

비틀림 마운트형 저압 터빈 블레이드의 안전성 평가에 관한 연구

홍순혁*, 조석수**, 주원식***

A Study on the Safety Estimation of Low Pressure Torsion mounted Turbine Blade

Soon Hyeok Hong*, Seok Swoo Cho** and Won Sik Joo***

ABSTRACT

The estimation of fatigue limit for the component with complicated shape is difficult than that of standard fatigue specimen, due to complex test equipment. So, we substitute maximum principle stress from FEM results for fatigue limit diagram made by standard fatigue specimen. Then we can estimate endurance safety of component with high trust. The static stress analysis, the nonlinear contact stress analysis and the modal analysis for turbine blade is performed by ANSYS ver. 5.6. The comparison of maximum static stress around hole with maximum contact stress between pin and hole can make the cause of fracture for turbine blade clear. The difference of fatigue limit between fatigue test by standard specimen and in-service mechanical components is due to surface roughness and machining condition etc. In in-service mechanical components, Goodman diagram has to consider surface roughness for failure analysis. To find a fracture mechanism of torsion-mounted blade in nuclear plant. This study performs the static stress, the nonlinear contact stress and the modal analysis on torsion-mounted blade with finite element method and makes the estimation for safety of turbine blade.

Key Words : FEM(유한요소법), Turbine Blade(터빈 블레이드), Contact Stress(접촉응력), Goodman Diagram (Goodman 선도), Campbell Diagram(캠벨 선도), Safety Estimation(안전성 평가)

1. 서론

다수의 부품이 조립된 기계 시스템에 대한 응력 해석은 접촉 문제를 고려하지 않고서는 정확한 경계조건을 부여하는데 상당한 어려움이 있다. 물론 각 부품간의 접촉 문제를 무시할 만큼 접촉 부위의 안전성 문제에 그다지 문제가 없다면 선형해석 만

으로도 기계 시스템에 대한 충분한 공학적 신뢰성을 확보할 수 있다. 그러나 접촉 부위에 파손이 발생하는 경우 선형해석만으로는 해석하기가 어려운 최대접촉응력을 고려하여야 한다.

따라서 조립된 기계 시스템에 접촉 알고리즘을 가지는 유한요소를 적용하여 응력해석과 모드해석을 수행한다면 실제 물리적 모델을 수학적으로 좀

2002년 7월 2일 접수

* 부경대학교 공과대학 CAD/CAM Lab.

** 삼척대학교 기계정밀기계자동차공학부

*** 동아대학교 기계산업시스템공학부

더 정확히 모델링할 수 있을 것으로 생각된다.¹

기계 시스템에 대한 접촉 문제의 중요성이 널리 알려져 있으면서도 비틀림 마운트형 터빈 블레이드와 같은 복잡한 모델의 경우 접촉 효과를 고려한 비선형 접촉 응력해석의 예는 극히 미비한 실정이다. 이것은 접촉 문제가 역학적인 특이성과 접촉조건 및 접촉환경에 따른 복잡한 비선형성을 나타내기 때문이다. 그러나 최근에 와서는 컴퓨터의 급속한 발전에 따른 강력한 계산역학의 등장으로 접촉 문제의 공학적 접근에 큰 진전을 보이고 있다.²

국내 원자력 발전소에 사용중인 비틀림 마운트형 터빈 블레이드는 로터와 핀으로 조립되어 있어 기능상 서로 접촉하고 있다. 특히 블레이드 핀 구멍과 핀은 터빈 가동시 이러한 접촉 특성과 접촉 부분의 응력집중 현상으로 인하여 마멸이나 파손의 직접적인 원인이 되므로 접촉면의 정확한 파괴역학적 해석은 합리적인 설계를 위해 반드시 적용되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 원자력 발전소에 설치 가동 중인 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손해석의 연구 결과³를 기초로 실제 가동 중인 터빈 블레이드의 부하 상태에 대한 구조 안전성 여부를 유한요소 프로그램 ANSYS 5.6으로 평가하기 위하여 선형 정적해석과 비선형 접촉해석을 수행하였다.

