

블레이드 표면거칠기에 따른 터빈 성능저하

박일영* · 윤용일* · 송성진**

Turbine Performance Degradation Due to Blade Surface Roughness

Il Young Park*, Yong Il Yun*, Seung Jin Song**

Key Words : Axial turbine(축류터빈), Rotating test facility(회전장치), Roughness(거칠기), Performance(성능), Efficiency(효율)

ABSTRACT

Turbine blades experience significant surface degradation with service. This paper presents experimental evidence of blade surface roughness reducing turbine efficiency. Performance tests were conducted in a low speed, single-stage axial flow turbine rig with roughened blade surfaces. Sheets of sandpaper with equivalent sandgrain roughnesses of 106 and 400 μm were used to roughen the blades. In these tests, effects of roughened stator vanes and rotor blades were separately evaluated. In the fully rough regime ($k_s=400\mu\text{m}$), the experimental results show an 11 percent decrease in normalized efficiency with roughness only on stator vanes ; an 8 percent decrease with roughness only on rotor blades ; and a 19 percent decrease with roughness on both the stator and rotor blades. In the transitionally rough regime ($k_s=106\mu\text{m}$), the trends are similar approximately 4 percent decrease with either roughened stator or roughened rotor and an 8 percent decrease with roughness on both stator and rotor blades. Thus, roughened stator vanes incur more performance penalty than roughened rotor blades.

1. 서론

다양한 구동환경에서 터빈 블레이드는 시간이 지날수록 오염되어 표면이 거칠어지게 된다. 표면 거칠기를 형성하는 주원인은 연료의 불완전연소물이 표면에 달라붙어 굳는 퇴적, 외부 이물질에 의해 블레이드 표면에 흠이 생겨 표면이 파이는 침식과 부식, 블레이드 표면 코팅재가 깨져나가는 현상 등으로 구분할 수 있다.

이러한 오염에 의해 거칠어진 블레이드 표면은 경계층 천이를 빨리 일으키는 원인이 되고 마찰계수와 열전달율을 증가시켜, 블레이드 손실을 증가시키므로 터빈 성능에 커다란 영향을 미친다.^{(1),(2)}

블레이드 표면 거칠기에 관하여, 기존에 보고된 연구들은 주로 상용터빈에서 불균일하게 생기는 블레이드 표면 거칠기를 여러 가지 형상 혹은 변수로 표현한 것에 그 초점이 맞춰져 있었다. 예를 들면, 실험용 터빈에 거칠기를 구현하기 위해서 원뿔 모양의 요소들을 균일하게 표면에 부착하거나, 등가모래거칠기(equivalent sandgrain roughness)를 이용하는 방법등이 그것이다. 등가모래거칠기를 사용하여 구현하는 방법에 관한 기존의 연구로, Taylor⁽³⁾는 표면 계측설비 (2-D stylus profilometer)를 이용하여 거칠기 요소들의 rms height, skewness, kurtosis등의 통계학적인 수치들을 측정하였다. 그의 연구결과에 따르면, 같은 크기의 거칠기 높이를 갖는 블레이드 표면일지라도 그 분포나 조밀도 등에 의해 매우 상이한 공력학적 효과를 일으킨다는 것이다. 따라서, 단지 거칠기 요소들의 높이에 관한 변수들로 등가모래거칠기를 구하여 표면의 거친정도를

* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : piy102@snu.ac.kr

표현하는 방법은 매우 부적합하다는 것이다. 이러한 관점에서 Sigal 과 Danberg⁽⁴⁾는 거칠기 요소의 형상/밀도에 관한 변수(roughness shape/density parameter, Λ_s)를 이용하여 등가모래거칠기를 구하는 방법을 제안하였고, 이는 차후의 Bogard등⁽⁵⁾의 실험에 의해 그 적합성이 판명되었다. 그 후로, Bons⁽⁶⁾등은 GE, Solar Turbines, Siemens Westinghouse, Honeywell 등으로부터 100여개의 터빈 블레이드를 제공받아, 표면계측장비를 이용하여 각각의 표면거칠기를 측정하였다. 그 결과, 각 표면 거칠기는 형성원인 (erosion / deposit / spallation)에 따라 그 양상이 매우 다르며, 그 중 외부 침전물(foreign deposits)에 의한 표면 거칠기 생성이 터빈 성능에 미치는 효과가 가장 주요하다는 것을 언급하였다. 또한 그는⁽⁷⁾ 이러한 실제 표면거칠기(real roughness, k)를 기반으로 하여, 평판에서의 C_f (skin friction coefficient)와 St (Stanton Number)를 측정 한 후, Schlichting⁽⁸⁾의 k , C_f 와 k_s 의 관계식으로부터 k_s 값을 구하였다. 이는 Sigal 과 Danberg의 관계식⁽⁴⁾으로부터 구한 k_s 값과 $\Lambda_s < 100$ 의 영역에서 매우 잘 일치하였다.

이와 같은 방법으로 구한 등가모래거칠기, k_s , 는 파우더나 사포를 블레이드 표면에 부착하는 방법에 의해 실험용 터빈 블레이드에 모사된다. 등가모래거칠기를 이용하여 터빈의 성능을 측정한 기존의 연구결과는 다음과 같다. 먼저, 캐스케이드 환경에서 블레이드의 손실에 관한 연구 결과로, Bammert와 Sandstede⁽¹⁾, Kind⁽⁹⁾는 블레이드의 운동량 두께와 배제두께를 측정하여, 흡입면과 압력면에 같은 크기의 k_s 가 형성되었을 경우, 흡입면의 profile loss가 압력면의 profile loss보다 2~3 배정도 크다는 것을 보여주었다. 회전환경의 실험용 터빈에서 성능저하에 관한 연구 결과로, Forster⁽¹⁰⁾의 실험에서는 $k_s/l = 2.8 \times 10^{-3}$ 일 경우(l:chord length) 효율이 6%정도 감소하였으며, Bammert 와 Sandstede⁽¹¹⁾의 실험에서는 $k_s/l = 10^{-3}$ 일 때 효율이 6%정도 감소했고, $k_s/l = 10^{-2}$ 일 때는 14%정도 감소하였다. 그러나 이러한 기존의 성능저하 자료는 정익과 동익의 구분없이 균일한 거칠기를 블레이드 전면에 적용하여 평가한 것이다.

따라서, 본 연구의 목적은 Bons⁽⁷⁾의 결과를 기반으로 하여 등가모래거칠기를 결정한 후, 이를 거친 정도에 따라 정익과 동익을 구분하여 적용한 후, 터빈 성능저하에 미치는 정도를 정량적으로 측정/비교함에 있다.

이러한 실험은 실제 회전설비에서 생기는 표면거칠기를 캐스케이드가 아닌 회전설비에서 등가모래거칠기를 통해 구현한다는 점에서 의미가 있다.

2. 실험장치

실험장치는 크게 실험유체 공급장치, 유량계 및 배관, 터빈 시험부, 측정장비, 데이터 처리장치 등으로 구성된다. Fig. 1은 실험장치의 개략도이며, Fig. 2는 터빈 시험부이다. 유체공급장치는 송풍기와 유량조절을 위한 콘트롤 액추에이터(control actuator)로 이루어져 있다. 송풍기에서 공급된 유체는 9개의 노즐로 구성된 유량계를 지난다. 터빈 시험부는 실험을 위한 블레이드와 센서가 위치하는 곳이고, 회전체 및 동력흡수 장치는 회전축, 제너레이터로 구성되어 있다. 블레이드는 2차원 형상으로 가공하여 2차원 성능 실험을 수행한다. 블레이드의 제원은 Table 1과 같다.

