압력	ϕ	: 냉각효율
PR_n	: 전압력비	γ	: 비열비
ΔP	: 전압력손실	η	: 단효율
Q	: 열전달률	π	: 압력손실계수
s	: 피치(pitch)	ρ	: 밀도
		ξ	: 냉각유체와 주유동유체의 질량유량비

* 회원, 서울대학교 터보동력기계연구센터
 ** 회원, 서울대학교 대학원 기계공학부
 *** 회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

하첨자
 1 : 노즐입구
 2 : 노즐출구

3	: 로터출구
b	: 블레이드
c	: 냉각유체, 공급되는 냉각유체의 상태
ce	: 분사위치에서의 냉각유체의 상태
corr	: 상관식
g	: 주유동 가스
m	: 혼합후의 상태
model	: 후연 혼합모델
p	: 블레이드 형상
s	: 2차유동
t	: 전체
te	: 후연(trailing edge)

1. 서론

현재 가스터빈의 성능은 상당히 개선되어 사용이 날로 증가되고 있다. 출력과 효율의 향상은 주로 터빈입구온도의 상승에 의하여 이루어지고 있으며, 이에 따라 터빈냉각의 중요성은 날로 높아가고 있다. 특히 설계 단계에서 터빈의 성능을 잘 예측하는 것은 매우 중요하며, 냉각이 터빈의 성능에 미치는 영향, 특별히 냉각유체의 분사에 의한 성능 변화를 잘 모사하여야 한다. 2차유체 분사시 혼합에 의한 공력성능의 변화 현상을 규명하기 위한 많은 실험적, 이론적 연구들이 이루어져왔다. Hartzel⁽¹⁾은 후연분사를 포함한 임의의 블레이드 표면에서의 분사에 의한 압력손실을 모사하는 이론적인 방법을 제안하였고, Prust^(2,3,4) 역시 이론적 방법을 제안하고 발전시켰으며, 실험 자료와 비교하였다. Ito 등⁽⁵⁾ 역시 실험을 수행하고 압력손실을 예측하는 이론적 방법을 제시하였고, Schobeiri⁽⁶⁾는 블레이드 후연(trailing edge) 분사시 이론식을 바탕으로 혼합에 의한 압력손실 특성을 살폈다.

현재 대부분의 냉각터빈에서는 다량의 냉각유체가 블레이드 후연을 통해 분출된다. 특히 1000°C 급 이하의 소형 가스터빈에서는 내부 대류 열전달 후에 후연을 통해서만 냉각유체가 분사되는 방식이 사용되고 있다. 본 연구에서는 후연에서 냉각유체가 분사되는 블레이드의 계산 모델을 제안하고, 노즐이 냉각되는 단단 축류터빈의 성능을 해석하고자 한다. 계산 모델은 일반적으로 터보기기의 성능해석 및 설계 시에 유용하게 사용되는 관류유동해석(through flow analysis)에의 적용을 염두에 두고 구성된다. 대다수의 연구들에서는 분사유체와 주유동 가스 간의 혼합에 의한 공력적 상호작용에만 주의하여 연구를 수행하였다. 그러나 본 연구에서는 냉각터빈의 실제 운전조건을 모

axial station

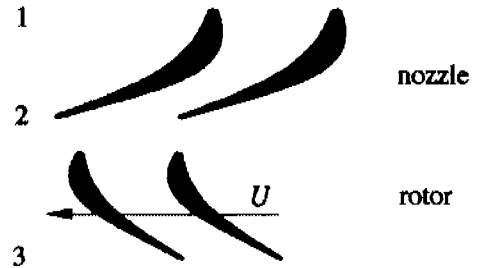


Fig. 1 Schematic of a turbine stage.

사하도록 두 유동 간의 열적 상호작용도 고려하였다. 이렇게 함으로써 블레이드 온도 등 열적 요인도 고려할 수 있으며, 정의과 동익을 모두 고려한 단(stage)의 성능 계산도 가능하다. 점성 손실은 일반적으로 관류유동해석에서 행하는 바와 같이 잘 정립된 압력손실계수 상관식들을 사용한다. 열적 모델을 포함한 후연 분사 블레이드의 이론적 계산 모델을 제시하고, 주요 냉각 파라미터들의 영향을 분석한다.

2. 해석

2.1 개요

일정한 반경에서의 축류터빈 단의 형상은 Fig. 1과 같이 나타난다. 본 연구에서는 평균반경에서의 성질들이 전체 성질들을 대표한다고 가정한 평균반경법⁽⁷⁾을 사용한다. 본 연구의 목적중의 하나가 관류유동해석에 적용 가능한 냉각터빈 모델을 제시하는 것이므로 일반적인 관류유동해석에서와 같이 블레이드를 통과하는 유동의 점성손실은 손실계수 상관식을 사용하여 구한다. 이렇게 하므로써 비교적 높은 정확도를 가지고 단 시간내에 다양한 계산이 가능하다. 사용한 식들은 Ainley-Mathieson의 상관식들⁽⁷⁾을 보완 발전시킨 Kacker와 Okapuu의 식들⁽⁸⁾이며, 압력 손실은 유동의 점성효과에 의한 형상손실(profile loss), 2차유동에 의한 손실(secondary loss), 후연두께에 의한 후연손실(trailing edge loss), 간극손실(clearance loss)로서 구분되어 각각 블레이드 형상, 유동조건 등의 함수로 주어지는 독립적인 손실계수(출구 동압에 대한 입출구 전압력 손실의 비율) 상관식들로부터 구한다. 블레이드 출구 상대유동각은 Ainley-Mathieson이 제안한 마하수의 효과 등이 고려된 수정된 \sin (혹은 \cos) 관계식⁽⁷⁾을 사용한다. 이들은 모두 충분히 잘 알려져 있으므로 본 논문에서는 자세한 식의

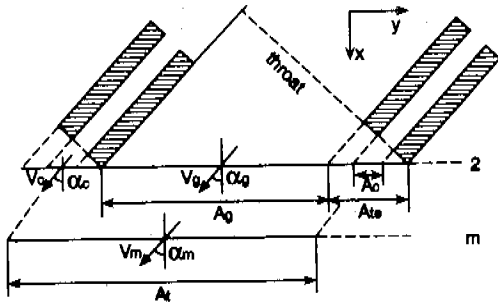


Fig. 2 Trailing edge mixing model.