특히 비선형 접촉해석에 있어 핀 구멍과 핀에 생기는 응력집중 현상과 역학적 특이성(Singularity)을 해석하는데 유효한 요소인 계면요소(Interface element)⁴로 구성하여 전체적인 응력분포와 터빈 블레이드의 파손부인 루트 핀 구멍의 최대 접촉응력을 구하였다. 이를 파손해석에서 구한 최대응력과 서로 비교하여 저압 터빈 블레이드의 안전성 평가를 수행하였다. 또한, 고유치 문제의 해석을 수행하여 터빈 블레이드에 대한 캠벨 선도를 작성하고 고유 진동수와 가진 진동수를 비교하여 터빈 블레이드의 공진발생 유무를 확인하였다.

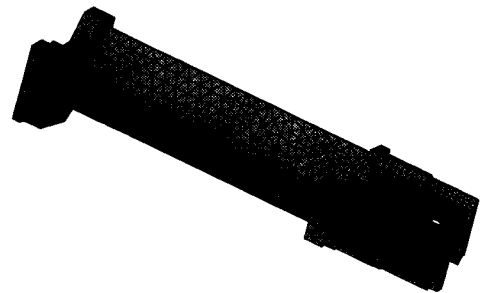
2. 유한요소 모델링

터빈 블레이드는 축과 일체형인 로터와 핀에 의해 연결되어 있다. 저압 터빈 3단 블레이드 전체 구조물을 모델링하여 접촉 응력해석을 하여야 하나 컴퓨터의 작업용량이 커지고 계산시간이 길어진다.⁵

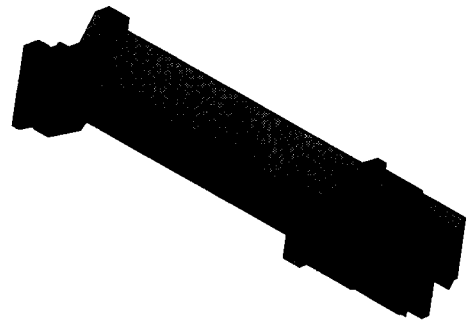
본 연구에서는 이와 같은 단점을 극복하기 위해서 순환대칭 구조물을 원주방향으로 주기적인 부분

구조로 분할하여 대표적인 부분구조 한 개만을 유한요소로 모델링하고 부분구조의 순환대칭성을 이용하여 전체구조물의 정적특성과 진동특성을 해석하고자 한다. 따라서 본 해석에서는 터빈 3단 블레이드 하나의 3차원 모델에 대한 수치적 계산을 통하여 접촉 응력 문제를 해석하였다.

Fig. 1(a), (b)는 ANSYS Ver. 5.6을 이용하여 저압 터빈 3단 블레이드를 유한요소 모델링한 것이다. 특히, 비선형 접촉해석 모델은 선형 정적해석 모델을 기초로 하여 루트부분에 핀을 추가하였다.



(a) Linear analysis



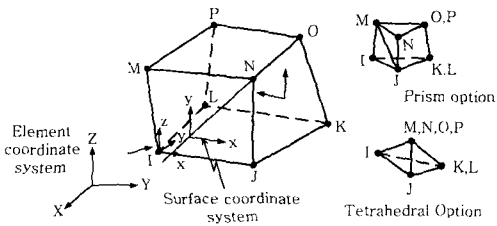
(b) Nonlinear analysis

Fig. 1 Finite element modeling of turbine blade

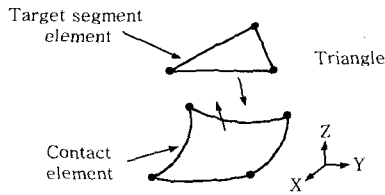
Table 1은 저압 터빈 3단 블레이드 각 부분에 사용한 유한요소의 종류와 수를 나타낸 것이고, Fig. 2는 솔리드 요소와 계면요소의 절점과 자유도를 나타내고 있다. 해석에 사용한 요소는 3차원 구조용 육면체 요소(3-D structural solid element)로서 각 절점에서 X, Y, Z 축 방향의 3 자유도를 가지고 있다.