측정기기는 유량 측정장비와 시험부 측정장비 그리고 토크 및 회전수를 측정하는 장비로 구성된다. 유량 측정장비와 시험부 측정장비에서의 센서는 압력센서와 온도센서가 사용되고, 터빈 성능 측정을 위해 토크센서와 타코미터가 사용된다. 유량은 Venturi 형식 유량계로 9개의 노즐에서 생기는 압력차로부터 환산하게 된다. 유량계에서는 입구 온도, 입구 압력, 노즐 상하류의 차압의 3개 변수를 측정하게 된다. 시험부의 측정장비는 Fig. 2 에서 보는 바와 같이, 동익입구로부터의 절대좌표로 상류 및 하류의 공력학적 변수를 측정한다. 여기서 c 는 동익의 코드길이이다. Fig. 2에서 A부분은 시험부 상류로 터빈 입구가 되고, B부분은 시험부 하류로 터빈의 출구가 된다. 본 실험에서는 정상 상태의 값을 측정하므로 낮은 주파수응답특성을 가지는 센서를 사용하였다. 상하류 정압은 시험부의 축방향과 접선 방향을 따라 다수 분포된 정압력탭을 통해 측정한다. 상하류 전온도는 열전대가 내장된 종류(PAC_T type)의 피토투브로 측정한다. 즉, A부분에서는 터빈 입구의 정압($P_{s,in}$)과 전온도($T_{t,in}$)를 측정하며, B부분에서는 터빈 출구의 정압($P_{s,out}$)과 전온도($T_{t,out}$)를 측정한다.

터빈이 실제 하는 일을 알기 위해서는 토크 측정이 필요하다. 물론 입·출구의 온도차로부터 터빈효율을 계산할 수 있으나, 본 저속터빈장치는 입·출구의 온도차가 작기 때문에, 토크를 직접 측정하여 터빈일을 구하고 그로부터 효율을 구한다. 토크는 제너레이터 앞에 설치되어 있는 토크센서에서 측정된다. 토크센서

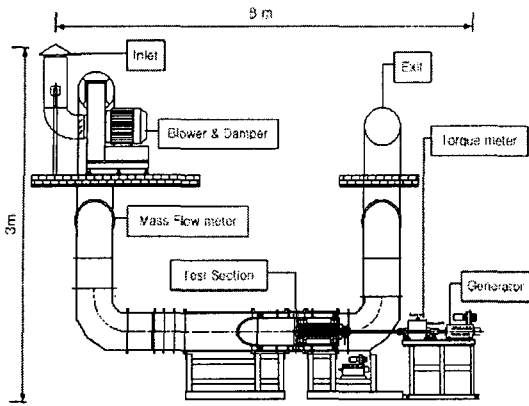


Fig. 1 Schematic of rotating turbine facility

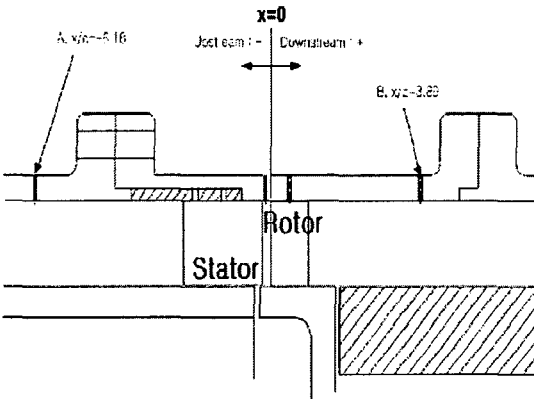


Fig. 2 Axial instrumentation positions of the test section

Table 1 Test turbine blade geometry

Variable	Stator	Rotor
Axial chord [mm]	96.01	41.04
Hub diameter [mm]	562.8	560.0
Tip diameter [mm]	700.0	697.2
Number of vanes/blades	38	70
Tip clearance [mm]	1.4	1.4
Annulus area [m ²]	0.136	0.136
Solidity	1.87	1.53
Inlet angle [deg]	0	62.3
Exit angle [deg]	77.3	74.6
Stagger angle [deg]	28.9	11.4

Table 2 Sensor accuracy

Sensor	Accuracy	Comments
Pressure transducer 1	± 0.25 %	Test section pressure
Pressure transducer 2	± 0.25 %	Flowmeter pressure
Torquemeter	± 0.30 %	Torque
Torquemeter Amplifier		
Thermocouple	± 0.37%	Temperature

로는 Lebow사의 Model 1104-2K slip ring 형식을 사용한다. 회전수는 제너레이터의 축에 가공되어 있는 킴을 통하여 타코미터로 측정한다. 각 센서의 정확도는 Table 2와 같다.