서술은 생략한다.

본 연구에서는 냉각유체의 분사에 의한 영향을 고려할 수 있는 열유체역학적 모델을 제시하는데 연구의 주안점이 있으며, 다음 절들에서 블레이드 온도동 열적 효과를 고려한 냉각터빈의 모델이 설명된다.

2.2 후연 혼합과정 모델

블레이드 후연에서의 주유동과 분사유체 간의 혼합모델이 Fig. 2에 나타나 있다. Figure 1에서 노즐의 후연부분에 중점을 두어 나타낸 것이다. 혼합 이전의 두 유체의 온도는 2.3절에서 언급된 열적 모델을 통하여 구하여 진다. 두 유체는 각각 1차원적인 평균값들로서 대표되며, 두 유체간의 혼합은 미소한 축방향 거리안에서 완전하게 이루어진다고 가정한다. 그리고 분사되는 유체의 정압은 주유동의 정압과 같다고 가정한다. 이러한 모델은 Hartsel⁽¹⁾ 및 Schoebei⁽⁶⁾ 의 모델과 유사하나 블레이드 표면에서의 경계층 배제두께, 운동량두께 등이 포함되지 않았다. 그들의 모델에서 그 두가지 파라미터들은 블레이드를 통과하는 주유동이 겪은 점성손실(형상손실)을 고려하기 위하여 도입된 것이다. 그 값들은 실험적으로 주어지든지 아니면 경계층 해석등을 통하여 구하여 질 수 있다. 그러나 본 연구에서는 앞서 서술한 바와 같이 판류유동 해석에 적용되는 것을 염두에 두어서 점성 손실을 잘 입증된 상관식들로부터 구한다. 따라서 상관식으로 주어지는 압력손실계수를 혼합 이전에 적용하여 점성효과를 반영하므로 그 두 파라미터들의 도입이 불필요하다. 즉, 혼합 평면에서 주유동의 압력은 입구압력보다 낮은 상태이며, 이 압력은 전압력 손실 상관식으로부터 압력손실을 구하여 결정한다. 형상손실, 2차유동손실, 후연손실 각각의 적용 방법 및 후연 혼합손실 모델 적용에 따른 상관식 적용시의 수정 등에 대한 내용 등은 추후 3.1절에서 서술될 것이다. 혼합 평면에서의

연속방정식, x 방향 운동량방정식, y 방향 운동량방정식, 에너지 방정식은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\rho_g V_g \cos \alpha_g A_g + \rho_c V_c \cos \alpha_c A_c = \rho_m V_m \cos \alpha_m A_t \quad (1)$$

$$\rho_g V_g^2 \cos^2 \alpha_g A_g + \rho_c V_c^2 \cos^2 \alpha_c A_c + p_g A_t = \rho_m V_m^2 \cos^2 \alpha_m A_t + p_m A_t \quad (2)$$

$$\rho_g V_g^2 \cos \alpha_g \sin \alpha_g A_g + \rho_c V_c^2 \cos \alpha_c \sin \alpha_c A_c = \rho_m V_m^2 \cos \alpha_m \sin \alpha_m A_t \quad (3)$$

$$\rho_g V_g \cos \alpha_g A_g C_{pg} T_g + \rho_c V_c \cos \alpha_c A_c C_{pc} T_c = \rho_m V_m \cos \alpha_m A_t C_{pm} T_m \quad (4)$$

각 유체에 대하여 이상기체 관계식을 도입하면 혼합후의 온도, 압력, 속도, 밀도 등 모든 성질들을 계산하는 해석적 식들이 유도된다. 위식에서 반경방향으로의 단위두께에 대하여 생각하면 전체 면적 A_t 는 블레이드 피치(pitch)에 해당하며, A_{te} 는 후연두께(trailing edge thickness)를 무영한 $te / \cos(\alpha_c)$ 에 해당한다. 파라미터 d, f 를 도입하면 면적들 사이에는 다음 관계가 성립한다.

$$\frac{A_c}{A_t} = fd, \quad \frac{A_g}{A_t} = 1-d$$

$$\text{where } \frac{A_{te}}{A_t} = d, \quad \frac{A_c}{A_{te}} = f \quad (5)$$

2.3 혼합 이전의 열적 모델링

앞의 2.2 절에 설명한 혼합 평면에서의 계산을 하려면 혼합직전의 두 유체의 상태를 알아야 한다. 주유동의 압력은 이미 설명한 바와 같이 혼합이전까지의 압력손실을 고려하여 구해진다. 한편 두 유체의 공급온도만 알고 있으므로 혼합시의 온도를 알아야만 식 (1) - (4)를 완전히 풀 수 있다. 이를 위하여 주 유동 가스, 냉각공기 그리고 블레이드 벽 사이의 간단한 열 균형식을 도입한다. 이러한 해석을 하면 부수적으로 블레이드 온도를 고려할 수 있게 되므로 더욱 실제 운전 상황에 근접한 모사가 가능하다.

주유동, 벽, 내부 냉각유체 간의 1차원 에너지 균형식은 다음과 같은 방법으로 구해진다. 간단한 정리를 거치면 가스측으로부터 블레이드로 전달된 열량은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = m_g St \frac{A_b}{A_g} C_{pg} (T_g - T_b)$$

Table 1 Stage geometric data at mean radius.

