

소형 기력발전용 터빈로터의 수명평가를 위한 열응력 해석

이진상 · 백운봉* · 윤기봉**

중앙대학교 대학원, *한국표준과학연구원 시설안전계측연구센터

**중앙대학교 기계공학부

Thermal Stress Analysis for Life Assessment of Small Steam Turbine Rotor

Jin Sang Lee, Un Bong Baek* and Kee Bong Yoon**

Graduate School, ChungAng University

*Center for Structural Integrity Measurement, KRISS

**Department of Mechanical Engineering, ChungAng University

요 약

본 연구에서는 국내 10 MW급 기력발전소의 소형 터빈 로터에 대한 응력해석을 실시하였다. 터빈 로터의 기하학적 형상, 증기의 온도 및 압력 등의 기동조건 변화, 로터 재료의 온도에 따른 물성값 등을 고려하여 대류열전달계수를 계산하는 사용자 서브프로그램을 구성하였으며, 이를 바탕으로 열해석을 실시하여 로터의 온도 분포를 결정하였다. 이 온도분포 조건에서 시간 경과에 따른 열응력 해석을 실시하여 로터의 응력 분포를 결정하였으며 그 결과 취약부위에서의 응력변동 범위 및 가동중 정상상태 응력수준을 결정하였다. 이 취약부위의 응력값과 운전이력을 이용하여 크리프 수명과 피로수명을 계산하고 로터의 잔여수명을 결정하는 방법을 논의하였다.

Abstract—In this paper, thermal stress analyses of a small-size turbine rotor for a 10 MW steam power plant were performed. To estimate heat convection film coefficients, a user subroutine was developed considering geometry of the turbine rotor, operating history of steam conditions (temperature and pressure) and properties of rotor material as a function of steam temperature. Temperature distributions, stress distributions of the rotor were determined as results of finite element analyses. Discussions are also made on procedures of remanent life assessment for the turbine rotor.

1. 서 론

오래기간 사용된 화력발전설비오소의 잔여수명평가를 위해서는 각 요소의 크리프 손상에 의한 수명소비율과 피로손상에 의한 수명소비율을 계산하여 총 수명소비율을 예측하여야 하며^[1] 이를 위해서는 터빈로터의 경우 응력해석에 의해 기동정지시의 응력변동범위와 정상상태 운전시의 응력수준의 해석이 필요하다. 전^[2]은 터빈 로터 제작시 편석등에 의한 결함이 우려되는 로터 보어(bore) 부에 결함이 있는 경우를 가정하여, 열응력과 원심응력을 계산한 후 피로손상만 고려하여 로터의 운전수명을 계산하는 방법을 제안하였다. 그러나 오래 사용된 로터

의 경우 사용중 손상이 우려되는 부분은 고압부 1단 부위임이 알려져 있다^[3]. 이후 임^[4] 등은 로터의 열응력 해석에 의해 최대응력 발생부위는 병입후 10분 전후하여 1단후의 로터 표면임을 보여주었고, 김^[5], 박^[6] 등은 로터의 형상에 디스크 필렛부도 모델링하여 응력집중을 고려한 1단 하부의 최대응력을 계산하였다. 그러나 이상의 연구는 모두 200~300 MW급의 대형 로터들을 대상으로 수명 예측을 수행한 것이므로, 이러한 연구결과를 소형 터빈로터에 적용할 수 있을지는 의문이다. 따라서, 본 연구에서는 국내에서 정밀진단이 시행된 10 MW급 N 기력발전소의 소형 터빈 로터에 대해 수명평가를 위한 열응력 해석을 수행하였다. 터빈 로터의 열응력 값을 계

산하기 위하여 설비의 기하학적 형상, 증기의 온도 및 압력 등의 기동 조건 변화, 로터 재료의 온도에 따른 특성값 등을 고려하여 유한요소법으로 열해석을 실시하여 시간에 따른 로터의 온도 분포를 결정하고, 이 온도분포 조건에서 시간에 따른 응력해석을 실시하였다. 본 연구 결과에서도 대형로터의 경우와 같이 HIP 1단 부위, 블레이드 부착 부위에서 로터가 기동시 겪는 응력 범위 및 정상운전중의 응력이 가장 크게 계산되었으나 최대응력의 크기는 비교적 작았다. 이 결과를 바탕으로 가동중에 발생한 터빈 로터의 피로손상 및 크리프손상을 결정하고 잔여수명을 결정하는 과정에 대해서도 논의하였다.

