

가스 터빈 블레이드의 유동 및 응력 해석에 관한 연구

조재웅*, 한문식#

Study on Flow and Stress Analysis of Gas Turbine Blade

Jae-Ung Cho*, Moon-Sik Han#

(Received 15 March 2011; received in revised form 22 June 2011; accepted 24 June 2011)

ABSTRACT

Turbine blades operate under high temperature and pressure. The influence changes according to its width and angle. Thermal stress and pressure are important factors to analyze the stress distribution. The purpose of this study is to investigate the effects of loads on the gas turbine blade using thermal stress analysis. These analysis results show the gas fluid flow with a high pressure around the surface of blade. Gas temperature is related to the pressure of flow around the blade. The stress concentration around blade is shown and the concentration is due to the difference between suction side and pressure side of combustion gas.

Key Words : Turbine Blade(터빈블레이드), Flow Analysis(유동해석), Stress Analysis(응력해석), Condition Monitoring(상태감시)

1. 서 론

열에너지를 기계에너지로 변환하여 다시 전기에너지로 변환시켜 전기를 생산하는 발전 설비로 최근 가스 터빈을 사용한 열병합발전이 주종을 이루고 있다. 가스 터빈 엔진은 열병합, 복합화력 및 비상 발전 등의 여러 발전용 시설에 적용되어 다양한 발전 부하를 담당하기 위해 사용된다^[1,2]. 가스 터빈의 주요 구조 부품들은 고온, 고압하의 작동조건 외에도 주위의 환경의 영향도 고려되어야 한다. 또한 이들 부품의 설계에는 이들 각각의 하중 이외에 하중 상호작용도 동시에 고려되는 설계가 이루어져야 한다. 그리고 정확하고 신뢰성 있는 가스

터빈의 운전 조건을 면밀히 파악하고, 주어진 조건으로 가스 터빈을 운전할 때 주요 부품이 받는 하중, 온도 및 환경 등에 관한 데이터를 확보하여, 각 부품에 대한 구조 해석을 수행하여야 한다. 가스 터빈은 연소가스의 흐름으로부터 에너지를 추출하는 회전동력기관이다. 가스 터빈은 압축기와 터빈 그리고 연소실로 구성되어 있고 압축기에서 압축된 공기가 연료와 혼합되어 연소함으로써 고온 고압의 기체가 팽창하고 이 힘을 이용하여 터빈을 구동한다. 에너지는 샤프트를 통해 토크로 전달되거나 추력이나 압축 공기 형태로 얻는다. 이렇게 얻은 에너지로 항공기, 기차, 선박, 전차 등을 구동하는데 쓰인다. 여기서 에너지를 변화시켜 주는 장치인 터빈의 블레이드의 역할이 가장 중요하다. 또한 터빈 블레이드의 내구성을 예측하기 위하여 운전 온도분포와 하중, 응력 및 변형률 등의 요인들이 운전조건에 따라 발생하는 손상을 규명하고, 실제 현장에서 발생하는 복합적

* 공주대학교 기계자동차공학부

교신저자 : 계명대학교 기계자동차공학과

E-mail : sheffhan@kmu.ac.kr

인 손상에 대한 많은 연구가 진행되어야 할 분야이다^[3]. 따라서, 본 연구에서는 유동에 의해 발생하는 열 유동, 압력, 열전도를 하중으로 하여 열응력 해석을 하였다^[4,5]. 블레이드의 구조 해석에 사용된 프로그램은 FEM 해석 코드인 ANSYS를 사용하였다. 이러한 해석 결과를 이용하여 고온, 고압의 유체 내에서 작동되는 터빈 날개의 설계에 효율적으로 적용할 수 있다.

2. 본 론

2.1 연구모델

터빈 블레이드는 가스 터빈의 고온 고압가스 에너지를 회전 에너지로 전환시켜 압축기와 발전기의 구동 역할을 하기 때문에 고온에서의 강도가 요구된다. 수십만 가지의 항공기 부품 가운데서 가장 중요한 핵심 부품으로서, 엄격한 품질 시스템 인증이 선행되어야 한다. 또한 초내열 합금을 이용한 진공정밀 주조기술, CAD/CAM에 의한 3차원 곡면의 금형 설계 및 제작기술, Ceramic Shell 주형기술 등 다양한 요소 기술 개발이 병행되어 만들어진다. 본 연구에서는 이러한 분당회전수 12만회 성능의 항공용 가스 터빈 엔진에 사용하는 실제 터빈 블레이드인 Fig. 1에서 원 안쪽 부분에서 사각형 부분의 날개를 해석하였다. 그림에서와 같이 날개들이 원형으로 구성되어 있기 때문에 하나의 날개를 해석하였다. 따라서 본 연구 모델은 Fig. 2 및 3과 같이 너비가 100mm, 높이가 200mm, 단면은 일반 블레이드의 형상으로 하였으며, 총 2개의 블레이드를 설계하였다. 블레이드 1은 날개의 구배가 작은 모델이고 블레이드 2는 날개의 구배가 큰 모델이다.

