저압터빈 블레이드 손상에 대한 진동 해석

김희수†·배용채*·김연환*·이현*·김성휘*(한전 전력연구원)

Vibration Analysis for LP Turbine Blade Damage

Heesoo Kim, Yongchae Bae, Yeonwhan Kim, Hyun Lee, Sunghwi Kim(KEPRI)

Key Words: Low pressure turbine(저압터빈), Steady stress(정응력), Dynamic stress(동응력), Nozzle passing frequency(노즐통과주파수), Interference Diagram(안전선도)

Abstract

The steady stress, modal analysis for the damaged blade was carried out to evaluate the integrity of LP 4 blade row. As a result, 4 dangerous modes for LP blade row were found in the interference diagram and it was confirmed that the nozzle passing frequency has nothing to do with the blade failure. And then the dynamic stress are analysed for the 4 dangerous modes. There are some points far out of maximum allowable stress in the cover and tenon. Therefore the blade is not safe according to the Goodman judgement. So the manufacturer have modified the design of cover and tenon. Until now, the power plant is being operated without special problems.

1. 서 론

발전소에서 운전되고 있는 증기 터빈 블레이드는 발전소 핵심 설비 중 손상이 많이 발생되는 부품으로서, 발전소 운전 신뢰성 증진 및 유지 정비비용 절감 측면에서 반드시 고려해야 할 사항이다. 국내외 증기 터빈 블레이드 손상 사고를 분석하여 보면 터빈 블레이드 중에서 저압단 블레이드의 손상 사고가 총 손상의 약 70% 이상의 비율로 많이 발생되고 있으며 특히 진동에 의한 손상 모드가 중요한 요인으로 작용하고 있다. 현재 터빈 블레이드의 진동 손상 사고가 발생되면 주파수 응답시험을 통하여 블레이드의 고유 진동수를 측정하는 수준으로 사고 분석을 수행하거나 외국 제작사의 기술에 의존하는 경우가 많다. 그러나 이러한 터빈 블레이드 진동 손상에 대하여 국내 기술로서 신뢰성 있는 원인 규명 및 고장 진단을 수행하기 위해서는 체계적인 블레이드 분석 및 해석 기술의 증진이 필요하다. 이러한 증진된 기술을 통하여 발전소의 핵심 부품중 하나인 터빈 블레이드의 운전 및 유지 관리를 최적화 할 수 있으며 더 나아가 터빈 블레이드 국산화를 이룰 수 있다. 터빈 블레이드와 관련된 분석 및 해석 기술은 여러 분야가 있지만 본 연구에서는 터빈 블레이드 진동에 초점을 맞추었으며 터빈 블레이드의 사고 현황과 손상 모드를 분석하여 국내외적으로 자주 발생되는 터빈 블레이드의 손상의 패턴을 파악하고, 국내외 연구 동향을 파악함으로써 연구 방향을 설정하였다. 터빈 블레이드의 구조 특성 분석을 통하여 고려해야 할 블레이드 요소들을 파악하였으며 이들의 진동 측면에서의 기능을 분석하였다. 특히 500MW급 표준화력 발전소 저압 터빈 4단 블레이드에 대해 3차원 측정장치를 통하여 측정/모델링하여 터빈 블레이드 해석을 수행하였다. 디스크의 영향을 고려한 블레이드-디스크계의 진동 해석을 통한 간섭 선도는 블레이드 진단 기법으로서 본 해석에서 활용되었

† 한국전력공사 전력연구원
E-mail : hskim@kepri.re.kr
TEL : (042)865-53484 FAX : (042)865-5314
* 한국전력공사 전력연구원

으며 이를 통한 공진여부 파악 및 동 응력 해석은 매우 중요하다. 터빈 블레이드 운전 중 블레이드에 작용하는 증기력의 분포를 고려하여 해석하였으며 최근 국외에서 발생되고 있는 저압단 블레이드의 증기력에 의한 fluttering 현상의 규명을 위해서도 향후, 이 분야에 대한 체계적인 연구가 필요하리라 생각된다.