실험장비에 대한 상세한 내용은 운용상⁽¹²⁾ 의해 보고되었다.

3. 등가모래거칠기에 의한 표면 처리

본 연구에서는 Bons^{(6),(7)}에 의해 보고된 외부침전물에 대한 거칠기 표본을 Table 3과 같이 선택하여, 본 실험용 터빈 블레이드 재원에 맞게 거칠기를 재구현하였다. 본 연구에 사용될 등가모래거칠기는 다음과 같은 방법에 의해 구할 수 있다.

Sigal과 Danberg⁽⁴⁾의 Λ_s 에 대한 정의, 식(1)과

$$\Lambda_s = \frac{S}{S_f} \left(\frac{A_f}{A_s} \right)^{-1.6} \quad (1)$$

Bons^{(4),(7)}에 의해 제안된 k_s 와 Λ_s 의 관계식, 식(2)를 이용하면,

$$\log \frac{k_s}{k} = -0.43 \log \Lambda_s + 0.82 \quad (2)$$

실제 표면 거칠기, k ,로부터 등가모래거칠기, k_s , 값을 얻을 수 있다. Bons⁽⁷⁾에 의해, k 값은 Table 3의 R_a 값을 5배하여 근사적으로 구할 수 있으므로,

$$R_z = k = 70.5 \mu\text{m} \quad (3)$$

Table 3 Representative turbine blade surface statistical data (bons⁽⁶⁾)

Region	Process	R _a	R _t	Λ _s
SS/MS/LE	Foreign Deposit	14.1	168	45
<ul style="list-style-type: none"> · SS : suction side · MS : mid span · LE : leading edge · R_a : centerline average roughness · R_t : maximum peak to valley roughness · Λ_s : roughness shape/density parameter 				

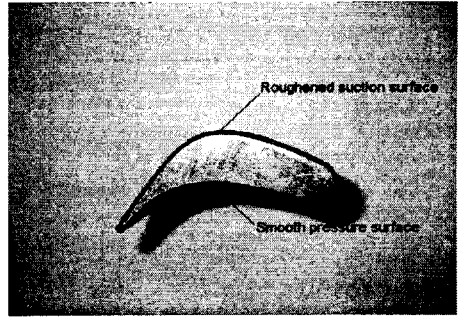


Fig. 3 Top view of roughened stator vane

식(3)과 같이 결정된다.

따라서, $k = 70.5\mu\text{m}$ 와 $\Lambda_s = 45$ 를 식(2)에 대입하여 $k_s = 90.64\mu\text{m}$ 인 등가모래거칠기를 구할 수 있다. 이는 Bons⁽⁷⁾ 실험장비의 레이놀즈수와 블레이드 형상에 의해 결정된 값이므로, Schlichting⁽⁸⁾의 식(4)를 이용하여 무차원화된 거칠기 레이놀즈수(k^* , roughness Reynolds number)를 구해 보면 식(5)와 같다.

$$c_f = \left[2.87 + 1.58 \log \frac{c}{k_s} \right]^{2.5} \quad (4)$$

$$k^* = \text{Re}_c \frac{k_s}{c} \sqrt{\frac{c_f}{2}} = 149.2 \quad (5)$$

이는, 다음과 같은 Nikuradse⁽¹³⁾의 구분에 의해,

- $k^* < 5$: 매끄러운 상태 (smooth)
- $5 < k^* < 70$: 과도기의 거친 상태 (transitionally rough)
- $k^* > 70$: 완전히 거친 상태 (fully rough)

완전히 거친상태의 블레이드를 나타낸다. 본 연구에서 위의 결과에서 나온 $k^* = 149.2$ 를 고정하고 본 실험장비의 레이놀즈수(2×10^5)와 코드길이(41mm)를 식(4)와 식(5)에 대입하여 결정된 $k_s = 400\mu\text{m}$ 를 사용하였다.