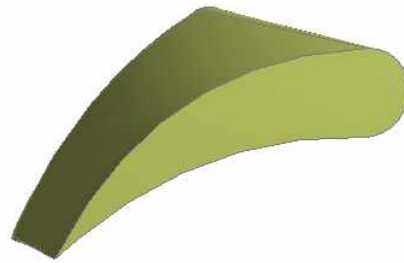


Fig. 2 Blade 1

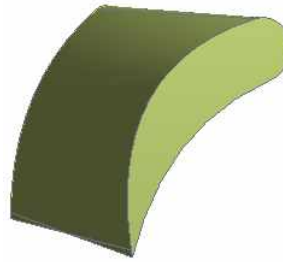


Fig. 3 Blade 2

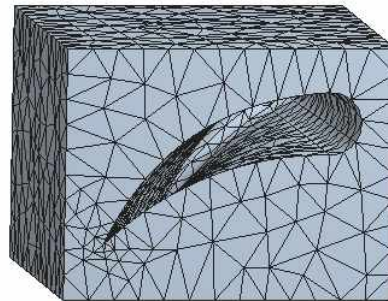


Fig. 4 Mesh of blade 1

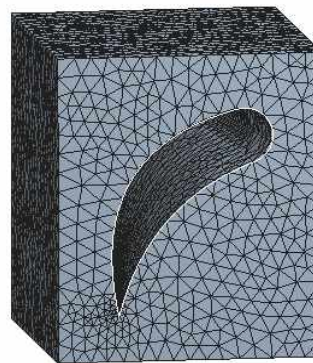


Fig. 5 Mesh of blade 2



Fig. 1 Turbine blade

Fig. 4와 Fig. 5와 같이 블레이드 외부의 온도 분포와 압력 분포를 얻기 위하여 3차원으로 블레이드의 유동장을 모델링하여 메시를 나누었다. 또한 본 해석에서 사용된 터빈 블레이드의 물성치는 구조용 강으로서 Table 1과 같다.

Table 1 Material property of turbine blade

	Values
Reference temperature	811K
Modulus of elasticity	$191 \times 10^9 \text{Pa}$
Poisson's ratio	0.3
Thermal conduction coefficient	$18.3 \times 10^6 \text{W/m}^\circ\text{K}$
Heat coefficient of expansion	$13.3 \times 10^{-6} \text{m/m}^\circ\text{K}$
Yield strength	$725 \times 10^6 \text{Pa}$

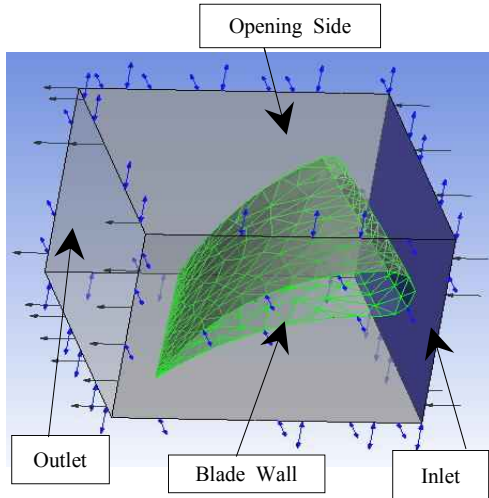


Fig. 6 Boundary condition of flow

Fig. 6은 유동장 해석을 위해 적용된 경계 조건이다. 본 연구에서는 유동해석에 의해 도출된 터빈 블레이드의 온도 및 압력 구배를 응력해석을 위한 하중으로 적용하였다^[4]. 그리고 블레이드의 주위에 대략 100kg/s의 질량유량이 흐른다고 가정하고 해석을 수행하였다. 단, 회전방향 성분이 없다고 가정하였다. 열린 면(opening side)에서의 압력은 101325Pa로서 대기압 조건으로 주었다. 입구 조건은 1050°K로서 들어오고 출구 조건에서도 유량은 일정하다고 가정하였다. 날개가

유체와 닿는 면은 미끄럼이 없다고 하였고 와류는 5% 정도로 가정하였다.