Item	Nozzle	Rotor
Chord (mm)	35.1	21.5
Pitch (mm)	25.87	14.42
Maximum blade thickness (mm)	6.8	2.7
Blade inlet setting angle (deg.) [†]	0	39.9
Blade outlet setting angle (deg.) [†]	73	66
Throat (mm)	7.22	5.80
Trailing edge thickness (mm)	1.5	0.5
Ejection area ratio, f	0.3	-
Tip clearance (mm)	-	2
Hub diameter (mm)	260	258
Tip diameter	300	302

[†] Measured from axial direction

$$\text{where } m_g = \rho_g V_g A_g, \quad St = \frac{h_g}{\rho_g V_g C_{pg}} \quad (6)$$

여기서 T_g 는 블레이드 입구에서의 가스의 온도이며, T_b 는 블레이드의 온도이고, V_g , A_g 는 블레이드 출구에서의 가스의 속도와 유동면적으로 생각한다. 냉각유체가 얻은 열량은

$$Q = m_c C_{pc} (T_{ce} - T_c) \quad (7)$$

로 쓸 수 있다. T_c 는 공급온도이고, T_{ce} 는 열교환이 끝난후 즉 분사되기 직전의 온도이다. 이 식은 다시 블레이드 온도를 기준으로 한 열교환효과 ε 를 도입하여 다음과 같이 바꿀 수 있다.

$$Q = m_c C_{pc} \varepsilon (T_b - T_c) \quad \text{where } \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_c}{T_b - T_c} \quad (8)$$

식 (6)과 (8)이 동일한 양을 나타내므로 정리하면 아래와 같이 냉각효율 ϕ 를 계산할 수 있는 식이 마련된다.

$$\phi = \frac{\frac{C_{pc} m_c}{C_{pg} m_g}}{St \frac{A_b}{A_g} \frac{1}{\varepsilon} + \frac{C_{pc} m_c}{C_{pg} m_g}} \quad \text{where } \phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c} \quad (9)$$

결국 이 식으로부터 두 유체간의 유통비가 주어지면 블레이드 온도를 구할 수 있다. 결과적으로 혼합직전의 냉각유체 온도(T_{ce})가 구해지고 식 (7)과 같은 방법으로 가스의 혼합직전의 온도가 구

해진다. 이 두 전온도가 식 (1)-(4)의 가스와 냉각유체의 온도가 되어 혼합계산이 수행된다.

2.4 모델 터빈 단

혼합에 의한 단순 공력학적 상호작용에 대한 실험 자료는 많으나, 아직까지 본 연구에서 추구하는 바와 같이 열적 효과(내부유로의 열교환효과, 블레이드 온도의 영향 등)를 고려한 실제적인 운전 상태에 대한 다양한 조건에서의 실험 결과는 발표되고 있지 못하다. 본 연구에서는 현재 국내에서 개발 단계에 있는 소형 가스터빈⁹⁾의 기하학적 형상 및 설계조건을 바탕으로 개발된 모델을 적용하여 해석해 보고자 한다. 본 계산의 완전한 검증은 추후 잘 정립된 다양한 운전에서의 실험 결과가 주어지는 터빈에 대한 해석으로서 가능할 것으로 보이며, 본 연구에서는 하나의 터빈 단을 대상으로 계산 예를 보이고 냉각과정 계산시에 고려해야 할 주요 파라미터들을 고찰하는 것을 주목적으로 삼는다.

대상은 3단 터빈 중 첫단으로서 노즐만 냉각된다. 계산시 부여한 정격 조건은 회전수 27000 rpm, 터빈입구 전온도 1270K, 입구 전압력 1167.6 kPa 이다. 가스와 냉각공기의 비열비는 각각 1.333, 1.4로 두었으며, 기체상수는 모두 0.287kJ/kgK로 두었다. 계산에 사용된 평균 반경에서의 기하학적 조건은 Table 1에 나타낸 바와 같다. 형상으로부터 식 (9)의 면적비 A_b/A_g 를 근사 값으로 3.8로 정하였으며, 스탠숀수 St 는 0.005를 부여하였다. 반면에 블레이드 내부의 열교환효과 ε 는 내부 공기 유통에 크게 좌우되므로 상수로 취급하지 않았으며, 이에 대해서는 다음 절에서 자세히 설명될 것이다.

3. 결과 및 고찰

해석은 크게 세가지 내용으로 구분된다. 먼저 후연분사 냉각 모델을 적용하여 혼합시의 압력손실을 정성적으로 분석한다. 이어 냉각시의 열적 모델이 혼합손실에 미치는 영향에 대하여 살펴본다. 마지막으로 노즐냉각을 하는 터빈단의 성능에 대하여 살펴본다.

3.1 후연 혼합모델의 적용

혼합 모델을 블레이드의 유동에 적용하면 후연에서 발생하는 압력손실을 예측할 수 있다. 특히 비록 냉각유체의 분사가 없더라도 이 모델은 후연에서 압력 손실을 계산해 낸다. 이는 Schobeiri¹⁰⁾

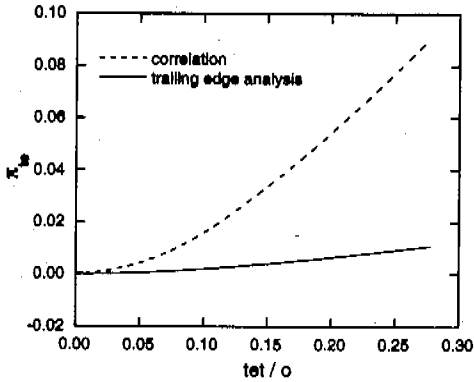


Fig. 3 Trailing edge pressure loss coefficient as a function of trailing edge thickness to throat ratio (uncooled case, row exit isentropic Mach number = 0.85).