Table 1 Data for FEM simulation

		Turbine Blade	Pin	Total
Linear	Node	11,235	-	11,235
	Element	13,412	-	13,412
Nonlinear	Node	11,243	11,495	22,738
	Element	13,538	10,044	23,582
Element mode		3-D structural solid element		
FEM program		ANSYS Ver. 5.6		



(a) 3-D structural solid element



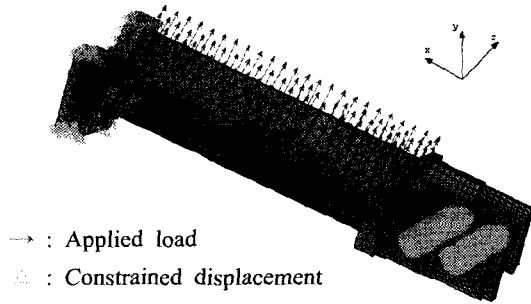
(b) Interface element

Fig. 2 Shape of 3-D structural solid element and interface element

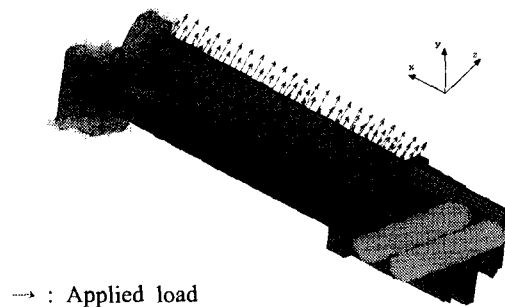
3. 경계조건

Fig. 3(a), (b)는 선형 정적해석과 비선형 접촉해석에 대한 터빈 블레이드에 부과된 하중과 변위조건을 나타내고 있다. 저압 터빈 3단 블레이드에 작용하는 하중은 증기압력 260 kPa과 회전속도 1800 rpm에 대한 원심력 및 비틀림 마운트에 대한 비틀림 변위 0.3209°이다.⁶ 증기 압력 방향은 증기가 터빈 블레이드에 들어 와서 나가는 익형의 중앙을 기준으로 블레이드의 면에 접선방향으로 3단계로 나누어서 설정하였다.

또한, 선형 정적해석에서의 경계조건은 터빈 블레이드 핀 구멍의 자유도를 모두 구속하였고 비선형 접촉해석에서의 경계조건은 터빈 블레이드와 로터 사이에 장착되는 핀을 고려하여 핀의 모든 자유도를 구속하였으며 핀의 바깥면과 핀 구멍 내면이 서로 침투현상이 일어나지 않게 하는 접촉경계 조건을 주었다. 비틀림 마운트에 의한 비틀림 변위는 이웃하는 터빈 블레이드와 상대구속 된다는 것을 고려하여 쉬라우드 바깥면에 대한 원심력 방향인 X축을 제외한 블레이드 굽힘방향인 Y축 방향과 핀의 길이 방향인 Z축 방향의 병진변위를 구속하였다.



(a) Linear analysis



(b) Nonlinear analysis

Fig. 3 Boundary condition of turbine blade

또한, Table 2는 본 연구에 사용된 터빈 블레이드 재료인 12% Cr 강의 인장시험 결과를 나타내었고, Table 3은 저압 터빈 3단에 관한 일반적 제원⁶을 나타낸 것으로 해석의 기준으로 이용하였다.

Table 2 Mechanical properties of 12% Cr steel

Temp. (°C)	Yield strength σ_{ys} (MPa)	Tensile strength σ_u (MPa)	Poisson's ratio ν	Elongation ϵ_t (%)	Young's modulus E(GPa)
252	596	745	0.288	10.8	202

Table 3 General properties of low pressure turbine

Type	RPM	Steam condition				Rotor length (mm)
		Inlet		Outlet		
		Operating temp. (°C)	Pressure (MPa)	Operating temp. (°C)	Pressure (MPa)	
Reaction and Double flow (7stages×2)	1800	252	0.827	33.3	0.0051	11,200

4. 터빈 블레이드의 선형 정적해석

터빈 블레이드에 작용하는 최소응력은 로터의 회전으로 인한 원심력과 비틀림 마운트로 인한 비틀림 변위에 의하여 발생된다. 따라서 3장의 하중 조건 중 증기압력에 의한 조건을 생략하면 최소응력을 구할 수 있다. Fig. 4는 위의 조건을 고려하여 선형 정적해석한 결과를 나타낸 것으로 핀 구멍의 균열기점부에서 발생하는 최대응력은 von Mises 응력으로 90.5 MPa이다. 이하에서 서술되는 응력들은 핀 구멍의 균열기점부 von Mises 응력을 나타낸다.