2. 이론적 배경

2-1. 응력 해석 절차

N 기력발전소 터빈 로터에 대하여 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUSTM를 사용하여 열해석 및 열응력해석을 수행하였으며, 열해석시 로터 외표면과 고온증기가 접하는 부분에 대해서 대류열전달계수를 결정하여 이에 따른 입열량을 경계조건으로 입력하였다. 시간에 따른 온도와 압력의 변화와 이에 따른 열전달계수의 변화를 계산하기 위해서 사용자 부프로그램 (user subroutine)을 작성하여 열전달계수를 온도와 압력의 함수로서 계산하였으며, 이 계산결과를 ABAQUS 입력 파일에서 읽어들이 열해석 및 이에 따른 열응력해석을 수행하였다. Fig. 1에 열해석 및 응력해석 절차를 나타내었으며, 해석 과정을 설명하면 다음과 같다.

- i) 터빈 로터의 유한요소모델을 구현하고, 격자를 형성한다.
- ii) ABAQUS 입력 파일로부터 대류열전달계수를 필요로 하는 요소번호와 해석시간을 사용자 부프로그램으로 넘겨주면, 이 부프로그램은 넘겨받은 데이터 조건(시간과 위치)에서의 증기 온도와 압력 및 이에 따른 증기의

특성값을 증기의 열전달특성표로부터 보간하여 구하고, 증기의 특성값으로부터 최종적으로 대류열전달계수를 계산하여 계산결과를 본프로그램으로 반환한다.

iii) 사용자 부프로그램으로부터 넘겨받은 대류열전달계수를 경계조건으로 열전달해석을 수행하여 주어진 시간에서 터빈 로터의 온도분포를 구하고, 이러한 해석을 반복수행하여 시간의 경과에 따른 터빈 로터의 온도분포 변화를 결정한다.

iv) 열전달해석결과 나온 각 시간 단계에서의 온도분포조건에서 열응력 해석을 실시하여 시간의 경과에 따른 응력분포 변화를 결정하고, 이로부터 기동시 겪는 응력 변화범위와 정상운전조건에서의 응력 수준을 결정한다.

2-2. 경계조건 결정

증기터빈 로터의 열응력은 로터 내부의 온도구배에 의해 발생하므로 응력값의 정확도는 열전달 해석의 정확도에 의존하게 된다. 열전달 해석은 열전달 양상에 따라 두종류로 나누어진다. 첫째는 고온의 증기와 접하는 로터의 경계부위에 일어나는 대류열전달에 대한 해석이고 둘째는 로터 내부의 온도차에 따라 열전달이 이루어지는 전도열전달에 대한 해석이다.

일반적으로 터빈 로터에서 열전도 계수는 로터의 재질에 따라 어려움없이 구할 수 있으므로 열전도 해석은 용이한 편이다. 이에 반해 대류열전달계수는 증기터빈의 운전조건 및 로터의 기하학적 형상에 따라 결정되는 것으로 주로 실험식에 의하여 계산된다. 따라서 대류에 대한 해석은 전도의 해석에 비해 계산 과정이 복잡할 뿐 아니라 이의 정확성은 전체 열전달해석의 정확성에 큰 영향을 미친다.

본 해석에서 대류열전달계수는 다이아프래임 아랫부분, 블레이드 부착부분, 로터 축부분의 세 부분으로 나누어 계산하였으며, 다음(1)~(4)에 설명한 식이 사용되었다⁸⁾.

2-2-1. 다이아프래임 아랫부분

증기 터빈에서 다이아프래임에 의해 각 단이 분리되고, 임의의 다이아프래임의 좌우 단에서는 압력차가 발생한다. 이 압력차에 의해 다이아프래임과 로터 사이에서 누수가 발생하고, 그 양을 줄이기 위해 래비린스시일(labyrinth seal)이 설치되어 있다. 래비린스시일을 통한 누수량은 다음과 같이 (1)식으로 계산된다.

$$\frac{\dot{M}}{A} = 0.8841 \left(\frac{P_1}{V_1} \right)^{0.5} \left(\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^2}{N - \log_{10} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)} \right)^{0.5} \quad (1)$$

여기서, \dot{M} : 누수율(kg/sec)

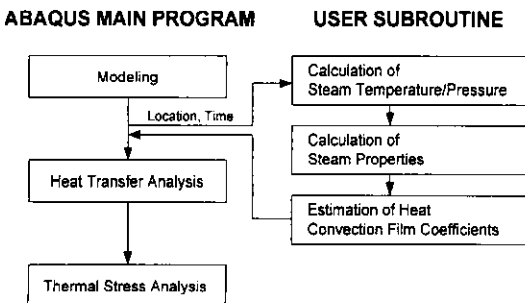


Fig. 1. Procedure of thermal stress analysis for turbine rotor.

