

FORM을 이용한 증기 터빈블레이드의 신뢰성 평가

황진호*, 김철수*, 김정규*

Reliability Estimation of Steam Turbine Blade Using First Order Reliability Method

Jin-Ho HWANG, Chul-Su KIM and Jung-Kyu KIM

Key Words : Blade Steel(블레이드재), FORM(First Order Reliability Method),
Limit State Function(설계 함수) Reliability Index(신뢰도 지수),
Sensitivity Factor(영향계수)

Abstract

본 연구에서는 저압 증기 터빈블레이드의 안전성 확보를 위하여 작용응력 및 강도의 변동성을 고려한 확률론적 해석을 수행하였다. 정상상태에서 작용응력은 이론 및 유한요소해석에 의해서 얻을 수 있으며, 최대 von-Mises 응력은 215.4MPa이다. 회전굽힘 하중하에서의 피로한도는 응력비 $R = -1$ 에서 계단식 시험법을 이용하여 구하였으며, 이의 확률론적 특성에 가장 적합한 분포는 3 모수 와이블 분포이다. 그리고 신뢰성에 미치는 다양한 인자들의 영향은 영향계수(sensitivity factor)를 이용하여 정량적으로 평가하였다.

기호설명

$A(l)$: 블레이드의 단면적	α : 영향계수
l_H : 터빈 로터부터 블레이드 루트까지 거리	$\alpha_w, \alpha_{\Delta p}, \alpha_{\Delta v}, \alpha_\rho$: 각 운전조건에 따른 확률변수의 영향계수
l_T : 터빈 로터부터 블레이드날개 끝까지 거리	β : 신뢰도지수
N : 저압 증기터빈 최종단의 블레이드 개수	θ : 블레이드 루트와 블레이드날개의 각도
r : 블레이드재의 피로강도	$\mu_{r,s}$: 피로강도와 작용응력의 평균
s : 운전조건에 따른 작용응력	ρ : 블레이드재의 밀도
w : 터빈 로터의 각속도	ρ_1 : 증기의 밀도
x_{\max}, y_{\max} : 각 축으로부터의 최대거리	$\sigma_{r,s}$: 피로강도와 작용응력의 표준편차
X_i : 확률변수	σ_{X_i} : 확률변수의 표준편차
* 한양대학교 대학원	Δp : 블레이드 마지막단의 압력차
* 한양대학교 기계공학부	Δv : 블레이드 마지막단의 증기 속도차
E-mail: kimj@hanyang.ac.kr	
Tel: (02) 2290-0563, FAX: (02) 2291-6707	

1. 서론

증기터빈 블레이드에 있어서 최종단(L-0)은 블레이드 파손사례들 중 대부분을 차지하고 있다.⁽¹⁾ 블레이드의 파손원인은 오랜 운전기간동안 증기 내에 불순물의 농축에 의한 피트(pitting)를 유발하는 부식과 회전시 발생하는 공진, 원심력 및 굽힘력 등에 의한 피로로 인한 열화현상(degradation)으로 보고되고 있다.⁽¹⁾ 따라서 이의 안전성을 위해서는 피로강도 및 수명 평가가 필요하다.

터빈 블레이드에 관한 연구는 Congleton⁽²⁾ 등이 유한요소법(FEM)을 이용하여 블레이드 루트와 디스크의 접촉면에 대하여 응력 해석을 수행하였고, Vyas⁽³⁾ 등은 터빈 블레이드 운전시 받는 동적하중에 대하여 동역학적 관점에서 피로손상을 해석하였다. 또한 Thaaubin⁽⁴⁾ 등은 부식피로하의 재료거동을 미시조직학적 관점에서 파악하였다. 한편 김효진⁽¹⁾ 등은 터빈블레이드의 손상 메카니즘을 분석하고 이의 진단방법과 수명평가 기술을 소개하였다.

이상의 연구들은 블레이드의 건전성을 결정론적인 관점에서 평가하였지만, 확률론적인 해석 및 신뢰성평가에 관한 연구는 매우 미흡한 실정이다.