2. 블레이드 특성 해석

2.1 증기력 계산

저압터빈 4단에 대한 설계 데이터를 공급받을 수 없었기 때문에, 열역학적 해석을 통해 4단의 출력과 압력차를 계산하였으며 이를 통해 블레이드에 작용하는 증기력을 적용하여 해석 오차를 줄였으며 Table 1은 블레이드 4단에서의 설계 조건이다.

Table 1 Known parameters for LP4 blade row

Items	Unit	Value
Flow rate for LP4 row	Kg/HR	240285
Pressure before stage LP4	MPa	0.1294
Enthalpy before stage LP4	KJ/Kg	2741.9
Pressure after stage LP4	MPa	0.0595
Enthalpy after stage LP4	KJ/Kg	2620.0

증기력을 계산하기 위해서, 저압터빈 4단 전후의 매개변수를 반드시 알아야 한다. 몰리어 선도를 이용하여 이러한 변수를 계산하였다.

버킷을 통과한 후의 속도 손실을 무시한다면, 저압터빈 4단에 걸리는 파워를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$P = -\frac{(h_0 - h_2)Q}{3600} = 8130.1(KW)$$

여기에서, P는 저압터빈 4단의 파워이며 단위는 KW, h_0는 노즐 전단의 specific enthalpy(KJ/Kg), h_2는 후단의 specific enthalpy이고 Q는 증기 유량(Kg/hour)이다.

축방향 힘을 계산하기 위해서, 저압터빈 4단의 동익의 압력차를 계산한 결과는 다음과 같다.

$$\Delta p = (p_0 - p_2)\Omega = 0.02097(MPa)$$

단의 파워와 압력 차에 의한 축 방향과 접선 방향의 증기력을 계산하였으며 Table 2는 증기력을 나타내고 있다.

위의 방법은 단지 증기력 계산을 위한 근사 방법이다. 증기력에 의해 야기된 굽힘 응력은 원심력에 의해 생성되는 힘과 비교할 때 상대적으로 작다. 따라서 정상 응력과 주파수에는 거의 영향을 미치지 않는다. 그러나, 감쇠나 충격비와 같은 다른 변수들은 동응력에 상당한 영향을 미치고 있다. 따라서, 이러한 변수들의 정확한 계산은 매우 중요하다고 할 수 있다.

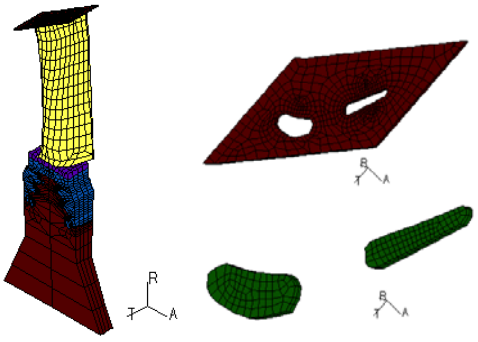
유동 경로에 대한 데이터가 충분하다면, 유동해석코드를 사용하여 정확하게 증기력을 구할 수 있지만 이것은 제작사의 노하우로서 매우 구하기 힘들다.

Table 2 Steady Steam Bending Force

Axial Force (N/blade)	Tangential Force (N/blade)	Resultant Force (N/blade)
341.8	257.3	427.9

2.2 블레이드 모델링

Fig. 1에는 블레이드 해석코드에 의해 생성된 500MW급 저압터빈 4단 블레이드의 유한요소해석 모델을 나타내었다. 루트, 에어포일과 테논을 포함한 블레이드의 형상을 측정하였으며 디스크와 카버의 제원은 실측을 통해 모델링하였다. Fig. 1은 블레이드를 3차원 측정하여 얻은 데이터를 이용하여 모델링한 그림이다.