- A: 누수면적(m²)
- P₁: 래비린스시일의 기압부 압력(N/m²)
- P₂: 래비린스시일의 감압부 압력(N/m²)
- V₁: 유동증기의 초기 비체적(m³/kg)
- N: 래비린스시일의 잇수

이다.

윗식에 의해 누수량이 결정되면 이 부위의 열전달계수는 (2)식으로부터 계산된다.

$$h = \frac{1}{35.2} \left(\frac{K}{2\delta} \right) \left(\frac{2ud}{\mu} \right)^{0.8} \quad (2)$$

- 여기서, h: 대류 열전달계수(J/m²sec°C)
- K: 증기 열전도계수(J/sec m°C)
- δ: 다이아프래임 밀폐간극(m)
- μ: 증기의 점성(kg/m sec)
- d: 로터직경(m)
- u: 다이아프래임 누수증기의 속도

$$u = \sqrt{u_{AX}^2 + \left(\frac{U_{RD}}{2} \right)^2}$$

$$u_{AX} = \frac{\dot{M}}{A \rho}$$

$$U_{RD} = \frac{\pi d N}{60}$$

- ρ: 증기의 밀도(kg/m³)

이다.

2-2-2. 블레이드 부착부위

블레이드와 로터 디스크가 완전히 접촉되어 있다고 가정하면 대류열전달계수는 다음 (3)식으로 계산된다.

$$h = \frac{2k}{9\pi r_0} \quad (3)$$

- 여기서, k: 블레이드 강의 열전도 계수(J/sec m°C)
- r₀: 로터 디스크 반경(m)

을 나타낸다.

2-2-3. 로터 축부분

래비린스시일 아랫부분을 제외한 로터의 축부분에서의 열전달 계수는 다음 (4)식으로 계산된다.

$$h = 0.0843 \left(\frac{r\omega}{v} \right)^{0.7} \left(\frac{\mu C_p}{K} \right)^{0.35} \quad (4)$$

여기서, r: 로터 반경(m)

ω: 로터의 회전속도(rad/sec)

v: 증기의 동점성(m²/sec)

C_p: 증기의 비열(J/kg°C)

이다.

3. 유한요소해석

3-1. 해석 모델

N 기력발전소는 single cylinder condensing reaction type으로서, 출력 10 MW, 로터의 회전속도는 3600 rpm의 사양을 갖는 설비이다. 주증기 온도는 482°C, 압력은 62 kg/cm²으로서 비교적 낮은 온도와 압력에서 가동되는 설비이다. 이 발전소의 HIP 터빈 로터는 32단으로 구성되어 있으며, 증기는 1단으로 들어가서 21단을 통과한 후, 26단을 통과하고, 32단을 통과한 후로 3차레에 걸쳐 배출된다.

Table 1에 로터의 재질인 30 CrMoNiV 411과 유사한 재질인 1Cr1Mo0.25V강의 재료물성값을 표시하였다. 본 해석에서는 로터 재질의 재료물성값으로 1Cr1Mo0.25V강의 물성값을 문헌의 데이터를 참고로 하여 사용하였다^[5].

Fig. 2에는 본 해석에 사용된 N 기력발전소 터빈 로터의 유한요소모델을 나타내었다. 모델은 2차원 4절점 축대칭요소(ABAQUS의 경우 DCAX4, CAX4)를 사용하여 구성하였으며, 요소 수는 528개이다. 경계조건으로는 기하학적인 조건으로부터 대칭축 위의 모든 절점은 반경방향의 변위가 변화하지 않으므로 이를 구속하였으며, 대칭축상의 한 점에 대해서는 축방향 변위도 함께 구속하였다. Fig. 2에는 로터의 각 위치에 따른 경계조건 계

Table 1. Material properties of 1Cr1Mo0.25V steel.