이는 완전히 거친 상태의 표면을 나타내므로, 과도기의 거친상태의 블레이드는 $k^* = 30$ 을 이용하여 결정된 $k_s = 106\mu\text{m}$ 를 사용하였다. 여기서 결정된 등가모래거칠기는 같은 크기의 거칠기를 갖는 사포와 양면 테이프에 의해 블레이드 표면에 부착되고, 이는 Fig. 3, Fig. 4와 같다.



Fig. 4 Side view of roughened rotor blade

Table 4 Test matrix

(S : smooth, F : fully rough, T : transitionally rough)

	Stator SS	Stator PS	Rotor SS	Rotor PS
Expt. 1	S	S	S	S
Expt. 2	F	F	S	S
Expt. 3	S	S	F	F
Expt. 4	F	F	F	F
Expt. 5	T	T	S	S
Expt. 6	S	S	T	T
Expt. 7	T	T	T	T

Table 4는 본 연구 목적에 의한 실험의 구분이다. 즉, 완전히 거친 상태(fully rough regime)와 과도기의 거친 상태(transitionally rough regime)에 따라, 정익과 동익의 표면 거칠기가 각각 터빈 성능에 미치는 영향을 보기위한 실험으로 총 7가지로 구분할 수 있다.

4. 실험결과

4.1 데이터의 정확성

Table 2에 나타난 각 센서의 정확도로부터 효율에 대한 불확실성(Uncertainty)을 Kline과 McClintock⁽¹⁴⁾ 방법에 의해 구해보면, 95%의 신뢰도에서 ±1.4% 이다.

4.2 터빈 성능

본 실험에서는 등가모래거칠기에 의해 결정된 사포를 실험구분(Table 4)에 따라 각면에 적용하여 표면거칠기에 따른 터빈 성능저하 자료를 얻었다.

흐름계수 ϕ 는 동익 출구의 축방향속도 C_x 와 블레이드의 원주방향속도 U 의 비로 정의한다.

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (6)$$

효율은 유체가 단위시간당 터빈에 공급하는 일의 양에 대하여 실제로 유체로부터 터빈이 하는 일의 양 ($Q \times \omega$)으로 정의되므로 Total to static 효율은 다음식(7)과 같다.

$$\eta_{ts} = \frac{Q\omega}{\dot{m}c_p T_{t,in} \left(1 - \left(\frac{P_{s,out}}{P_{t,in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (7)$$

여기서, Q 는 토크, ω 는 각속도, T 는 온도, P 는 압력,

\dot{m} 은 유량, γ 는 공기의 비열비, 첨자 t 는 total, 첨자 s 는 static값을, 첨자 in 및 out 는 각각 터빈의 상류와 하류를 의미한다.

본 연구에서는 각 실험에서 측정된 흐름계수 및 효율값을 설계점에서의 흐름계수(ϕ_0) 및 효율(η_0)로 무차원화하여 나타내었다.

4.3 결과 및 고찰

Fig. 5는 완전히 거친 상태의 사포와 과도기의 거친 상태의 사포를 정익/동익 구분없이 모든 면에 부착하여 얻은 실험결과이다. 예상했던 바와같이, 블레이드의 표면 거칠기가 터빈 효율 저하에 미치는 영향이 상당히 크다는 것을 알 수 있다. Bammert와 Sandstede⁽¹¹⁾에 따르면 블레이드의 표면이 거칠어짐에 따라 블레이드 경계층의 운동량 두께(momentum thickness)가 상당히 증가하게 된다. 그런데 Denton⁽¹⁵⁾의 검사체적 해석에 의하면 블레이드 후류의 섞임(mixing)에 따른 엔트로피 증가는 블레이드 경계층의 운동량 두께에 비례하므로 표면 거칠기에 의한 운동량 두께 증가는 상당한 손실 증가를 가져올 것이고, 이는 터빈효율 저하의 주원인이 된다. 본 실험결과에서는 블레이드가 외부침전물에 의해 표면이 오염되어 과도기의 거친 상태의 블레이드가($k^+=30$) 되었을 경우, 무차원화된 효율이 약 8% 정도 저하됨을 알 수 있고, 완전히 거친 상태의 블레이드가($k^+=149.2$) 되었을 경우, 무차원화된 효율이 약 19% 저하됨을 알 수 있다.