에 의해서도 지적된 것으로서 결국 식 (1)-(4)를 살펴보면 이 손실은 후연의 유한한 두께에 의한 것임을 알 수 있다. 따라서 유사한 모델을 사용한 Hartael⁽¹⁾ 및 Schoberl⁽⁶⁾ 등의 연구에서는 형상손실을 경계층 성장의 영향으로 처리하므로 냉각이 없을 경우에 혼합모델에서 계산되는 압력 손실은 후연두께 손실로 생각할 수 있으며, 2차 유동이 없으면 두 손실의 합이 전체 압력손실이 된다. 본 연구에서는 형상손실은 상관식을 사용하여 구하여지고 후연손실은 혼합모델로부터 계산된다고 볼 수 있으므로 상관식 적용시 후연손실은 제외하는 것이 옳을 것이다. 그러나 그것이 가능하기 위해서는 적어도 상관식으로 구한 후연두께에 의한 압력손실과 후연 혼합모델을 사용하여 구한 압력손실이 정량적으로 비슷한 수준이어야 한다. 이에 착안하여 노즐에 대하여 냉각유체가 분사되지 않는 경우에 두가지 방법 즉, 혼합모델을 사용한 것과 후연손실 상관식을 사용한 것 간의 결과를 비교하였다. 두 방법 모두 형상손실은 상관식으로 구하며, 이에 더하여 혼합이전에 2차유동 손실도 상관식으로 구하여 적용한다. 한편 Ainley-Mathieson 의 출구 유동각은 목과 피치간의 비 o/s 를 기준으로 구하여 지는데, 혼합 모델을 사용한 경우에는 혼합직전의 가스 유동각이 필요하며 이 각도를 구하기 위하여 Ainley-Mathieson 식에서 실제 피치(s) 대신에 블레이드 출구 이전의 가스가 차지하는 거리 즉 후연 두께의 영향이 배제된 가상의 수정된 피치(s')를 사용한다. 이상을 정리하면 다음 식으로 표현된다.

$$1) \Delta P = \Delta P_{p,corr} + \Delta P_{s,corr} + \Delta P_{te,model}$$

where $\alpha_2 = f(\cos(\alpha / s'))$, $s' = s - tet / \cos(\beta_2)$

$$2) \Delta P = \Delta P_{p,corr} + \Delta P_{s,corr} + \Delta P_{te,corr}$$

where $\alpha_2 = f(\cos(\alpha / s))$ (10)

혼합모델을 사용할 경우에 α_2 가 식 (1)-(4)의 α_s 가 되고 블레이드 출구의 각도 α_m 은 그 식들의 해로서 구해진다. 혼합모델을 사용하지 않으면 이 세가지 각도들은 모두 같은 값을 가진다. 계산은 Table 1 의 기하조건을 바탕으로 하되 후연두께의 영향을 살펴기 위하여 목 크기를 유지시킨 가운데 임의로 후연두께를 변화시키면서(피치도 따라서 변화) 수행하였다. 유동조건은 노즐출구의 동엔트로피 마하수(isentropic Mach Number)를 0.85로 주었다. 후연 압력손실계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\pi_{te} = \frac{\Delta P_{te}}{P_1 - P_2}$$
 (11)

Figure 3에 두가지 방법으로 구한 후연 압력손실계수를 후연두께와 목 간의 크기 비의 함수로 나타내었다. 두 가지 방법 모두 후연두께의 증가에 따른 손실증가를 예측하고 있으나, 확연히 드러나듯이 모델에 의한 계산이 상관식보다 항상 손실을 작게 예측한다. 특히 후연두께와 목(또는 피치)의 비가 상당히 큰 경우에도 모델은 손실을 매우 작게 계산한다. 이는 식 (1)-(4)의 모델의 이상적인 가정에서 유래되는 것으로 해석할 수 있다. 즉 모델에서는 냉각유체 분사가 없으면 압력손실은 바로 유동면적 증가에 의한 운동량의 손실에만 기인한다. 그러나 실제로는 후연에서 후류가 존재하여 손실이 더 커지며, 더욱이 이 후연손실의 크기는 성장된 경계층의 크기와도 관계가 있을 것이다. 한편 본 연구에서 사용된 상관식들은 비교적 정확히 실제 터빈에서의 압력손실을 예측하는 것으로 보고되고 있다. 일 예로 이 상관식들을 적용하여 단단 및 다단 터빈의 성능 및 유동을 예측한 최근의 연구 결과들^(10,11)을 참고할 수 있다. 따라서 후연 혼합모델을 사용하는 경우에 후연두께 손실만큼은 수정해 주어야 전체적으로 더 현실적인 손실값이 계산될 것으로 생각된다. 결국 본 연구에서는 혼합 모델을 사용하되, 전체 압력손실의 절대값을 상관식으로 예측된 값과 비슷하게 만들도록 한다. 즉, 다음식에서와 같이 각 계산시에(냉각유체 분사 포함) 먼저 냉각유체 분사가 없는 경우의 손실을 계산하여 상관식으로 계산한 값에서 그 값을 제하여 그 차이를 혼합 전의 형상손실에 더하여 준다.

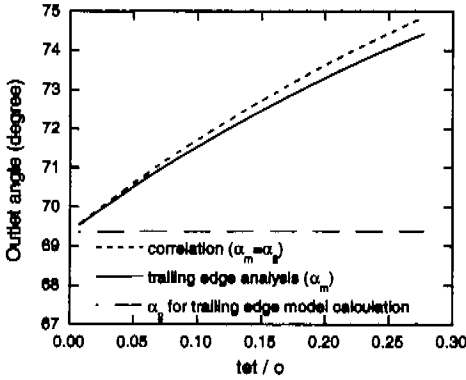


Fig. 4 Outlet angle as a function of trailing edge thickness to throat ratio(uncooled case, row exit isentropic Mach number = 0.85).

$$\Delta P = \Delta P_{p,corr} + \Delta P_{p'} + \Delta P_{s,corr} + \Delta P_{te,model}$$

where $\Delta P_{p'} = \Delta P_{te,corr} - \Delta P_{te,model,no\ ejection}$ (12)

이렇게 함으로서 두 유체의 혼합에 의한 효과를 반영하면서 전체적으로 손실의 크기를 더 잘 예측할 것으로 생각된다. 추후 계산 결과는 모두 식 (12)의 개념을 사용하여 구한 것들이다. 한편 Fig. 4 에는 노즐 출구 각도들이 비교되어 있다. 혼합모델에서는 실제 피치보다 작은 값을 사용하므로 혼합 전의 각도는 작지만 혼합계산에 의하여 실제 출구 각도는 실제 피치를 사용한 출구 값과 거의 같은 값을 나타낸다. 따라서 식 (12)의 압력 손실 수정만 적용하면 혼합모델의 사용이 타당할 것으로 생각된다.