(a) whole model (b) Mesh of the Cover and Tenon

Fig. 1 FE model of LP4 blade

2.3 블레이드 정상 응력 해석

이전의 가정과 경계 조건 하에서, 블레이드 그룹에 대해 3차원 선형 탄성 해석을 수행하였다. 응력에 대한 결과는 Fig. 2~6에 나타내었다.

Fig. 2에는, 블레이드 루트부의 restraining arm에서 최대 응력인 1223 MPa이 걸리는 것으로 해석되었다.

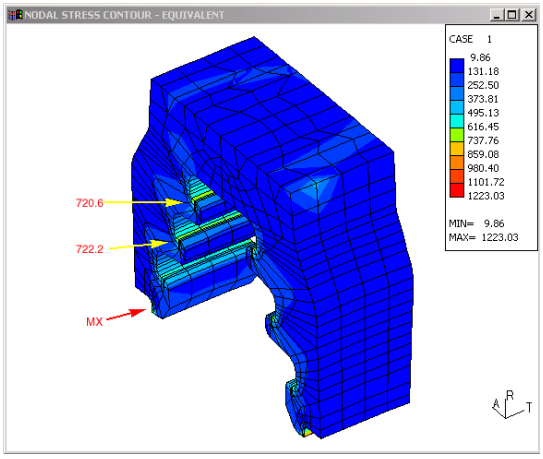


Fig. 2 Steady stress on the blade root

공학적 경험에 의하면, tangential entry straddle mount root 형태에서 가장 많이 발생하는 파손은 upper 또는 middle lug 부분이다. upper lug에서 720.6MPa이었고 middle lug에서 722.2 MPa이었다. 재료의 항복 강도인 580 MPa(403 steel과 비슷) 고려할 때, 대략580 MPa이므로, 이 지역에서는 소성 변형이 일어나고 있다는 것을 알 수 있다. 이러한 높은 변형은 기하학적 응력 집중의 결과이며 주로 필렛 지역에서 발생한다.

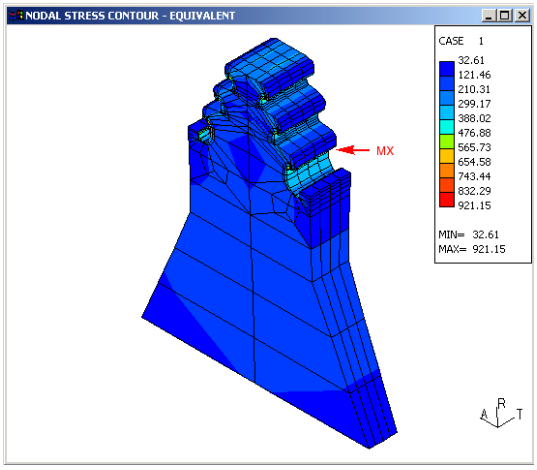


Fig. 3 Steady stress on the disk

Fig. 3에서 알 수 있듯이, 디스크의 최대 응력은 디스크 림의 lower lug에서 발생하며 921.1 MPa 이다. 국부 항복은 디스크에서 발생할 것이다.

Fig. 4는 에어포일에서의 최대 응력을 나타내고 있으며 밑바닥에서의 응력은 390 MPa이다. 이 지역에서는 단지 탄성 변형만이 일어나며 항복 강도 아래에 존재함을 알 수 있다.