Temp. (°C)	Yield Strength (MPa)	Young's Modulus (MPa)	Poisson's Ratio	Density (kg/m ³)	Conductivity (W/m°C)	Thermal Expansion Coeff.	Specific Heat (cal/kg°C)
100	627.84				41.441	11.2E-6	
200	598.41				-	11.7E-6	
300	578.79				41.023	-	
400	549.36	2.0601E5	0.3	7660	-	13.0E-6	599
500	490.50				37.674	13.5E-6	
600	362.97				35.581	13.7E-6	

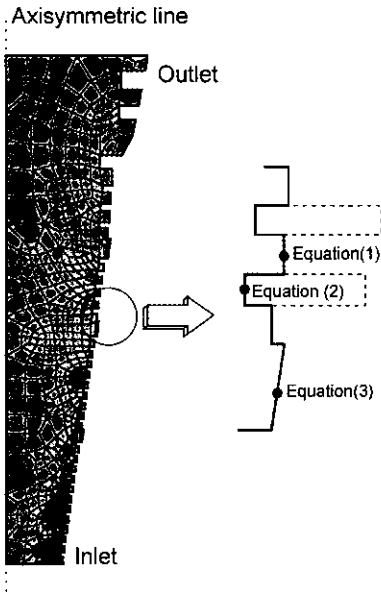


Fig. 2. Finite element model of turbine rotor for the analyzed power plant.

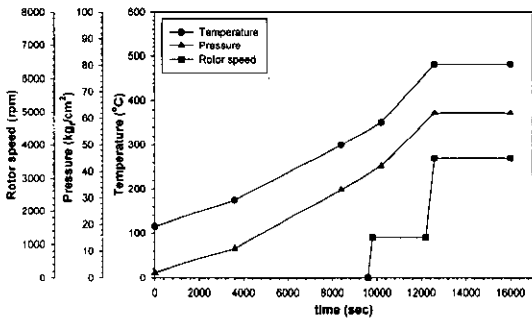


Fig. 3. Operating history of turbine rotor during cold startup.

산에 사용되는 식의 번호를 함께 표시하였다.

3-2. 증기의 온도, 압력

Fig. 3-4는 N 기력발전소의 실제 운전중 냉간기동과 열간기동시의 시간에 따른 증기의 온도, 압력 및 터빈 회전수의 변화를, Fig. 5-6은 강제냉각과 자연냉각시의 온도 및 압력의 변화를 각각 나타내고 있다.

정상운전시의 터빈의 입구, 1차출구, 2차출구, 3차출구에서의 증기 온도 및 압력은 알려져 있으며, 알려져 있지 않은 위치에서의 증기의 온도 및 압력은 각 단수를 고려하여 알려져 있는 값의 사이값을 보간함으로써 각 부분에서의 증기 특성을 전체 시간에 걸쳐서 결정하였다.

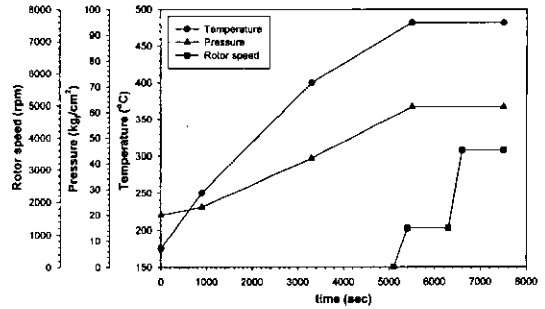


Fig. 4. Operating history of turbine rotor during hot startup.

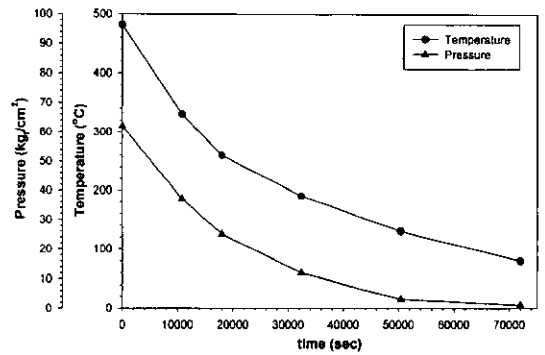


Fig. 5. Operating history of turbine rotor during shutdown (forced cooling).

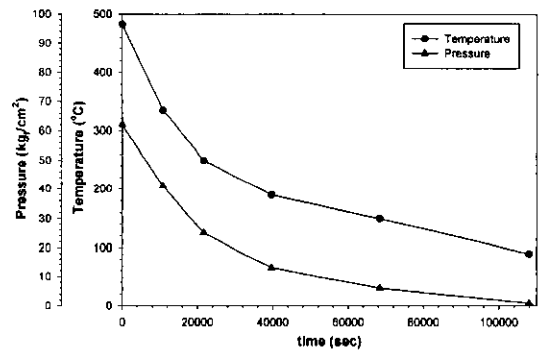


Fig. 6. Operating history of turbine rotor during shutdown (natural cooling).