3.2 열적 모델의 영향

식 (1)-(4)를 해석하려면 혼합 직전의 냉각유체의 온도를 알아야 한다. 본 연구에서는 그 온도 T_{co} 를 혼합이전의 비점속 냉각과정의 열적 모델로부터 구한다. 그러나 이 값을 구하기 위해서는 열교환효과 ϵ 의 값을 알아야한다. 실제로 이 값은 냉각유량에 관계되며 이를 고려한 식의 설정이 필요하다. 그러나 우선 그 값을 상수로 처리하여 얻어진 결과를 살펴보고자 한다. Figure 5 에 노즐에서 냉각유량비($\xi = m_c / m_g$)의 변화에 따른 후연 압력손실계수의 변화를 보였다. 모든 계산에서 냉각유체와 가스의 공급은도비(T_c / T_g)는 0.5 이며, 출구의 동엔트로피 마하수는 0.85 이다. 냉각유량비에 따른 압력손실계수의 변화에 대해서는 뒤에서 더 자세히 언급할 것이나, 일단 간단히 살펴보면 일정 유량비까지는 손실계수가 증가하나 이후에는

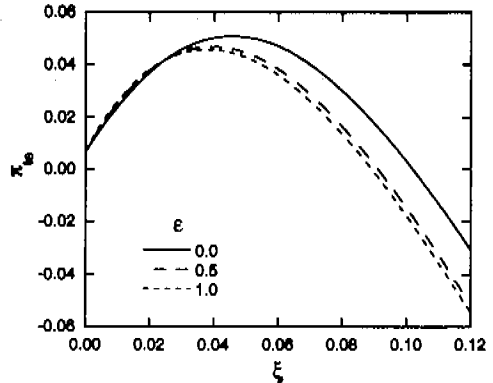


Fig. 5 Effect of heat exchange effectiveness on traling edge pressure loss coefficient($T_c/T_g=0.5$, row exit isentropic Mach number = 0.85).

분사 유체의 속도가 충분히 높아져서 운동량이 주유동의 운동량을 강화시키는 결과를 가져오고 결국 손실을 감소시킨다. 열교환 효과를 0, 0.5, 1.0 의 세가지로 변화시켰다. 이 값이 0 이면 분사온도가 곧 공급은도인 극한적인 경우이고($T_{co} = T_c$), 1 이면 분사온도가 블레이드 온도와 같은 극한적인 경우이다($T_{co} = T_b$). 따라서 이 값이 작아지면 분사온도가 낮아지게 된다. 분사온도가 낮을수록 작은 유량비 범위를 제외하면 압력손실은 커진다. 온도가 낮을수록 냉각유체의 속도가 낮으므로 주유동의 운동량의 저하를 크게 만든다. 이 값이 0 에서 1 로 변하면, 냉각유량비 10%일 때 최대값의 약 40%정도의 손실계수 예측 차이가 생기며, 이는 다음 절에서 정의될 단 효율에 의하면 약 1% 효율 차이에 해당한다.

더 현실에 가깝게 계산하기 위하여 ϵ 의 냉각유량 의존성을 간단한 함수로서 모사하고자 하였다. 먼저 정성적으로 생각하면 냉각유량이 매우 적으면 ϵ 는 1 에 근접할 것이고, 반대로 유량이 아주 커지면 0 에 접근할 것이다. 이러한 현상을 설명하도록 다음의 함수를 도입한다.

$$\epsilon = \frac{1}{1+a\xi} \text{ where } \xi = \frac{m_c}{m_g} \quad (13)$$

여기서 상수 a 는 설계유량에 따라 달라지는 파라미터로 생각할 수 있으며, 유량비 0.04 에서 0.5 의 열교환 효과값을 같도록 25 로 정하였고, 다음 절의 결과는 이 값을 사용하여 얻은 것들이다. 이 값을 사용하여 구하여진 분사온도를 0, 0.5 1.0 등 상수의 열교환효과 값을 주었을 때의 결과와 비교하여 Fig. 6 에 보였다.

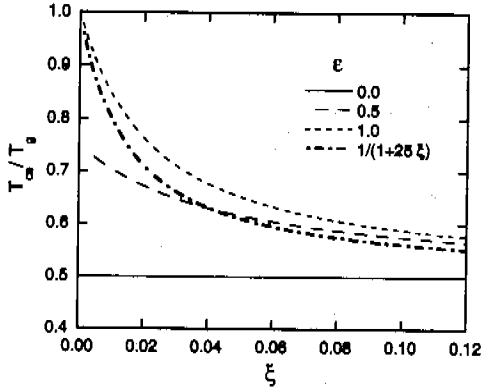


Fig. 6 Effect of heat exchange effectiveness on ejection temperature ($T_e/T_1=0.5$, row exit isentropic Mach number = 0.85).

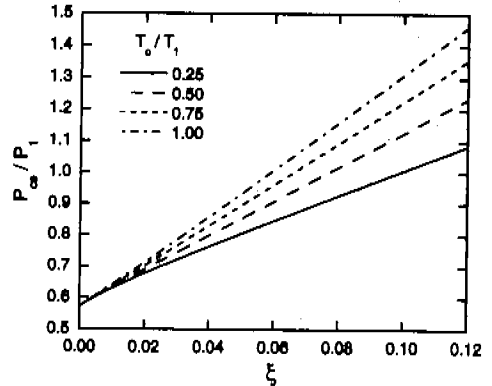


Fig. 8 Coolant total pressure at ejection plane as a function of coolant mass flow ratio ($PR_n=2.2$).