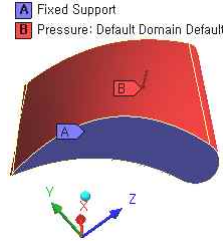


Fig. 7 Boundary condition of blade

2.2 모델의 경계조건

열응력을 해석하기 위한 블레이드 경계조건은 Fig. 7에 나타내었다. 블레이드의 실제 조립상태를 반영하기 위하여 A 부분인 꼬리 부위를 완전 구속하였고(X, Y, Z 방향 병진 자유도 구속), 블레이드의 측면부위인 B 부분에서는 유체와 접촉된 면에서 압력을 받고 있다^[6].

2.3 유동해석방법

이상 가스 상태에 대하여는 그 관계를 (1)식으로 정의한다. 여기서 ρ 는 유체의 밀도이고 P 와 T 는 압력 및 온도이다. w 는 가스의 분자 무게이고 R_0 는 일반 가스 상수이며 P_{ref} 는 기준 압력이다^[5,7].

$$\rho = \frac{w(P + P_{ref})}{R_0 T} \tag{1}$$

본 연구에서는 CFX 해석에서는 k-epsilon 모델을 사용하였는데, k는 난류 운동 에너지이고 속도에 있어서 변동 분산치로서 정의되는데, ϵ 은 난류 소용돌이에서의 소실치이고 그 비율은 속도가 변동될 때 소실되는 비율이다. 그리고 CFD 해석에서는 유동 영역은 많은 수의 계산 셀들로서 분리되어져 있다. 이러한 모든 셀들은 메시나 그리드를 형성하고 있으며, 일반적으로 유동에 있어서 중요한 전단 층은 층에 수직으로 적어도 10개의 절점들로서 해석될 수 있다. 또한 유동해석에 있어서는 정상 및 비정상 상태 유동상태로 분리될 수 있으며 모든 유속영역들은 아음속, 천음속, 초음속 및 극초음속들이다. 또한 점성 및 비점성 유동, 난류

유동, 뉴턴 유동, 비 뉴턴 유동의 종류와 모든 형태의 난류 모델 및 자연 대류, 강제 대류, 유체/고체 복합 열 전달, 복사 열전달, 태양열 부하를 포함한 다양한 열전달 해석을 할 수 있다.

2.4 해석 결과

2.4.1 유동장의 속도

Fig. 8과 Fig. 9는 블레이드 1과 2에서의 유동 속도를 본 것이다. 블레이드 2가 블레이드 1보다 구배가 큼으로서 Fig. 8보다 Fig. 9에서 유동이 불규칙한 것을 볼 수 있으며, 이것은 블레이드 날개의 각도가 큼으로서 그 유동의 흐름을 더 방해하는 현상을 알 수 있다.

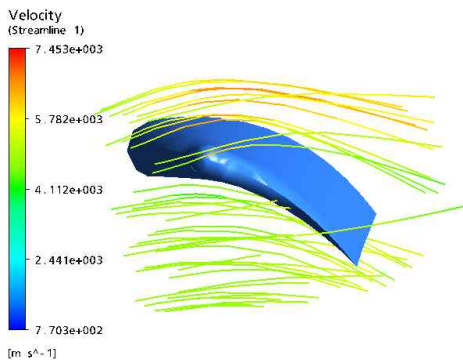


Fig. 8 Velocity at flow field of blade 1

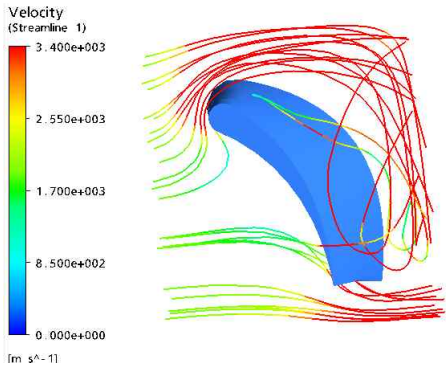


Fig. 9 Velocity at flow field of blade 2

2.4.2 유동장의 압력

Fig. 10과 Fig. 11은 블레이드 1과 2에서의 유동장의 압력을 본 것이다. Fig. 11의 블레이드 2가 블레이드 1보다는 더 높은 날개 각도를 유지하며 연소

가스의 영향을 받기 때문에 이 날개의 앞부분에서 더 높은 압력이 형성되었고 날개의 뒷부분에서는 거의 압력이 0 상태로 되었다. 그리고 블레이드 1의 Fig. 10은 구배가 작은 각도의 블레이드이기 때문에 국부적인 압력의 차이가 구배가 큰 각도의 블레이드 2인 Fig. 11보다는 낮음을 볼 수 있다.