4. 결과 및 토의

Fig. 7에 냉간기동시 터빈 로터의 온도 분포를 나타내었다. Fig. 7(a)는 가동 후 약 170분(10220초)이 경과하였을 때, Fig. 7(b)는 약 208분(12530초)이 경과하였을 때, Fig. 7(c)는 약 360분(21600초)이 경과하였을 때의 온도 분포를 각각 나타내었다. (a), (b)는 가동 조건

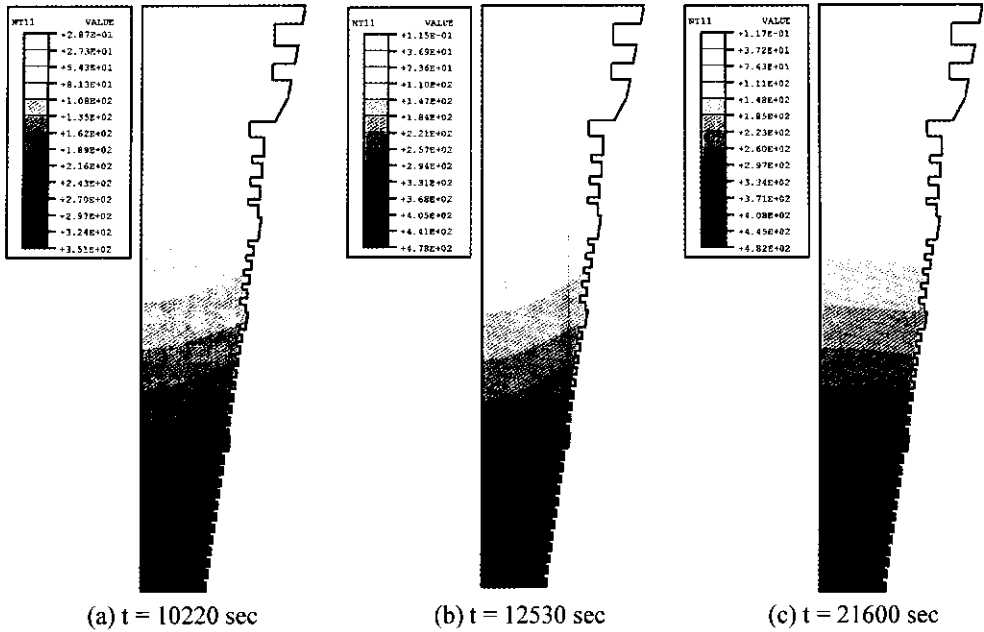


Fig. 7. Temperature distribution of turbine rotor during cold startup.

이 급격하게 변화하여 온도변화가 급격히 일어나는 시점을 나타내며 (c)는 가동 시작후 충분한 시간이 흘러 열적으로 정상상태에 가까워졌을 때의 로터 내부의 온도분포를 나타낸다.

Fig. 8에는 Fig. 7에 나타낸 그림과 동일한 시간에서의 Von Mises 응력 분포를 나타내었다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 로터 1단의 래비린스시일 아랫부분에서 가장 큰 열응력이 발생하였으며, 열간기동 및 강제냉각정