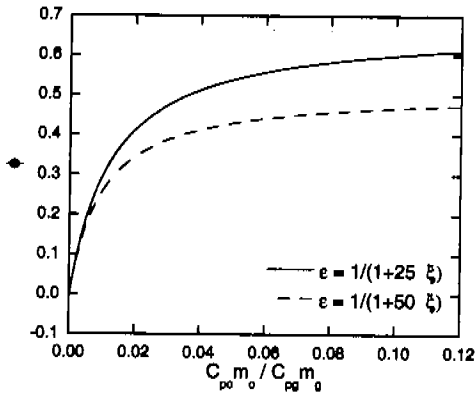


Fig. 7 Cooling efficiency curve.

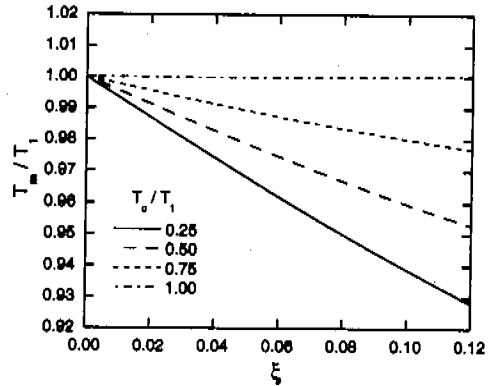


Fig. 9 Mixed-out total temperature as a function of coolant mass flow ratio ($PR_n=2.2$).

이러한 가정들을 바탕으로 냉각효율선도를 작성하면 Fig. 7 과 같으며, 경험적으로 얻어진 실제 대류냉각 블레이드의 것⁽¹²⁾과 유사하며, 따라서 본 연구의 열적 모델링이 후연분사 블레이드에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 생각된다. 이 그림에서는 식 (13)의 상수 a 가 50인 경우 즉 열교환 효과가 낮은 경우의 냉각효율도 예시하여, 블레이드 내부의 열교환 효과가 냉각효율에 미치는 영향을 보였다.

3.3 노즐후연 분사 단의 성능

본 절에서는 냉각노즐과 로터를 포함한 터빈 단에 대하여 냉각유체의 공급온도를 바꾸어 가며 계산한 결과를 나타낸다. 로터에서는 냉각이 없으므로 후연 혼합모델을 사용하지 않고 손실, 출구 유동각 등을 상관식을 사용하여 구한다. 모든 경우에 단 입출구의 전압력비(total to total pressure ratio, P_1/P_3)가 설계점 값에 가까운 2.2가 되도록

계산되었다. 먼저 노즐의 분사위치에서의 냉각공기의 전압력 P_{e0} 를 Fig. 8에 보였다. 냉각유량이 증가할수록, 그리고 온도가 높을수록 냉각유체의 마하수가 증가하여 전압력이 증가한다(전압력은 주유동의 정압력과 같음). Figure 9는 입구 가스온도로 규준화된 혼합 이후의 가스의 전온도를 나타내고 있다. 식 (11)로 정의된 후연 압력손실계수를 Fig. 10에 보였다. 이미 Fig. 5에서 설명한 바와 유사한 경향이다. 즉, 주어진 냉각유량에서 냉각유체의 공급온도가 낮아지면 냉각유체의 속도가 작다. 즉 냉각유체와 주유동 간의 속도비가 작다. 냉각유량이 적으면 냉각유체의 온도가 압력손실에 미치는 영향은 적은 것으로 나타났다. 그러나 유량이 큰 경우에는 냉각유체와 주유동 간의 속도비에 미치는 온도의 영향이 커지게 되어 결국 온도가 낮을수록 주유동의 운동량 손실이 커지고 따라서 압력손실이 증가한다. 이 손실계수는 주유동의 측면에서 손실을 정의한 것이며, 손실계수가 음수라

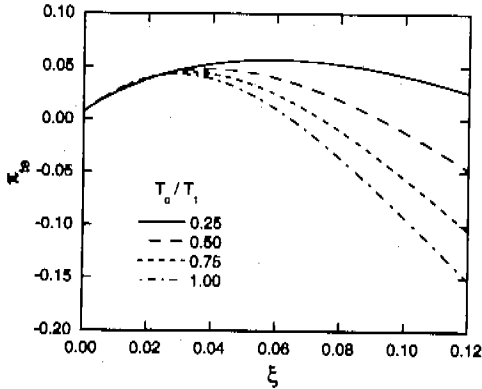


Fig. 10 Trailing edge pressure loss coefficient as a function of coolant mass flow ratio($PR_n=2.2$).

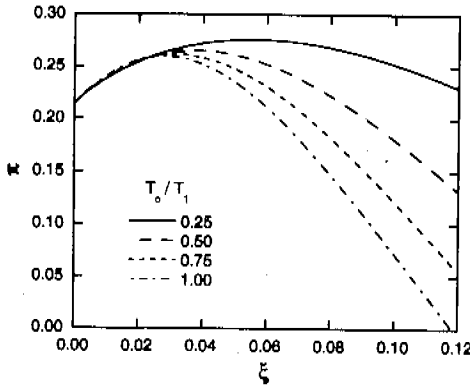


Fig. 11 Total pressure loss coefficient of the nozzle as a function of coolant mass flow ratio($PR_n=2.2$).

는 것은 분사유체의 속도가 충분히 커서 주유동을 강화시켜(동압력을 증가시켜서) 전압력을 상승시키는 것이다. Figure 11 에는 다음식과 같이 정의되는 노즐의 전체 전압력손실계수를 보였다.

$$\pi = \frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_2} \quad (14)$$

대상 터빈이 소형인 관계로 블레이드의 높이가 작고 따라서 2차유동 손실이 크게 예측되므로 전체 압력 손실 계수는 후연 두께손실에 비하여 상당히 크다.