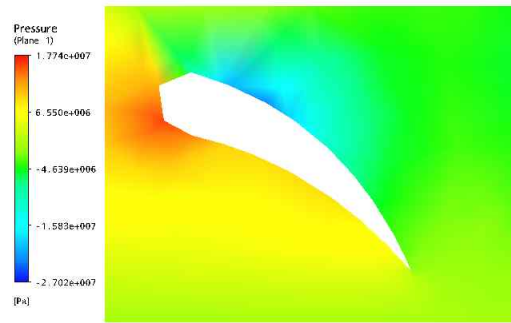


Fig. 10 Pressure at flow field of blade 1

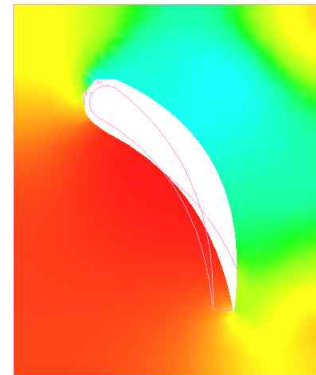


Fig. 11 Pressure at flow field of blade 2

2.4.3 유동장의 온도

Fig. 12와 Fig. 13은 블레이드 1과 2에서의 유동에 대한 온도 분포를 보여주는 그림들이다. 터빈 안에서는 고온, 고압의 연소가스가 흐르기 때문에 큰 온도의 변화는 볼 수 없었다. 전체적인 유동 온도는 약 298°K으로 일정함을 알 수 있다. 온도가 전체적으로 입구에서의 온도보다 하강하는 것은 블레이드 외부의 냉각공기에 의한 영향으로 사료된다.

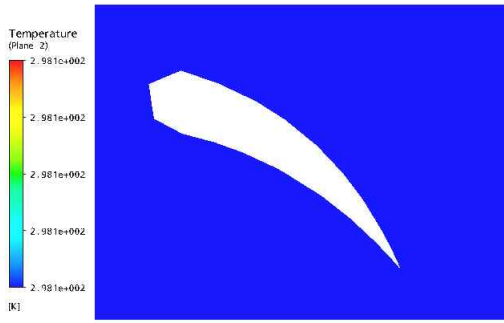


Fig. 12 Temperature at flow field of blade 1

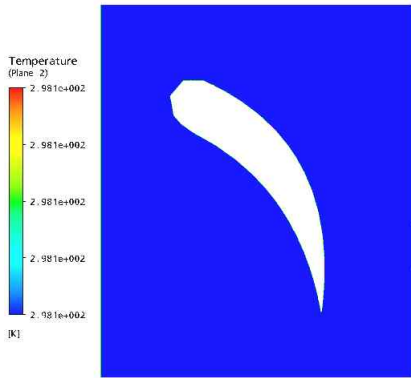


Fig. 13 Temperature at flow field of blade 2

2.4.4 블레이드의 변형량 및 응력 해석

Fig. 14와 Fig. 15는 연소가스에 대한 블레이드 1 및 2가 받는 응력에 따른 블레이드의 변형량을 나타내는 그림들이다. 이 그림들을 비교하면, 대체적인 응력분포는 비슷하고 끝단에서의 변형량이 큰 차이를 보인다.

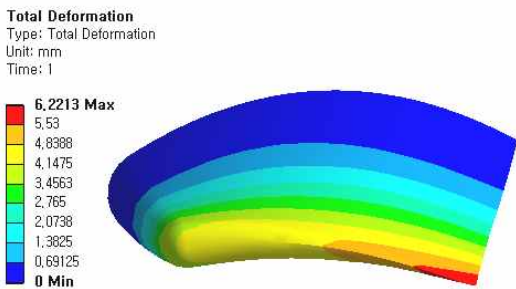


Fig. 14 Deformation of blade 1

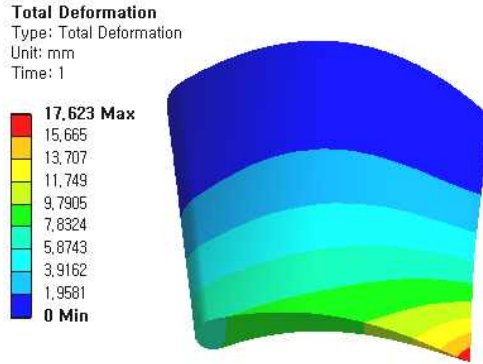


Fig. 15 Deformation of blade 2

그리고 블레이드 2의 Fig. 15가 끝단에서의 블레이드 1의 Fig. 14보다 최대 2.5배 이상의 17mm 정도로 변형되었음을 보인다. 이는 고온, 고압의 연소가스를 각도가 높아진 날개상에서 받기 때문에 변형을 더 일으킨 것으로 사료된다¹⁷⁾.