Table 1 Chemical composition (wt %)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V
0.2~0.26	Max. 0.5	0.3~0.8	Max. 0.025	Max. 0.02	11.0~12.5	0.8~1.2	0.3~0.8	0.25~0.35

Table 2 Mechanical properties

Mat.	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)	Hardness (HB)	Reduction area (%)
Blade steel	778	993	20.1	304	46

따라서 본 연구에서는 저압 증기터빈 블레이드(low pressure steam turbine blade)에 사용되고 있는 12Cr강을 대상으로 피로 시험을 수행하고, 강도 및 작용응력의 변동성을 동시에 고려할 수 있는 FORM(First Order Reliability Method)을 이용하여 블레이드의 신뢰성을 평가하고자 한다.

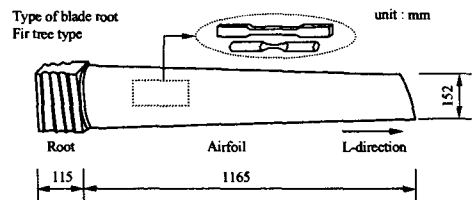
2. 이론해석 및 방법

2.1 재료 및 시험편

본 연구에서 사용된 재료는 12Cr강으로서 저압 증기터빈의 마지막단에서 직접 채취한 것이다. 이의 화학성분은 Table 1과 같다. Table 2는 블레이드재의 기계적 성질을 나타낸 것이다. 기계적 성질은 ASTM E8M-97규정에 따라 속도 0.4mm/min의 변위 제어로써 블레이드재의 시험편(6개)에 대한 인장시험으로 얻은 평균값이다. 인장 및 피로시험편의 채취방향은 블레이드의 회전에 따른 원심력에 의한 지름방향으로 변형이 발생하고 증기압에 의한 굽힘력이 작용하므로 Fig. 1와 같이 채취하였다.

2.2 피로시험

피로시험은 상온의 대기 중에서 최대굽힘모멘트 30N·m, 회전수 2870rpm인 전기모터



Root diameter : 230 , Disc diameter : 2200
Length from rotor to blade root (l_r) : 1215 , Length from rotor to blade airfoil (l_a) : 2380

Fig. 1 Schematic representation of tensile and high cycle fatigue specimen extracted from LP turbine blade

식 회전굽힘 피로시험기를 사용하여 수행하였고, 이 때 응력비는 $R = -1$ 이다. 블레이드 재의 피로한도는 계단식 시험법⁽⁶⁾ (staircase test method)으로 수행하였으며 이의 결과를 확률론적으로 평가하였다.

2. 3 블레이드의 응력해석

블레이드의 주된 작용하중 조건은 회전에 의한 길이방향의 원심력과 증기압력으로 인해 발생하는 굽힘력이다.^(7,8) 블레이드의 원심응력 σ_c (centrifugal stress)는 식 (1)에 의하여 얻어지고, 굽힘응력 σ_b (bending stress)는 식 (2)와 식 (3)으로부터 식 (4)에 의하여 얻어진다.⁽⁷⁾

$$\sigma_c A(l) = \int_l^{l_r} \rho w^2 A(l) dl \quad (1)$$

$$NM_z = \int_{l_H}^{l_r} 2\pi \rho_1 w l (\Delta v) (l - l_H) dl$$

$$NM_\theta = \int_{l_H}^{l_r} 2\pi l (\Delta p) (l - l_H) dl \quad (2)$$

$$M_{xx} = M_z \cos \theta + M_\theta \sin \theta$$

$$M_{yy} = M_\theta \cos \theta - M_z \sin \theta \quad (3)$$

$$\sigma_b = [(M_{xx} y_{\max}) / I_{xx}] + [(M_{yy} x_{\max}) / I_{yy}] \quad (4)$$

여기서 N 은 블레이드의 개수이며 M_z , M_θ 는 블레이드 주축 단면에 작용하는 굽힘모멘트이다. 블레이드의 유한요소해석을 위한 블레이드 형상 데이터는 3차원 측정기(Endeavor 9157, Sheffield)를 이용하여 데이터를 획득하였다. Fig. 2은 블레이드의 응력해석을 위한 유한 요소망 및 경계조건을 나타낸 것이다. 요소망 모델링은 메쉬 전용 프로그램인 HYPERMESH 3.0을 사용하였으며, 해석은 유한요소해석 프로그램인