Fig. 6은 블레이드의 표면이 과도기의 거친 상태가 되어 정익과 동익에 같은 크기의 표면 거칠기가 형성되었을 경우, 터빈의 성능이 정익과 동익 중 어느 부분의 블레이드 오염에 더 민감한지를 비교하기 위한 실험결과이다. 정익에만 사포를 부착하여 실험하였을 경우, 무차원화된 효율이 약 4%정도가 저하되었으며, 동익의 경우 역시 효율이 약 4%정도 떨어짐을 알 수 있다. 이 경우, 두 가지 실험 결과가 모두 서로의 효율에 대한 불확실성(Uncertainty) 범위, ±1.4%, 안에 들어오므로, 정익과 동익 중 어느 부분이 더 터빈 성능저하에 미치는 효과가 크다고 언급하기는 어렵다. 또한, 정익만의 표면 거칠기에 의한 효율저하(4%)와 동익만에 의한 효율저하(4%)를 각각 정량적으로 합치면 정익과 동익 모두에 사포를 부착한 상태의 효율저하(8%)와 같다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 블레이드의 표면이 완전히 거친 상태가 되어 정익과 동익에 같은 크기의 표면 거칠기가 형성되었을 경우, 터빈의 성능이 정익과 동익 중 어느 부분의 블레이드 오염에 더 민감한지를 비교하기 위한 실험결과이다. 정익에만 사포를 부착하여 실험하였을 경우, 무차원화된 효율이 약 11%정도가 저하되었으며, 동익의 경우 효율이 약 8%정도 떨어짐을 알 수 있다. 이는 동익보다 정익 블레이드의 오염이 터빈 성능저하에 미치는 영향이 더 크다는 것을 보여준다. 여기서, 또 한 가지 알 수 있는 실험결과는 정익만의 표면 거