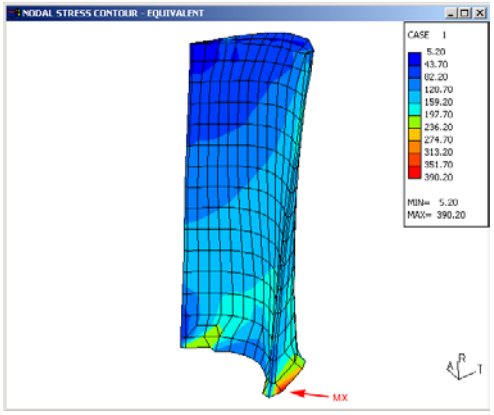


Fig. 4 Steady stress distribution at the airfoil

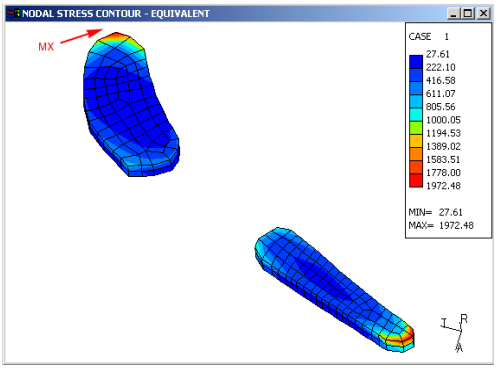


Fig. 5 Steady stress distribution at the tenon

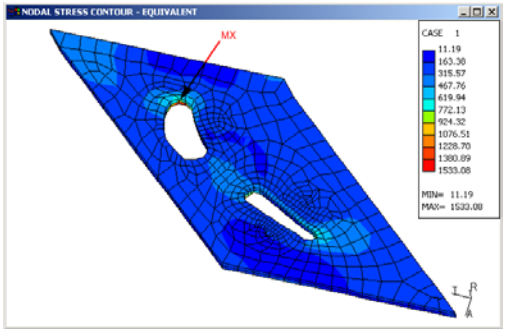


Fig. 6 Steady stress distribution at the cover

Fig. 5와6에서 알 수 있듯이, 최대 응력은 증기가 유입되는 입구 에지(steam inlet edge) 가까이에 있는 테논과 블레이드 그룹핑을 하는 카버와의 같은 지역에 존재함을 알 수 있다. 테논의 최대 응력은 1972.5 MPa이고 카버의 최대 응력은 1533.1 MPa이며 이는 항복 강도보다 대략 3배나 높다, 큰 소성 항복이 일어나고 있으며 LCF는 이 지역에서 큰 파손을 일으킬 것이다. 실제로, 저압

터빈 4단의 파손 위치는, Fig. 6에 나타나 있듯이, 최대 응력이 걸리는 카버에 존재한다.

2.4 블레이드 모달 해석

블레이드 디스크의 모달 주파수에 대해, 0 rpm과 3600 rpm에서 계산하였다. 각 그룹핑에 대한 블레이드의 개수가 다르므로, 저압터빈 4단에 대한 모달 해석에서는 "cyclic" 방법을 사용할 수 없다. 따라서, 저압터빈 4단에 대한 모달 해석에는 "partial" 방법을 사용하였다.

모달 해석을 위해, 에어포일에 8개의 마스터 노드를 설정하였으며 이 정도의 메쉬를 적용하면 저차 모드에서의 주파수 정도와 계산 시간 소요면에서 합리적인 결과를 제공할 수 있다.

2.4.1 0 rpm에서의 모달 해석

일반적으로, 0 rpm에서의 주파수는 실험과 해석 결과를 비교하는데 사용된다. 블레이드 측정 오차와 카버의 경계 조건을 조절함으로써 주파수를 비교할 수 있다. 해석과 실험 결과가 잘 일치한다면, 이 모델은 운전 속도에서의 모달 해석과 동적 응력 해석과 같은 고급 해석에 사용할 수 있다.

Table 3은 저압터빈 4단에 대해, 0 rpm에서 11 nodal diameters까지의 주파수를 정리한 것이다. 블레이드 그룹핑의 개수는 주로 접선 방향의 진동 모드의 주파수를 변화시키는 반면, 축 방향 모드의 주파수에는 거의 영향을 미치지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 0 rpm에서 저압터빈 블레이드 4단에 대해 계산된 모든 주파수를 보여주고 있다.

2.4.2 3600 rpm에서의 모달 해석

저압터빈 4단에 대해, 3600 rpm에서의 모달 해석을 수행하였다. 안전성 판단 기준에 대한 정보는 간섭 선도에서 보다 많은 것을 알 수 있기 때문에, 모달 해석에 대한 언급을 생략하였다. 그림 8은 주파수 계산을 위해 사용된 간섭 선도이다.