Fig. 5는 3장의 경계조건을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 선형 정적해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 핀 구멍 근방의 최대 요소 응력은 102 MPa이다. 또한 터빈 블레이드에 가해지는 응력진폭은 5.8 MPa이고 평균응력은 96.3 MPa이므로 핀 구멍에 발생하는 최대응력에 대한 최소응력의 비인 응력비는 0.89이다.

또한, 선형 정적해석 결과의 최대요소응력 102 MPa은 홍등⁷의 X선 프랙토그래피의 파손해석에서 구한 응력 632.6 MPa에 비하여 16.1%에 불과하므로 비교적 적은 값을 알 수 있다. 그렇다면 파손해석에서 얻은 최대 응력 중 83.9%는 다른 원인에 의하여 터빈 블레이드의 핀 구멍에 과도한 응력을 조장한 것으로 예상할 수 있으며 그 원인으로는 다음과 같이 생각할 수 있다.

첫째 로터에 블레이드를 조립할 때 비틀림 마운트가 과도한 비틀림에 의하여 쉬라우드 부분이 느

슨해진 상태가 되어 쉬라우드와 핀 구멍이 고정지점이 아니라 부동 회전점이 되어 고유진동수의 급격한 감소로 로터 회전시 발생하는 강제주파수에 근접하여 공진 현상 가능성이 예상된다.

둘째 계획예방정비 중 핀을 로터에서 제거하게 되면 터빈 블레이드의 핀 구멍이 크게 뒼에 따라 핀과 터빈 블레이드 사이에 헐거운 끼워맞춤 상태가 되어 작동 중 핀과 핀 구멍이 면 접촉되지 않고 점 접촉됨으로 인하여 과도한 응력 집중이 일어나 균열이 발생되어 성장한 것으로 추정된다.

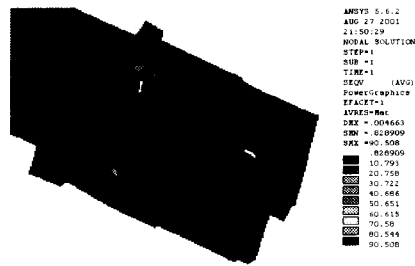


Fig. 4 Distribution of von Mises stress by linear analysis under centrifugal force and torsional moment

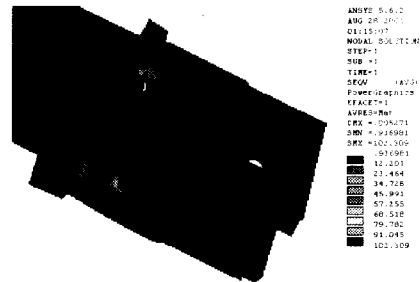


Fig. 5 Distribution of von Mises stress by linear analysis under normal working condition

5. 터빈 블레이드의 비선형 접촉해석

비선형 접촉해석에 있어 핀 구멍과 핀에 생기는 응력집중 현상과 역학적 특이성을 해석하는데 유효한 요소인 계면요소로 구성하여 전체적인 응력분포와 터빈 블레이드의 파손부인 루트 핀 구멍의 접촉 최대응력을 구한 뒤 파손해석에서 구한 최대응력과 서로 비교함으로써 저압 터빈 블레이드의 안전성을 평가하였다.

터빈 블레이드에 작용하는 최소응력은 선형 정적해석과 같은 방법으로 최소응력을 구하였다.

Fig. 6은 상술의 조건을 고려하여 비선형 접촉 해석한 결과를 나타낸 것으로 핀 구멍 근처에서 발생하는 최대응력은 von Mises 응력으로 297 MPa이다.