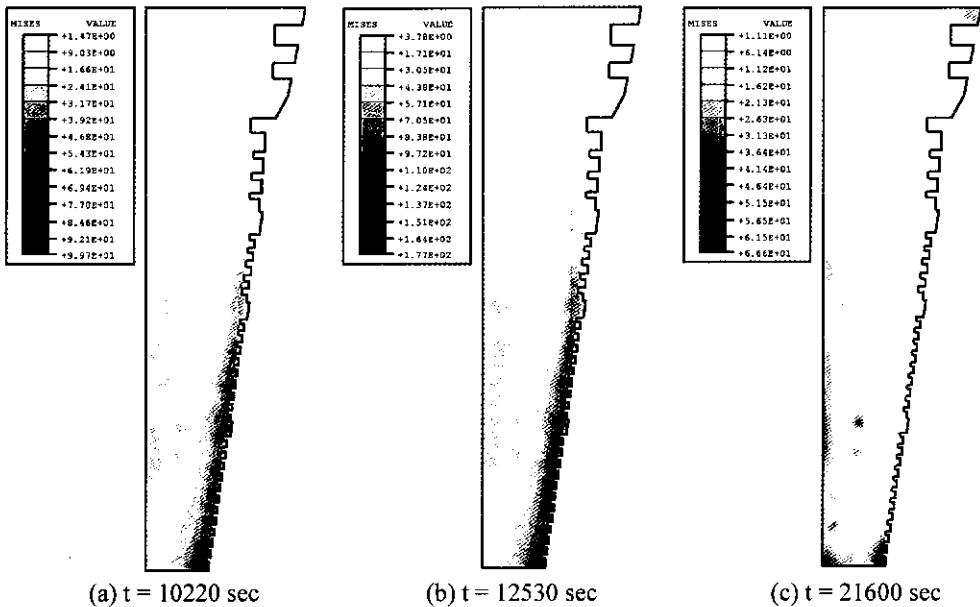
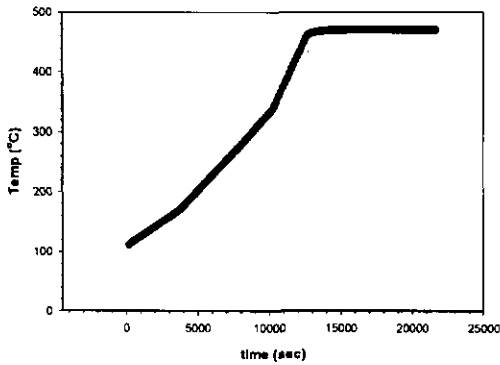
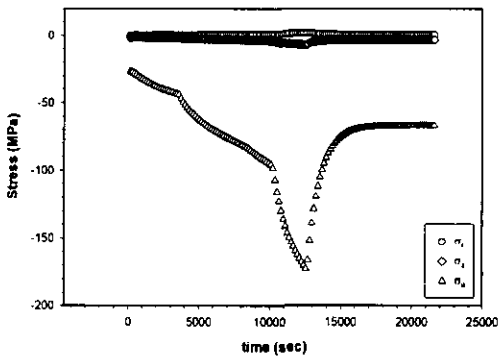


Fig. 8. Stress distribution of turbine rotor during cold startup.

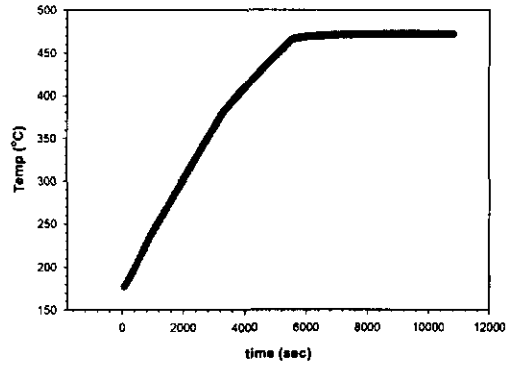


(a) Variation of temperature

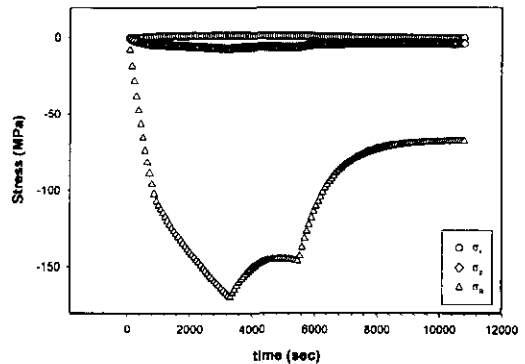


(b) Variations of stress

Fig. 9. Variations of temperature and stress at the critical location during cold startup.



(a) Variation of temperature



(b) Variations of stress

Fig. 10. Variations of temperature and stress at the critical location during hot startup.

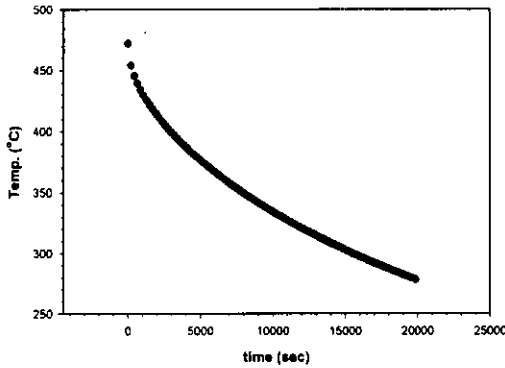
지, 자연냉각정지 해석결과에서도 동일한 부위에서 열응력이 가장 크게 나타났다.

Fig. 9~12에는 각 운전 형태별로 이 취약부위에서의 시간에 따른 온도 및 σ_1 , σ_2 , σ_3 등 각 응력성분별 변화를 나타내었다.