터빈 단의 성능은 통상적으로 효율로서 대변되나, 냉각터빈에서는 내부에서 두 유체의 혼합이 일어나므로 효율 정의가 힘들다. 연구자에 따라 여러 가지로 정의하여 사용하고 있으나^(13,14,15), 본 연구에서는 다음과 같이 이상적인 일을 두 유체의 독립적이고 이상적인 일의 합으로 처리하였다. 실제로는 노즐에 공급되는 냉각유체의 전압력이 사

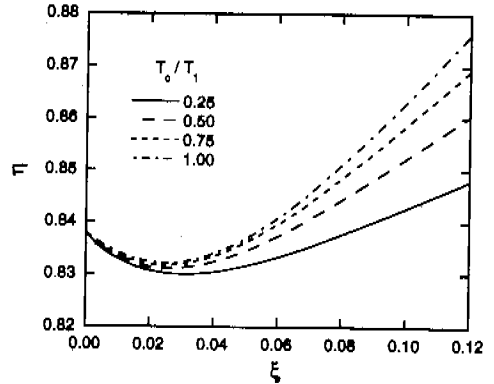


Fig. 12 Stage efficiency as a function of coolant mass flow ratio($PR_n=2.2$).

용되어야 하나 본 연구에서는 공급부와 분사 지점 사이의 압력손실을 따로 계산하지 않았기 때문에 분사 시의 전압력을 사용한다.

$$\eta = \frac{(T_1 - T_3) + \xi \frac{C_{pc}}{C_{PG}} (T_c - T_3)}{T_1 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \xi \frac{C_{pc}}{C_{PG}} T_c \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_{cc}} \right)^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} \right]}$$

where $\xi = \frac{m_c}{m_n}$ (15)

이상의 계산에 위 효율 정의를 도입하면 Fig. 12 와 같은 결과를 얻는다. 효율은 최소값을 가진 뒤 증가한다. 즉 노즐의 압력손실계수의 변화와 정성적으로 일치한다.

이상의 분석에서는 냉각유량의 변화를 독립변수로 하였다. 이제, 관점을 바꾸어 결과들을 실제 냉각터빈에서 중요한 변수인 블레이드 온도의 함수로서 살펴보고자 한다. 먼저 유량 변화에 따른 블레이드 온도의 변화를 Fig. 13 에 보였다. 냉각효율의 변화와 마찬가지로 점근적인 특성을 보인다. Figure 14 에는 블레이드 온도를 독립변수로 하여 효율의 변화를 나타내었다. 블레이드 온도를 낮게 하려면 냉각유량이 많아지므로 효율이 감소한다. 그러나 냉각유량이 일정량 이상 증가하면 비폭 팽창을 시작하는 온도는 낮아지나 운동량 증가에 의한 전압력 증가 효과가 더 커서 효율이 증가한다.

지금까지의 내용은 분사면적이 정하여진 경우에 유량과 온도를 바꾸며 수행한 파라메트릭 해석의 결과를 제시한 것이다. 이제는 설계자의 관점에서 실제적인 면을 살펴 보고자 한다. 즉 실제

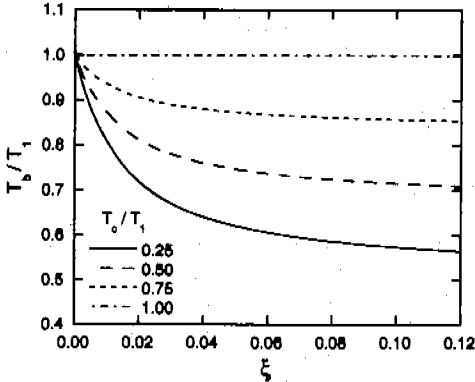


Fig. 13 Blade temperature as a function of coolant mass flow ratio ($PR_u = 2.2$)

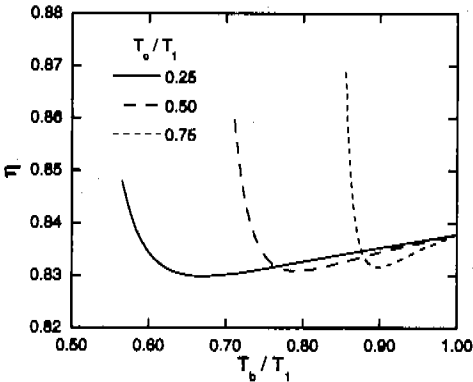


Fig. 14 Stage efficiency as a function of blade temperature ($PR_u = 2.2$).

냉각설계에서는 요구되는 블레이드 온도가 존재하며, 공급되는 냉각유체의 온도 및 압력이 대략 알려져 있다. 그렇다면 문제는 분사구멍의 크기를 정하는 것으로 귀착된다. 물론 분사구멍이나 나아가 후연두께는 극부적으로 열용량등을 고려하여 설계되는 것이나 본 연구에서는 공력 성능 측면에서만 국한하여 살펴보고자 한다. 먼저 냉각유체의 온도는 입가스온도의 절반($T_c = 0.5T_1$)으로서 요구되는 냉각유량은 3%로 정하였다. 이때 블레이드 온도는 가스온도(T_1)의 78%(Fig. 13 참고)로 약 990K이다. 이 때 후연두께는 일정하게 두고 분사면적 비 f 를 변화시키면서 계산하면 Fig. 15의 결과를 얻는다. 공급되는 유체의 전압력에 따라 분사구멍의 크기가 달라져야 함을 알 수 있다. 이때, 실제 압력손실을 고려하면 공급압력은 분사압력 P_{co} 보다 높을 것이다. 따라서 공급압력이 정하여진 상태(예를 들어 압축기 출구 상태)에서 중간 유로의 압력 손실이 작을수록 P_{co} 가 높을 것이고

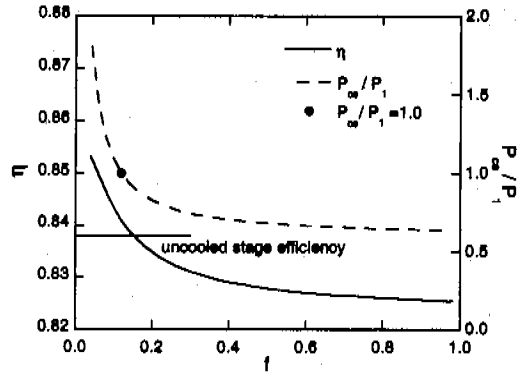


Fig. 15 Stage efficiency and ejection pressure as a function of ejection area ratio($T_0/T_1=0.5$, $m_c/m_0=0.03$, $PR_u = 2.2$).