Fig. 8에서의 원은 여러 nodal diameter modes에 대한 주파수를 보여주고 있다. 증기력에 의해 가진될 수 있는 모드들은 선도에서 밝게 표시하였으며, 사각형 표시는 블레이드 단의 주파수가 가진 주파수와의 여유가 3% 이내에 있는 것을 의미하고, 삼각형 표시는 주파수 여유가 3%~10% 사이에 있는 것을 의미한다.

Table 3 Natural Frequencies of Blade at 0 rpm

N.D No.	Frequency(Hz)		N.D No.	Frequency(Hz)	
	Tangential Mode	Axial Mode		Tangential Mode	Axial Mode
0	327.9	474.4	6	330.2	505.0
1	328.2	475.2	7	330.4	512.9
2	328.8	477.7	8	330.6	519.5
3	329.3	482.0	9	330.7	524.7
4	329.6	488.5	10	330.8	528.4
5	329.9	496.6	11	330.8	530.7

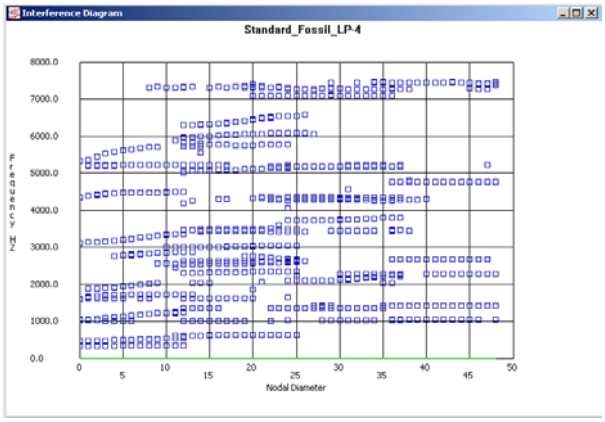


Fig. 7 Frequencies at 0rpm for LP4 blade row

주파수의 안전성을 평가하기 위해서는 가진원을 반드시 고려해야 한다. 가장 위험한 모드들은 4개의 빨간 화살표에 의해 표시된 모드이다. 이러한 모드들은 Table 4에 정리하였으며 그 중에서 가장 위험한 진동 모드를 Fig. 9에 도시하였다.

Table 4 Dangerous modes for LP4 blade row

Mode #	Frequency(Hz)	Margin(%)	Order of excitation
12	354.9	0.27	6
42	543.4	0.63	9
83	1026.1	0.59	17
173	1371.4	0.62	23

주파수와 임펄스 라인 사이에 여러 교차점이 있지만, 이러한 모드는 가진 오더가 매우 높으므로 가진에 대한 에너지를 무시할 수 있다. 저압터빈 4단에는 130개의 노즐이 있다. Fig. 8에 나타냈듯이, 130에 가장 가까운 가진 차수는 125이다.

따라서, 1 NPF(노즐수가 130이므로130X 운전 속도)는 어떠한 문제도 발생시키지 않을 것이다.

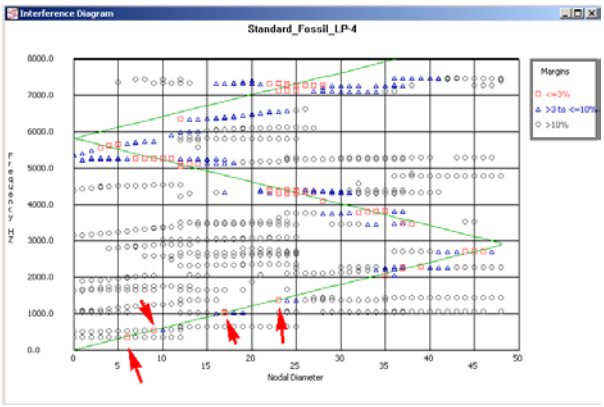
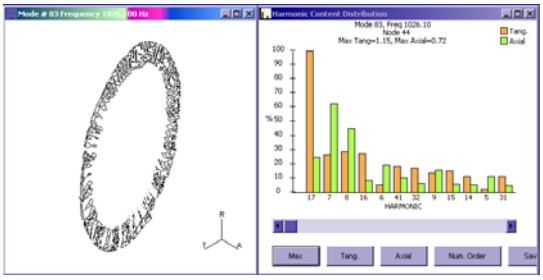