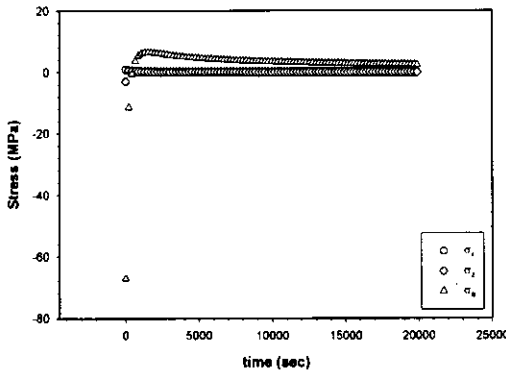
그림에서 보면, 기동시에는 초기에 로터 표면에 증기가 유입되고, 이 증기의 온도와 압력이 증가해 감에 따라 로터의 온도 및 열응력이 증가한다. 증기의 온도와 압력이 일정하게 유지되면 로터의 온도 역시 일정한 값으로 수렴해 가며, 응력도 점차 감소하여 정상상태에 이르는 것을 알 수 있다. 기동시 최대 응력은 냉간기동시 온도 및 압력이 가장 높은 시간에서 172.7 MPa의 원주방향 압축응력, 171.1 MPa의 Von Mises 응력이, 정상상태에서는 66.7 MPa의 원주방향 압축응력, 66.1 MPa의 Von Mises 응력이 최대 응력으로 작용되는 것으로 평가되었다. 열간기동시 로터에 작용하는 응력 수준이 냉간기동시와 거의 비슷한 것으로 평가되었는데, 이는 실제 운전조건에서 냉간기동과 열간기동의 초기 온도값 차이가 크지 않으며, 열간기동시의 온도변화율이 냉간기동

의 경우보다 크기 때문이다. 즉, 온도변화율은 냉간기동시 367°C, 열간기동시 307°C로 냉간기동의 경우가 크지만 시간에 따른 온도변화율은 냉간기동시 1.75°C/min, 열간기동시 3.35°C/min로 열간기동의 경우가 더 크다. 운전정지시에는 증기의 온도와 압력이 갑자기 감소하게 되므로 로터 외표면에서 순간적으로 원주방향으로 인장응력이 발생하며, 시간이 경과함에 따라 응력이 0으로 수렴해 가는 것을 알 수 있다. 운전정지시 최대 응력은 강제냉각시 6.47 MPa의 원주방향 인장응력, 6.40 MPa의 Von Mises 응력이 작용되는 것으로 평가되었다. 자연냉각시의 온도 냉각곡선은 냉각초기에 강제냉각시의 곡선과 큰 차이가 없으므로, 냉각시의 열응력은 두 경우 크게 다르지 않았다. Table 2에 해석 결과를 요약하여 취약 부위로 평가된 터빈 로터 1단의 래비린스시일 아랫부분의 응력을 정리하였다.

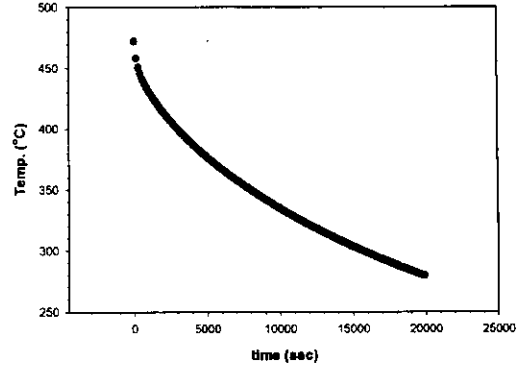
임 등^[6]의 해석 결과를 보면 200~300 MW급 터빈로터의 경우 1단후 표면에서 기동시 최대응력은 약 300 MPa 정도이었으며, 김 등^[7]의 해석 결과에서는 240 MPa 정도



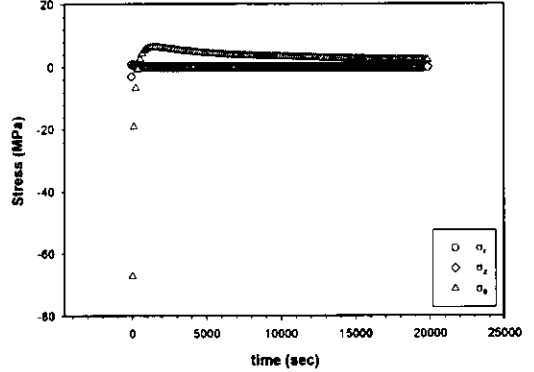
(a) Variation of temperature



(b) Variations of stress



(a) Variation of temperature



(b) Variations of stress

Fig. 11. Variations of temperature and stress at the critical location during shutdown (forced cooling).