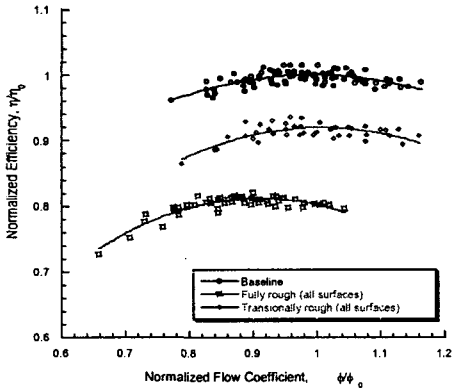


Fig. 5 Efficiency for fully and transitionally rough regimes

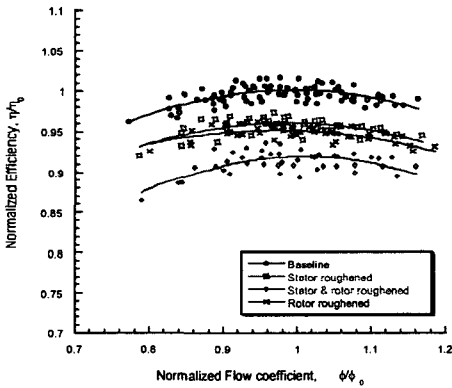


Fig. 6 Stator-rotor differentiation in the transitionally rough regime

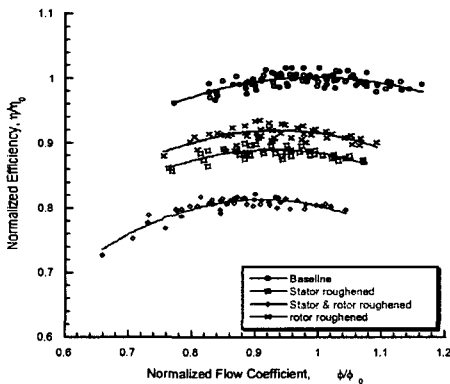


Fig. 7 Stator-rotor differentiation in the fully rough regime

칠기에 의한 효율저하(11%)와 동익만에 의한 효율저하(8%)를 각각 정량적으로 합치면 정익과 동익 모두에 사포를 부착한 상태의 효율저하(19%)와 같아, Fig. 6의 실험결과와 같은 양상을 보임을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 실제 상용 터빈의 표면 거칠기를 측정 한 자료에 근거하여 등가모래거칠기를 구한 후, 그를 회전환경의 1단 터빈에 적용하여, 성능저하 자료를 얻었다. 그 결과는 다음과 같다.

- 1) 정익과 동익 모두 완전히 거친 상태의 블레이드가 되었을 경우($k^- = 149.2$), 무차원화된 효율이 약 19%정도 저하되었으며, 정익과 동익 모두 과도기의 거친 상태 블레이드가 되었을 경우($k^- = 30$), 무차원화된 효율이 약 8%정도 저하되었다.
- 2) 정익과 동익에 각각 같은 크기의 표면 거칠기가 형성되었을 경우, 동익보다는 정익에 생기는 표면 거칠기가 터빈효율에 미치는 영향이 더 크다는 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지원에 의하여 기초전력공학 공동연구소(01-M-02) 주관으로 수행된 과제이며, 이에 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bammert, K., and Sandstede, H., 1980, Measurements of the Boundary Layer Development along a Turbine Blade with Rough Surfaces, ASME J. Eng. Power, 102, 978-983.
- (2) Kurz, R., Brun, K., 2000, Degradation in Gas Turbine Systems, ASME Paper 2000-GT-345.
- (3) Taylor, R.P., 1990, Surface Roughness Measurements on Gas Turbine Blades, ASME J. Turbomachinery, 112, 175-180.
- (4) Sigal, A., Danberg, J.E., 1990, New Correlation of Roughness Density Effect on the Turbulent Boundary Layer, AIAA J., 28, 554-556.
- (5) Bogard, D.G., Schmidt, D.L., Tabbita, M., 1998, Characterization and Laboratory Simulation of

- Turbine Airfoil Surface Roughness and Associated Heat Transfer, ASME J. Turbomachinery, 120, 337-342.
- (6) Bons, J.P., Taylor, R.P., McClain, S.T., Rivir, R.B., 2001, The Many Faces of Turbine Surface Roughness, ASME J. Turbomachinery, 123, 739-748.
- (7) Bons, J.P., 2002, St and Cf augmentation for real turbine roughness with elevated freestream turbulence, ASME J. Turbomachinery, 124, 632-644.
- (8) Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, 7th Edition, McGraw-Hill, New York.
- (9) Kind, R.J., Serjak, P.J., Abbott, M.W.P., 1998, Measurements and Prediction of the Effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade, ASME J. Turbomachinery, 120, 20-27.
- (10) Forster, V.T., 1967 Performance Loss of Modern Steam-Turbine Plant Due to Surface Roughness, Proc, Inst. Mech. Engrs. 1966-67, 181, 391-405.
- (11) Bammert, K., and Sandstede, H., 1972, Measurements Concerning the Influence of Surface Roughness and Profile Changes on the Performance of Gas Turbine, ASME J. Eng. Power, 94, 207-213.
- (12) 윤용상, 2001, 회전 환경에서의 축류터빈 성능평가, 유체기계저널, 제4권 3호, 46-52
- (13) Nikuradse, J., 1933, Laws For Flows In Rough Pipes, VDI-Forschungsheft 361, Series B, Vol. 4.
- (14) Kline, S.J., and McClintock, F.A., January 1953, Describing Uncertainty in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering, 3-8.
- (15) Denton, J.D., 1993, Loss Mechanisms in Turbomachines, ASME J. Turbomachinery, 115, 621-656.