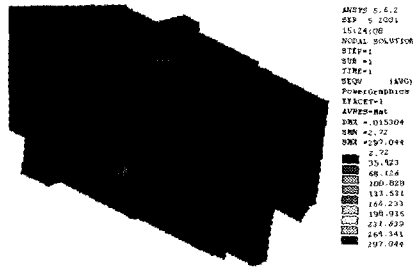


Fig. 6 Distribution of von Mises stress by non-linear contact analysis under centrifugal force and torsional moment

Fig. 7은 3장의 하중조건과 경계조건을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 비선형 접촉해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 핀 구멍 근방의 최대 요소 응력은 635 MPa이다. 또한, 터빈 블레이드에 가해지는 응력진폭은 169 MPa이고 평균응력은 466 MPa이므로 핀 구멍에 발생하는 최대응력에 대한 최소응력의 비인 응력비는 0.47이다.

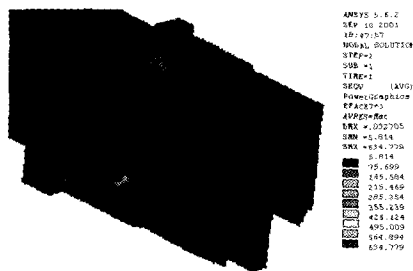


Fig. 7 Distribution of von Mises stress by nonlinear contact analysis under normal working condition

터빈 블레이드 교체 조립시 블레이드 루트의 핀을 제거해야 하기 때문에 핀 제거시 디스크(Disk)의 핀 구멍 손상이 초래된다. 이러한 손상을 제거하기 위하여 핀 구멍 직경을 약간 크게 가공하는 경우가 있다. 터빈 블레이드 1회 교체시 직경을 1 mm 정도 증가시키는 것으로 알려져 있으며, 동일한 위치

에 교체 작업을 2회까지 허용하는 알려져 있어⁸ 그 안전성 여부는 확인하고자 루트 핀 구멍을 변화시키면서 비선형 접촉해석을 수행한 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

표준설계치수를 기준으로 해석한 결과 핀 구멍 주위의 최대응력이 선형적으로 증가하고 있다. 교체 조립 2회시 핀 구멍 직경이 15 mm 일때의 최대응력이 794.4 MPa 이므로 과도한 응력집중이 발생하고 있음을 알 수 있다.

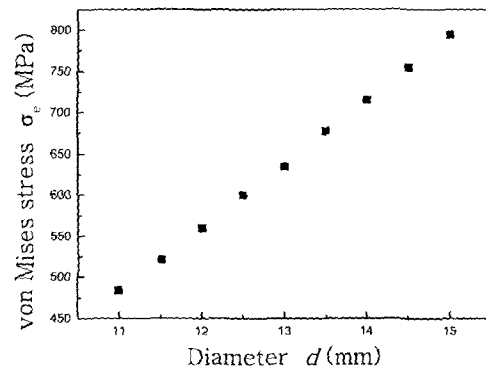


Fig. 8 Distribution of von Mises stress with respect to the pin hole diameter

6. 터빈 블레이드의 안전성 평가

가. 선형 정적해석에 기초한 안전성 평가

Fig. 9는 12% Cr강에 대한 피로한도선도인 Goodman선도⁹에 터빈 블레이드의 정상작동 조건하에서 선형 정적해석한 조건, 즉 평균응력 96.3 MPa 과 응력진폭 5.8 MPa를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있는 것처럼 선형 정적해석에서 구한 평균응력과 응력진폭이 피로내구선도 내부의 안전설계영역에 들어오고 있어 피로강도의 관점에서는 전혀 문제가 없을 것으로 생각되었으나 실제 가동 중인 터빈 블레이드는 로터와 핀으로 조립되어 있어 기능상 서로 접촉 상태에 있으며 이들의 접촉은 파손에 역학적인 영향을 미쳐 접촉부에는 국부적인 응력집중 현상을 발생하게 된다.

특히 터빈 블레이드의 핀 구멍과 핀은 이러한 접촉 특성과 접촉 부분의 응력집중 현상은 부품의 성능과 마멸이나 파손의 직접적인 원인이 되므로 접촉면의 접촉력과 마찰력에 대한 비선형 접촉해석은 신뢰성 높은 안전성 평가를 위하여 반드시 수행

되어야 한다.