이때, 분사구멍의 크기는 작아지며, 아울러서 단 효율이 향상된다. 이는 냉각 유체량이 일정해도 냉각 유로 및 분사 형상의 설계에 따라서 터빈 성능이 변할 수 있음을 보여주는 것이다.

4. 결 어

본 연구에서는 냉각 노즐 블레이드에 대하여 노즐 후연에서 냉각유체분사에 의한 주유동 유체와 냉각 유체간의 혼합을 포함한 이론적인 열유체역학적 계산 모델을 제안하고, 손실을 분석하였으며, 터빈 단의 성능을 해석하였다.

관류유동 해석에 적용 가능하도록 일반적으로 사용하는 바와 같이 점성 손실 상관식을 사용하여 후연 이전까지의 압력 손실을 계산하였다. 냉각유체의 분사가 없는 경우에 대한 해석 결과, 혼합모델에 의한 후연에서의 압력손실은 상관식에 의하여 예측된 후연두께 손실에 비하여 현저히 작았으며, 이를 보정하기 위하여 두 값의 차이를 혼합 이전의 압력손실로 처리하는 방법을 제안하였다.

냉각유체와 주유동의 유량비와 냉각효율과의 관계를 나타내는 식을 도입하여 해석시 블레이드의 온도를 고려하고, 나아가 분사되는 유체의 온도를 결정할 수 있도록 하였다. 블레이드 내부에서의 열교환 효과가 분사유체의 온도 및 혼합시 압력손실에 미치는 영향을 살폈으며, 유량에 의존하는 열교환 효과 변화식을 도입하여 분사 온도를 결정할 수 있도록 하였다.

후연 분사 노즐을 포함한 터빈 단의 성능을 분석하였다. 냉각유체의 공급온도와 유량변화에 따른 노즐의 압력손실 및 단 효율의 변화를 살폈으며, 블레이드 온도를 변수로 하여 단 성능을 분석

하였다. 냉각유량이 늘수록 압력손실 증가로 효율이 낮아지지만 일정량 이상 증가하면 운동량 증가에 의한 전압력 증가 효과가 더 커서 효율이 증가한다. 블레이드온도가 일정할 때, 즉 냉각유량이 정해져 있을 때, 분사구멍 크기에 따라 효율 변화를 살폈다. 블레이드 내부 및 냉각유체 공급유로에서의 압력손실을 적게하면 분사구멍의 크기가 작아도 되며, 단 성능이 향상됨을 고찰하였다.

본 연구에서 제안된 열적 모델링을 이용한 후연분사 냉각 터빈의 해석 모델은 추후 냉각터빈의 관통유동해석을 통한 성능 예측등에 활용 가능할 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 서울대학교 터보동력기계연구센터의 지원으로 수행되었다.

참고문헌

- (1) Hartsel, J. E., 1972, "Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade-row Efficiency of Turbine Airfoils," *AIAA paper No. 72-11*.
- (2) Prust, H. W., 1972, "An Analytical Study of the Effect of Coolant Flow Variables on the Kinetic Energy Output of a Cooled Turbines Blade Row," *AIAA paper No. 72-12*.
- (3) Prust, H. W. and Bartlett, W. M., 1974, "Cold-air Study of the Effect on Turbine Stator Blade Aerodynamic Performance of Coolant Ejection from Various Trailing Edge Slot Geometry, I - Experimental Results," *NASA TM X-3000*.
- (4) Prust, H. W., 1975, "Cold-air Study of the Effect on Turbine Stator Blade Aerodynamic Performance of Coolant Ejection from Various Trailing Edge Slot Geometry, II - Comparison of Experimental and Analytical Results," *NASA TM X-3190*.
- (5) Ito, S., Eckert, E. R. G., and Goldstein, R. J., 1980, "Aerodynamic Loss in a Gas Turbine Stage with Film Cooling," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 964~970.
- (6) Schobeiri, T., 1989, "Optimum Trailing Edge Ejection for Cooled Gas Turbine Blades," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 111, pp. 510~514.
- (7) Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R., 1951, "A Method for Performance Estimation for Axial-flow Turbines," *British ARC R&M 2974*.
- (8) Kacker, S. C. and Okapuu, U., 1982, "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 111~119.
- (9) Kim, J.-C., Sohn, J.-L. and Cha, J.-H., 1995, "Development of 1.2 MW Industrial Gas Turbine Engine," *ASME paper 95-CTP-021*.
- (10) Bohn, D. and Kim, T. S., 1998, "A Comparative Throughflow Analysis of Axial Flow Turbines," *Proc. Instn Mech. Engrs, Part A*, Vol. 212, pp. 141~145.
- (11) 김동섭, 1998, "축류터빈의 관통유동해석 - 다유선해석과 평균반경 해석의 비교분석," 대한기계학회 논문집 B, 제 22 권, 제 8 호, pp. 1173~1182.
- (12) Kawaike, K., Kobayashi, N., and Ikeguchi, T., 1984, "Effect of New Blade Cooling System With Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 756~764.
- (13) Barnes, J. F. and Came, P. M., 1969, "Some Aerodynamic Aspects of Turbine Blade Cooling," *ASME paper 69-GT-15*.
- (14) Barry, B., 1976, "The Aerodynamic Penalties Associated with Turbine Blade Cooling," von KARMAN Institute for fluid Dynamics, Lecture series 83.
- (15) McDonel, J. D. and Eiswerth, J. E., 1978, "Effects of Film Injection on Performance of a Cooled Turbine," *AGARD-CP-229*.