Fig. 16과 Fig. 17은 블레이드 1 및 2가 받는 연소가스의 압력에 의한 블레이드의 응력분포를 보여주는 그림들이다. 블레이드 2의 표면에서의 Fig. 17에서 블레이드 1의 표면에서의 Fig. 16보다 2배 가까운 4286MPa의 높은 등가 응력을 보여주었다. 그러나 블레이드 전반적으로 걸친 응력은 200~900MPa 정도를 보이고 있어 안전계수를 고려하여 설계한다면 항복 응력 이내에서 충분히 사용 가능하다고 사료된다.

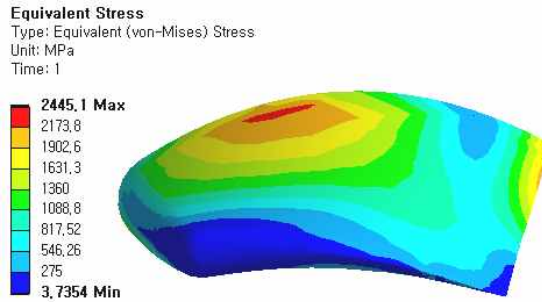


Fig. 16 Equivalent stress of blade 1

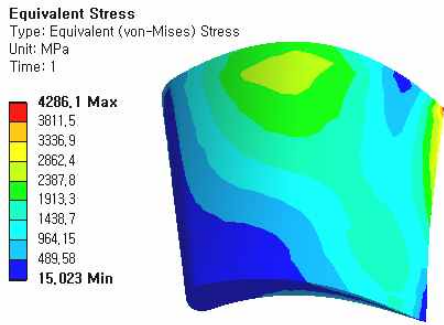


Fig. 17 Equivalent stress of blade 2

3. 결론

가스 터빈 블레이드 유체의 유동에 의해 발생하는 열 및 압력에 의한 블레이드의 응력 상태를 검토하기 위하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS의 연성 해석적 방법을 이용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 연소가스를 저항하는 블레이드 1의 곡률이 블레이드 2보다 작기 때문에 블레이드 1이 유동에 대한 저항력이 블레이드 2보다는 낮다.
2. 연소가스의 영향력을 상대적으로 많이 받는 날개의 구배가 큰 블레이드 2가 구배가 작은 블레이드 1보다 응력을 더 받고 유동에 대한 압력을 더 많이 받음으로서 그 변형량이 최대 2.5배만큼 더 높아졌다.
3. 연소가스의 압력에 따른 블레이드의 응력분포를 보면 블레이드 2가 블레이드 1보다 2배 가까운 최대 4286MPa의 높은 등가 응력을 보여주었다.
4. 블레이드 주변의 가스 유동 압력은 날개 앞부분에서 크게 받고 있음을 알 수 있었다.
5. 해석 결과를 이용하여 고온, 고압의 유체 내에서 작동되는 터빈 날개의 설계에 효율적으로 적용할 수 있다고 사료된다.

참고문헌

1. Yun, T. J., Kim, D. H., Kim, D. H., Park, N. K. and Suk, J. I., "Structural Evaluation and life assessment

- of 5MW power generation Gas turbine blade", Autumn Conference Proceeding of KSME, pp. 556-561, 2010.
2. Yoon, G. B., Ma, Y. W., Kim, Y. I., Cha, S. J. and Kim, Y. J., "Failure Analysis of Gas Turbine Compressor Blades", Spring Conference Proceeding of KSME, pp. 185-190, 2005.
3. Choi, I. K. and Kim, J. A., "A Simulation for Analysis of Stability of Gas Turbine Governor using PSS/E", Fall Conference Proceeding of Korea Society for Simulation, pp. 267-271, 1999.
4. Park, P. G., Jeong, E. H. and Kim, J. H., "Numerical Analysis of Two-Stage Turbopump Turbines", KAEA, Vol. 7, No. 2, pp. 151-156, 2008.
5. Swanson, J., 2008, Ansys 11.0, Ansys. inc., U.S.A.
6. Park, K. H., Min, T. K. and Park, C. S., "A Study on Coupled Field Analysis of 3-D Gas Turbine Blade", Trans. of KSMTE, Vol. 15, No. 2, pp. 38-43, 2006.
7. Kwak, J. S., "Effect of Blade Tip Geometry on Heat Transfer Coefficients on Gas Turbine Blade Tips and Near Tip Regions", Trans. of KSME(B), Vol. 30, No. 4, pp. 328-336, 2006.