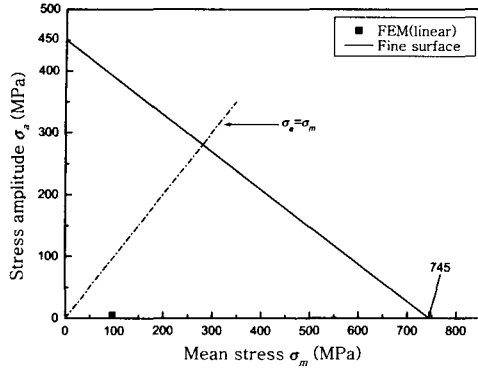


Fig. 9 Goodman diagram for turbine blade by linear analysis results

나. 비선형 접촉해석에 기초한 안전성 평가

Fig. 10은 12% Cr강에 대한 피로한도선도인 Goodman선도⁹에 파손해석 및 비선형 접촉해석 결과를 각각 나타낸 것이다.

터빈 블레이드의 정상가동 조건하에서 비선형 접촉 해석한 결과 평균응력 466 MPa과 응력진폭 169 MPa을 각각 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 비선형 접촉해석에서 구한 평균응력과 응력진폭이 피로내구선도 경계영역에 위치하고 있어 피로강도의 관점에서 위험영역에 존재하는 것으로 생각되어진다.

홍등¹⁰의 연구 결과에 의하면 원자간력 현미경을 이용한 파손해석에서 구한 하중 조건을 기초로 파손된 터빈 블레이드에 작용된 하중폭을 예측한 결과 160 kN로 추정하였다. 실제 터빈 블레이드의 파면인 경우, 핀 구멍에 대하여 수직방향의 인장하중을 받아 파손되고 있다. 따라서 터빈 블레이드에서 발생되는 응력분포를 구하기 위해서 터빈 블레이드에 작용하는 최대하중은 위에서 추정된 하중폭과 응력비를 고려하면 터빈 블레이드의 핀 구멍에 대하여 수직방향으로 302 kN이다.

핀 구멍의 병진과 회전변위를 고정한 뒤 하중을 터빈 블레이드의 윗면에 302 kN으로 주어서 응력 해석한 결과 핀 구멍에서의 최대응력은 580 MPa로서 Goodman 선도에 표시하면 평균응력이 426.5 MPa로 응력진폭은 153.6 MPa이 되어 피로한도의 안전영역 내에 존재하게 된다.

홍등⁷의 X선 프랙토그래피를 이용한 실기 부품 파손해석에서 구한 핀 구멍에서의 최대응력은 632.6 MPa을 Goodman 선도에 표시하면 평균응력이 465 MPa로 응력진폭은 167.7 MPa이 되어 피로한도의 경계영역에 위치하고 있어 피로강도의 관점에서 위험영역에 존재하는 것으로 생각되어진다.

또한 파손된 터빈 블레이드의 최대높이거칠기는 38 μm로 설계값 25 μm 보다 13 μm를 벗어나고 있다. 이러한 표면거칠기는 표면 노치로 작용하여 어닐링 재료에서는 4 μm이상, 경도가 높은 강의 경우 1 μm이상이 되면 피로 한도에 영향을 미치게 된다.¹¹ 표면거칠기가 터빈 블레이드의 피로한도에 미치는 영향에 대한 구체적 실험 결과는 없으나 0.33% C 탄소강을 이용한 피로시험결과에 의하면 거친 정도로 기계 가공된 시험편이 경면 연마된 시험편에 대하여 피로한도를 대략 21%정도 낮추고 있다.¹²

따라서 위의 양진피로한도 450 MPa을 이러한 기준에 적용하면 양진피로한도가 355.5 MPa로 감소하게 되어 Fig. 10에서 피로한도영역은 감소하게 되어 원자간력 현미경과 X선 프랙토그래피를 이용한 파손해석 및 유한요소해석에 의한 응력조건이 파손영역으로 이동하게 된다.

이러한 결과는 파손해석에 사용한 12% Cr강의 피로 시험편이 경면 연마하여 실험된 것에 비하여 실제 파손된 터빈 블레이드는 황삭 정도의 가공과 터빈 블레이드 핀 구멍과 핀의 접촉상태로 인한 과도한 응력집중 현상이 발생되기 때문으로 생각된다. 따라서 터빈 블레이드의 거친 표면거칠기 및 접촉상태는 피로파손에 중요한 인자로 작용할 것으로 생각된다.