Fig. 8 Interference diagram for LP4 at 3600rpm



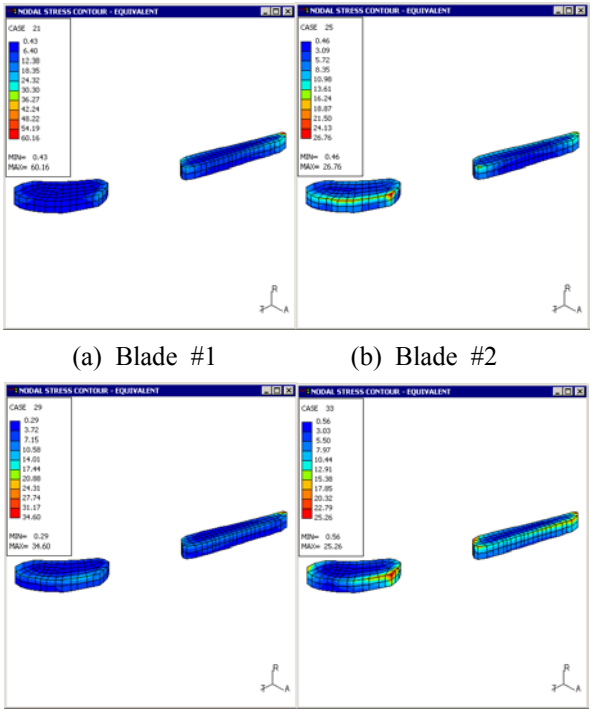
(a) Mode shape (b) N. D content distribution

Fig. 9 Frequency and mode shape of mode #83

주파수와 임펄스 라인 사이에 여러 교차점이 있지만, 이러한 모드는 가진 오더가 매우 높으므로 가진에 대한 에너지를 무시할 수 있다. 저압터빈 4단에는 130개의 노즐이 있다. Fig. 8에 나타냈듯이, 130에 가장 가까운 가진 차수는 125이다. 따라서, 1 NPF(노즐수가 130이므로130X 운전 속도)는 어떠한 문제도 발생시키지 않을 것이다.

2.5 블레이드 동응력 해석

가장 위험한 모드는 간섭 선도로부터 예측할 수 있다. 이 모드들에 대한 동응력은 HCF 손상의 주요 원인이다. 다른 모드들의 동응력은 상대적으로 매우 작으므로 수명에 미치는 영향을 무시할 수 있다. 따라서, Table 4에 나타난 유일한 위험 모드를 동응력 해석 계산에서 고려하였다. Fig. 8과 Table 4에 나타나 있듯이, 가진될 수 있는 것에는 4개의 모드가 있다. 동응력에는 충격비와 감쇠비가 영향을 미치는 변수이다. 블레이드 단이 부분 부하 또는 단 뒤에 추기라인이 있으면, 보다 높은 값을 사용하여야 한다. 충격비와 감쇠비는 재료, 구조, 조립 과정 및 운전 조건과 깊은 관련이 있다. 보다 정확한 해석을 위해서는 제작사로부터 얻을 수 있는 정보와 유사한 기계로부터 얻을 수 있는 시험 데이터를 근거로 하여야 한다.