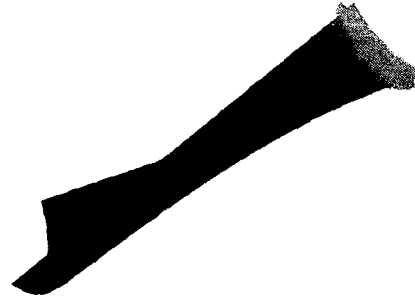


Fig. 2 Finite element model of blade

Table 3 Service condition for LP steam turbine of last stage

ρ (kg/mm ³)	7.70E-6
ρ_1 (water : kg/mm ³)	9.83E-07
w (rev/min)	1800
Δv (mm/s)	10005
Δp (kPa)	101.6
v_o (mm/s)	900000
Number of blade, N	145

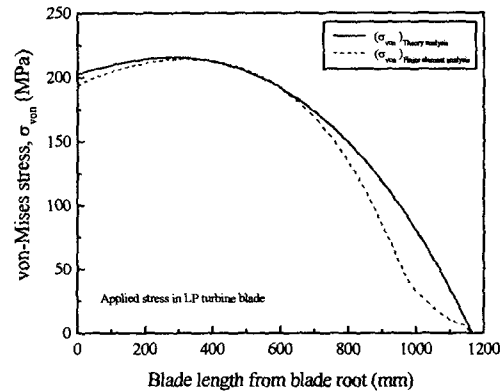


Fig. 3 von-Mises stress for LP steam turbine of last stage

ANSYS 5.5를 이용하였다. 해석에 사용된 요소는 8절점 6면체 요소이며, 18,420개의 요소와 23,905개의 절점을 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3. 1 블레이드의 작용응력

블레이드의 신뢰성해석을 위해서는 실제 운전 조건을 고려한 작용응력의 검토가 필요하다. Table 3은 블레이드의 정상상태 운전조건을 나타낸 것이며, Fig. 3은 이의 조건에서 구한 von-Mises 응력값을 블레이드 길이방향으로 나타낸 것이다. 이 그림에서 실선과 점선은 각각 이론해석과 유한요소 해석의 결과이다. 정상상태로 운전할 때 블레이드가 받는 최대 von-Mises 응력값은 블레이드 길이방향의 약 1/3지점에서 215.4MPa로 평가되었고, 이는 이전 연구⁽⁷⁾의 해석결과와 일치하였다.

3. 2 고수명영역에서의 피로강도의 확률론적 특성

Fig. 4는 $R = -1$ 에서 피로강도와 수명과의 관계인 $S-N$ 선도를 나타낸 것이다. 무한수명(2×10^7 사이클이상)에서 계단식 시험의 결과로 얻어진 블레이드재의 피로강도는 532MPa로 평가되었다.

이로부터 블레이드재의 피로강도에 대한 적합한 확률분포는 전체 적합효과, 피로 물리적 현상과의 일치성, 그리고 분포끝 영역의 적합효과를 평가한 결과, 3 모수 와이블 분포(3 parameter Weibull distribution)가 적합한 것으로 평가되었다.^(8,9) Fig. 5는 $R = -1$ 에 있어서 블레이드재에 대한 3 모수 와이블분포의 누적확률값과 데이터를 나타낸 것이며, 이들의 누적 확률밀도함수(cumulative probability density function)는 식 (5)과 같다.

$$F_r(r) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{r-523.1}{14.3}\right)^{3.0}\right] \quad (5)$$

여기서 r 은 피로강도를 의미한다.