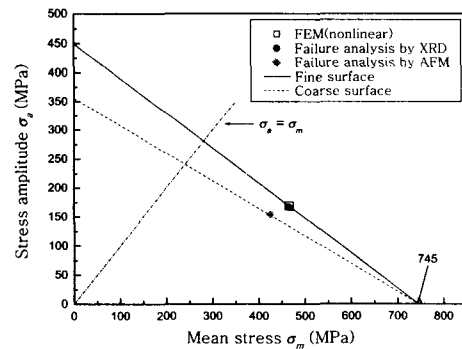


Fig. 10 Goodman diagram for turbine blade by nonlinear analysis results

다. 고유진동 해석에 의한 안전성 평가

고유진동모드는 회전계의 진동특성을 이해하는데 중요한 요소이다. 특히 터빈 블레이드의 경우 고유진동모드는 계 전체의 거동에 큰 영향을 미치므로 계의 거동 특성을 이해하는데 대단히 중요한 요소가 된다. 본 연구의 고유진동해석에서는 감쇠는 무시되고 요소의 수가 그리 많지 않기 때문에 빠른 수렴률을 가지는 블락 란조스(Block Lanczos)법을 이용하여 수행하였다.

터빈 블레이드에 작용하는 진동원 중의 하나는 터빈 작동시의 로터의 회전수이다. 그러므로 터빈 가동시 발생하는 가진주파수와 블레이드의 고유진동주파수와 일치할 경우 블레이드에서 공진현상이 발생되어 강도 저하와 체결부인 루트부위의 진동 파괴를 유발시키게 된다. 그러므로 터빈 블레이드의 고유진동주파수와 로터 회전시 발생하는 강제진동주파수의 일치 여부를 확인하는 것은 공진에 인한 파손 위험을 방지하기 위해 매우 중요한 일이다. 따라서 터빈 블레이드의 굽힘에 대한 진동 특성을 원심효과를 고려한 고유진동수 해석에 주안점을 두었으며, Table 4는 터빈 블레이드에 대해 주파수 단계별 1차에서 10차 모드(Mode)에 대한 각각의 회전상태의 고유진동수를 비교한 것이다. 블레이드가 회전시 원심효과에 의하여 축 방향 굽힘 모드의 고유진동수가 회전수가 증가함에 따라 커짐을 확인할 수 있었다.

Table 4 Natural frequency of turbine blade (unit: Hz)

ω (rad/s)	0	50	100	150	188.4	200	250	300
1st(BY1)	64.2	82.7	119.3	132.5	140.9	143.5	154.1	166.0
2nd(BZ1)	93.4	106.4	123.4	161.9	194.5	204.3	246.6	288.5
3rd(LL1)	112.0	115.7	137.8	174.6	204.3	213.4	252.3	291.3
4th(T1)	148.8	158.8	183.3	216.3	244.9	253.9	293.9	336.0
5th(BY2)	171.7	199.4	262.8	337.8	396.4	409.3	433.3	455.7
6th(BZ2)	226.0	248.2	301.6	367.4	403.8	414.6	485.8	529.5
7th(T2)	299.7	324.8	361.9	386.2	423.5	439.5	509.0	547.3
8th(LL2)	321.2	340.7	374.4	436.0	488.7	504.7	562.4	572.1
9th(BY3)	339.3	353.3	423.4	502.3	544.6	554.5	594.5	594.7
10th(BZ3)	374.1	403.8	475.4	547.2	566.5	572.7	609.3	644.7

* BY : Bending mode, LL : Lead-lag mode
T : Torsional mode

또한 로터의 회전시 공진 유무를 쉽게 확인하기 위하여 터빈 블레이드의 로터 회전 구간에서 발생하는 로터의 각 차수 가진주파수와 고유진동모드를 나타내는 캠벨 선도를 Fig. 11과 같이 나타내어 터빈 블레이드의 공진 발생 유무를 평가하였다.

각 모드에 대한 고유진동수는 본 연구에 적용된 로터 회전시 발생하는 강제주파수 30Hz와 상당한 차이를 보이고 있다. 위험속도는 공진주파수의 $\pm 20\%$ 이내이므로 정속 운전구간에서는 공진이 발생하지 않고 안전하게 작동함을 확인할 수 있었다.