(a) Blade #1 (b) Blade #2

(c) Blade #3 (d) Blade #4

Fig. 10 Dynamic stress on tenons for mode #83

블레이드 그룹에서 4개의 블레이드에 대해 동응력을 계산하였으며 그 중에서 가장 동응력이 큰 곳은 카버와 테논이었으며 Fig. 10은 mode #83에서 계산된 테논의 동응력을 보여주고 있다. Table 6에는 각 모드에 대한 동응력 계산 결과를 정리하였다. 카버와 테논에서의 최대 동응력은 블레이드 루트와 에어포일보다 훨씬 더 크게 나타났으며 접선 모드(#12, 83)들은 축 모드보다 카버에 대한 동응력을 크게 발생시키고 있었다.

Table 5 Data used for dynamic stress analysis

Mode #	Freq.(Hz)	Excitation Freq.(Hz)	Nodal Diam. No.
12	354.9	360	6
42	543.4	540	9
83	1026.1	1020	17
173	1371.4	1380	23

Table 6 Maximum dynamic stress

Mode #	Blade No.	Component	Max. Dynamic Stress(MPa)
12	3	Blade root	15.77
		Cover/Tenon	20.02/51.51
42	3	Blade root	14.02
		Cover/Tenon	7.51/17.97
83	1	Blade root	29.12
		Cover/Tenon	31.93/60.16
173	2	Blade root	3.29
		Cover/Tenon	5.04/6.75

최대 응력이 카버와 테논에 존재하고 있는 것을 감안할 때, 저압터빈 4단에 대해서는, 카버와 테논이 가장 약한 곳이라고 판단할 수 있다.

3. 블레이드의 설계 변경

500MW 출력의 터빈 블레이드에 대한 예방정비점검 기간에 저압 터빈 4단 블레이드의 카버에서 다수의 크랙을 발견하였다. 이를 해결하기 위해 제작사는 테논을 축소시켜 카버의 설계적 취약함을 보강하였다. Fig. 11은 카버의 보강 전-후의 설계를 보여주고 있다. 카버와 테논을 재모델링하여 해석을 할 예정이며 블레이드 문제가 발생된 다수의 터빈에서 이와 같은 조치를 취한 결과 현재까지 별 문제없이 가동되고 있음을 통해 적절한 블레이드의 설계 변경이라고 추정하고 있다.

Fig. 11 Redesign of cover

4. 결 론

- 최대 정상 탄성 응력은 카버에서 1533.18 MPa과 테논에서 1972.5 MPa로서, 재료의 항복강도보다 3배나 높게 나타났다. 이 지역에서의 큰 소성 항복은 카버와 테논에서 파손이 발생하였다.

- 4개의 모드(#12, 42, 83, 173 mode)가 공진 영역에 존재하며 이 모드는 증기력에 의해 가진될 수 있으며 이 모드들의 주파수 여유는 1% 이내에 있어서 이 모드에서는 공진과 큰 동응력이 발생하였다.

- 최대 동응력은 최대 정상 응력이 걸리는 테논과 카버에서의 동일한 지역에 위치하고 있었으며 카버에서의 최대 동응력은 31.9 MPa이고 테논에서는 60.2 MPa이었다. 동응력 크기는 다른 터빈에서의 비슷한 블레이드보다 훨씬 크며 큰 정상 응력과 동응력이 작용함으로써 블레이드의 파손이 발생한 것으로 추측되며 이는 카버의 재료가 블레이드의 재료 만큼의 강도를 가지고 있지 않아서 응력 크기는 테논보다도 작았지만 먼저 파손이 일어난 것으로 판단된다.

참고문헌

(1) D. A. Henry, P. E. DiCristoforo, 1998, T. J. Ewer and M. Mindock, "Redesign of the Last Two Stage of a Mechanical Drive Steam Turbine", Proc. of Turbomachinery Symposium, pp. 119-127

(2) T. H. McCloskey, 2002, "Troubleshooting Turbine Steam Path Damage Mechanisms", Proc. of Turbomachinery Symposium, pp. 105-143

(3) Hyun Lee, Yongchae Bae, Yeonwhan Kim, Heesoo Kim, 2003, "Identification of Vibration Characteristics and Development of Troubleshooting Technology for Turbine Blades", TM.01GS14.M2003.007, KEPRI Semi-final Report