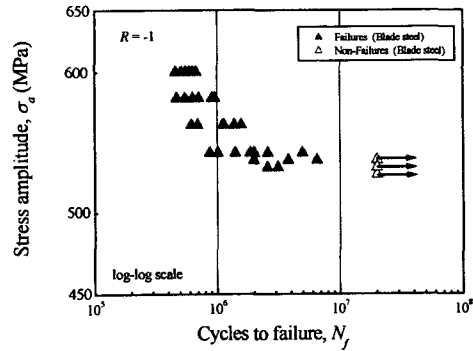


Fig. 4 Results of rotating bending test for blade steel

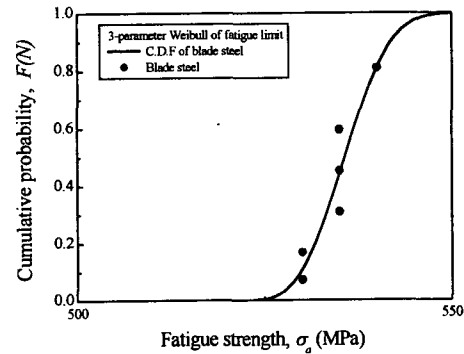


Fig. 5 Cumulative probability of the 3 parameter Weibull for fatigue limit

한편, 표준시험편이나 정적인 시험을 기반으로 평가한 피로강도는 시험편과 설계되어진 실제 부품사이의 물리적 차이를 고려하여야 한다.⁽¹⁰⁾ 식 (5)에서 블레이드재의 피로강도로부터 치수효과 및 같은 응력비에서 작용응력과 피로강도를 비교하기 위한 피로강도는 $R = 0$ 으로 Goodman식⁽¹¹⁾을 사용하여 변환하였으며 이의 결과로부터 블레이드재의 피로강도는 298MPa로 평가되었다.

3. 3 신뢰성 해석

블레이드는 강도의 변동성과 기동 및 운전미속으로 인한 공진발생으로 운전조건외 변동성⁽¹²⁾이 존재하므로 이들을 동시에 고

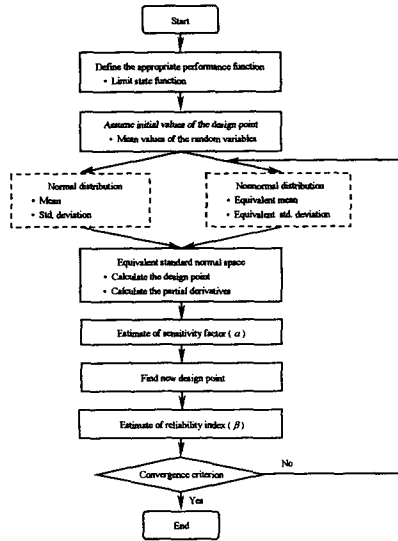


Fig. 6 Process of FORM for reliability analysis

려하는 신뢰성 평가가 필요하다. 따라서 재료의 피로강도 및 운전조건의 변동성을 동시에 고려하기 위하여 신뢰성기법 중의 하나인 FORM을 이용하였다. Fig. 6은 피로강도 및 운전조건의 변동성을 함께 고려한 FORM과정에 대한 흐름도를 나타낸 것이다. 식 (6)은 FORM의 설계함수(limit state function)을 나타낸 것이다.

$$g(r, s) = r - s = 0 \quad (6)$$

여기서 r 은 블레이드재의 피로강도이며, s 는 운전조건에 따른 작용응력이다.

FORM은 신뢰도 지수(reliability index)의 형식으로 시스템의 파손확률을 표현한다. 피로강도와 작용응력하에서 신뢰도 지수(β)는 안전(safe)와 파손(unsafe)의 경계인 $g = 0$ 인 선에 나타난다. 이는 원점과 가장 가까운 거리이며, 식 (7)과 같다.⁽¹³⁾

$$\beta = \frac{\mu_r - \mu_s}{\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2}} \quad (7)$$

여기서 $\mu_{r,s}$ 그리고 $\sigma_{r,s}$ 는 r 과 s 의 평균과 표준편차이다. 그리고 파손확률(P_f)는 작용응력이 기계요소의 강도를 초과하여 파손이 발생하는 확률이며, 식 (8)과 같다.⁽¹³⁾

$$P_f = 1 - \Phi(\beta) \quad (8)$$

또한 설계에 영향을 미치는 각 인자들의 기여도를 정량적으로 나타내는 영향인자 α (sensitivity factor)는 식 (9)에 의하여 얻어진다.⁽¹³⁾

$$\alpha_{X_i} = \frac{-\frac{\partial g(X_i)}{\partial X_i} \sigma_{X_i}}{\sqrt{\sum_{i=0}^n (\partial X_i \sigma_{X_i})^2}} \quad (9)$$

여기서 X_i 는 확률변수이며, σ_{X_i} 는 확률변수의 표준편차이다.