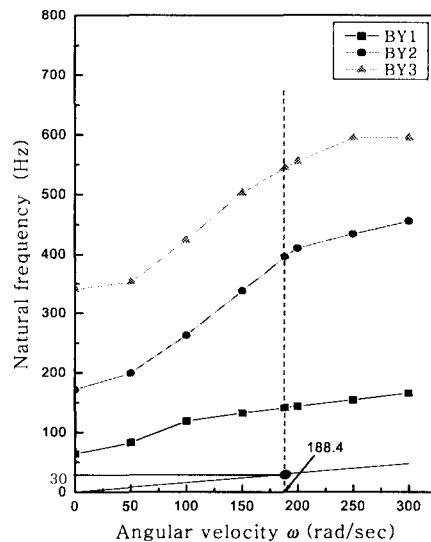


Fig. 11 Campbell diagram of turbine blade by eigenvalue analysis

7. 결론

원자력 발전소용 저압 터빈에서 사용하는 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손원인 및 안전성을 평가하고자 실제 가동 중인 터빈 블레이드의 부하 상태에 대한 구조 안전성 여부를 유한요소 프로그램을 이용한 선형정적해석, 비선형 접촉해석 및 진동해석을 수행하여 안전성 평가를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 선형정적 해석 결과 핀 구멍 근방의 최대요소응력은 파손해석의 경우보다 훨씬 낮은 응력값을 나타내었으나 비선형 접촉해석 결과 기능상의 접촉

상태로 인하여 접촉부에 과도한 응력집중 현상이 발생함을 알 수 있었다.

2. 터빈 블레이드의 표면거칠기와 루트 부분의 접촉상태를 고려한 유한요소해석 결과를 Goodman 선도에 적용하면 피로강도가 저하되어 응력조건이 파손영역으로 이동하게 된다. 이는 표면거칠기와 접촉상태가 피로파손에 미치는 영향이 지대함을 알 수 있다.

3. 터빈 블레이드 굽힘에 대한 진동 특성을 원심효과를 고려한 고유진동수 해석 결과 정속 운전 구간에서는 가진 주파수와 고유진동 모드 선과 교차하는 구간이 없어 공진이 발생하지 않고 안전하게 작동함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. 황진상, 박관룡, 장재원, "컨택트 요소를 이용한 세탁기 내조 조립품의 강도 해석," ANSYS User's Conference, pp. 139-149, 1998.
2. 강석용, 임장근, "접촉요소에 의한 기계부품의 유한요소해석," 대한기계학회논문집 A권, 제22권, 제10호, pp. 1894-1901, 1998.
3. 홍순혁, 이동우, 조석수, 주원식, "피로하중을 받는 저압 터빈 블레이드의 파손해석에 관한 연구," 대한용접학회지논문집, pp. 298-304, 제19권, 제3호, 2001.
4. Schelleken, J. C. J. and de Borst, R., "On the Numerical Integration of Interface Elements," International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 36, pp. 43-66, 1993.
5. 김창부, 안종섭 외1인, "순환대칭으로 다중 연결된 구조물의 유한요소 진동해석," 한국소음진동 공학회지, 제4권, 제4호, pp. 637-644, 1997.
6. 한국전력공사 원자력연수원, "터빈," 예문사, pp. 141-161, 1995.
7. 홍순혁, 조석수, 주원식의 2인, "피로하중을 받는 터빈 블레이드의 X선 프랙토그래피에 관한 연구," 한국정밀공학회춘계학술대회논문집, pp. 778-783, 2001.
8. 한전기공주식회사, "제3회 터빈 기술 세미나," 한전기공(주), pp. 141-162, 1999.
9. 成洛元, 周原植, "機械要素設計," 三星實業, pp. 2-29, 1998.
10. 홍순혁, 최우성의 3인, "AFM을 이용한 발전소용 저압 터빈 블레이드의 파손해석에 관한 연구," 한국정밀공학회논문집, 제18권, 10호, pp. 61-68, 2001.
11. 오세욱, 차용훈의 2인, "재료강도학," 원창출판사, pp. 145-146, 1998.
12. Jack A. Collins, "Failure of materials in mechanical design," Willy-interscience publication, pp. 207-213, 1993.