작용응력의 변동성은 실제 측정된 운전이력의 불충분으로 인하여 Table 3의 정상상태 운전조건을 평균값(mean)으로 정하고, 기동 및 운전시 발생하는 운전조건의 변동성을 1% 및 10%의 분산으로 하는 정규분포로서 가정하였다. 이와 같은 조건을 이용하여 FORM을 수행하였으며, Table 4는 각 경우에 대한 FORM 해석 결과로부터 블레이드재의 신뢰도지수, 영향계수 및 파손확률을 정리한 것이다. 1% 분산의 경우 블레이드재의 파손확률은 $P_f=0.001\%$ 로서 안전하지만, 10% 분산의 경우 블레이드재의 파손확률은 $P_f=4.316\%$ 로 증가하였다. 이의 원인을 보면 블레이드의 응력은 대부분 로터각속도에 의한 원심력이 차지하기 때문이다.

그리고 다양한 운전조건의 영향계수들을

Table. 4 FORM results for reliability index, failure probability, and sensitivity factor

Material	Variation	β	P_f (%)	α_w	$\alpha_{\Delta p}$	$\alpha_{\Delta v}$	α_{ρ}
Blade steel	1%	17.121	0.001	0.99804	8.85E-05	0.01871	0.00669
	10%	1.715	4.316	0.9998	8.86E-05	0.01875	0.00067

상호 비교하면, 분산의 크기 및 재질에 상관없이 로터각속도의 영향계수 α_w 가 매우 크게 평가되었다.

따라서 로터각속도는 블레이드의 신뢰성 해석에 가장 크게 영향을 미치는 인자임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 저압 증기 터빈 블레이드에서 채취된 블레이드재를 대상으로 피로 시험을 수행하고, 적합한 피로한도의 확률 분포에서 피로강도를 평가하였다. 또한 강도 및 작용응력의 변동성을 동시에 고려할 수 있는 FORM을 이용하여 블레이드의 영향계수를 정량적으로 평가하였다. 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 정상상태 운전조건에서 터빈 블레이드에 작용하는 최대 von-Mises 응력은 215.4 MPa이며, 이는 유한요소해석결과와 일치하였다.

2. 블레이드재의 피로한도는 응력비 $R = -1$ 에서 계단식 시험법을 이용하여 구하였으며, 이의 피로한도로부터 적합한 확률 분포는 3모수 와이블 분포임을 알 수 있었다.

3. 수정계수 및 응력비 ($R = 0$)을 고려한 블레이드재의 피로강도는 298MPa로 평가되었다.

4. 운전조건에 따른 피로강도 및 작용응력에 대한 각각의 변동성을 고려한 신뢰성 해석은 FORM을 이용하여 평가하였으며 블레이드의 신뢰성에 미치는 가장 큰 인자는 로터각속도이다.

참고문헌

- (1) 김효진, 1998, 대한기계학회, 재료 및 파괴부문 1차 학술대회 논문집, pp. 5~10.
- (2) Congleton J. and Chen W., 1990, *Int. J. of Fatigue*, Vol. 12, pp. 91~98.
- (3) Vyas N. S. and Sidharth, Rao J. S., 1997, *Mech Mach Theory*, Vol. 32, No. 4, pp. 511~527.
- (4) Thauvin G. and Vittement B., 1996, *Proceedings of the Sixth International Fatigue Congress, Fatigue 96*, Vol. 2, pp. 1171~1176.
- (5) John R., et al. 1996, *Metals Handbook Ninth Edition Vol. 8 Mechanical Testing*, American Society for Metals, pp. 701~706.
- (6) Kerrebrock J. L., 1989, *Aircraft Engines and Gas Turbines*, The Massachusetts Institute of Technology, pp. 189~195.
- (7) Grant J., Hopkinson D., et al. 1988, *Titanium Steam Turbine Blading, Workshop Proceedings Palo Alto, California 9 - 10 November*, EPRI ER-6538 prepared for the Electric Power Research Institute, pp. 149~168.
- (8) 김철수, 정화영, 김정규, 2001, 대한기계학회, 춘계학술대회논문집 A, pp. 262~267.
- (9) Zhao Y.-X. and Gao Q., Wang J.-N., 2000, *Reliability Engineering and System Safety*, Vol. 12, pp. 1~7.
- (10) Norton. R. L., 2000, *Machine Design*, Prentice-Hall Inc., pp. 345~356.
- (11) Dowling, N. E., 1993, *Mechanical Behavior of Materials*, Prentice-Hall International Editions, pp. 444~450.
- (12) 한전사업단 전력연구소, 1997, pp. 11~19.
- (13) Ridder. R. L., et al., 1993, *Fatigue Technology SAE International*, pp. 209~219.