Fig. 12. Variations of temperature and stress at the critical location during shutdown (natural cooling).

이었다. 본 연구 결과에서는 10 MW급 로터의 경우에는 발생 열응력이 170 MPa 정도로 계산되었다. 따라서 대형 로터에 비해서는 비교적 작은 열응력이 발생됨을 알 수 있다.

터빈로터가 운전 중에 받은 총수명손상은 다음 (5)식을 사용하여 피로에 의한 수명소비율과 크리프에 의한 수명소비율을 선형적으로 합산함으로써 구할 수 있다¹³⁾.

$$\sum \frac{n}{N} + \sum \frac{t}{t_c} = D \quad (5)$$

여기서, n: number of reversals of a specific loading
 N: fatigue life under the loading
 t: total duration of a specific loading
 t_c: maximum allowed time under the loading

이다. 앞 절에서 계산된 응력값을 사용하여 NRIM 크리프 파단 데이터 및 피로수명 데이터를 사용하여 터빈 로터의 수명을 계산할 수 있다¹⁴⁾. NRIM 크리프 파단 데이

Table 2. Results of stress analyses for turbine rotor at the critical location.

Stress (MPa)	Cold startup		Hot Startup		Shutdown (forced cooling)	Shutdown (natural cooling)
	Max.	Steady	Max.	Steady	Max.	Max.
Radial	1.93	0.77	1.77	0.77	0.01	0.01
Axial	-6.92	-2.91	-6.74	-2.91	0.20	0.20
Hoop	-172.70	-66.71	-169.70	-67.05	6.47	6.46
Von Mises	171.10	66.07	168.10	66.40	6.40	6.39

터에서 CrMoV 로터강의 482°C에서의 정상상태 응력에서의 크리프 수명은 10,000,000시간 이상이다¹⁾. 현재까지 약 154,320시간 사용하였으므로 크리프 수명소비율은 약 1.5% 정도이다. 또한 피로수명 데이터에서 기동 및 운전정지시의 응력변동 범위는 피로한도 이하이므로 피로수명 소비율을 고려하지 않아도 된다.

그러나, 로터의 수명평가시에는 본 논문에서 계산한 열응력 외에도 로터 회전에 따른 블레이드의 원심력에 의한 응력 등도 고려해야 하고, 로터 재료의 고온열화에 따른 수명의 감소 및 안전율 등을 고려하여야 한다. 또한 (5)식의 누적수명손상 평가식은 재료에 따라 알맞은 식¹⁰⁾을 사용하여야 하며, 이는 설비 관리자 또는 관련 기준에 따라 결정되어야 할 사항이다.

5. 결 론

본 연구결과 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 10 MW급 N 기력발전소 터빈 로터의 다양한 기동 형태에 대한 응력 분포를 계산하는 사용자 부프로그램을 작성하였다.

(2) 냉간기동, 열간기동 및 강제냉각, 자연냉각 조건에 대하여 시간에 따른 터빈 로터의 온도분포와 응력분포를 해석하였다.

(3) 응력을 가장 많이 받는 취약부위는 로터 1단의 래비런스시일 앵커부분이었으며, 이 취약부위에서 발생하는 열응력은 200~300 MW급의 로터에서 발생하는 열응력보다 작게 나타났다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터와 한국표준과학연구원 시설안전계

측연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 윤필기, 정동관, 윤기봉: "화력발전소 보일러 고온헤더의 실시간 수명감시 시스템 개발", 에너지공학 제 8권 제4호 (1999).
2. 전재영: "파괴 및 피로해석을 통한 터빈 로우터의 운전수명 계산", 대한기계학회논문집, 제11권 제4호, pp. 537-548 (1987).
3. Viswanathan, R.: "Damage Mechanics and Life Assessment of High-Temperature Components", ASM International (1989).
4. 임종순, 허승진, 정경렬, 이규봉, 유영민: "발전용 터빈 로우터의 수명예측을 위한 열응력 해석", 대한기계학회논문집, 제14권 제2호, pp. 276-287 (1990).
5. 김현수, 김영진, 서명원, 홍경태: "발전용 고압터빈 로터의 수명예측을 위한 프로그램의 개발", 대한기계학회논문집 A권, 제23권 제3호, pp. 434-441 (1999).
6. 박재실, 석창성, 서명원, 홍경태: "터빈로터 수명예측 프로그램의 개발 및 민감도 분석", 대한기계학회논문집 A권, 게재예정 (2000).
7. "ABAQUS Users Manual", Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. (1998).
8. 허성강 외: "터빈-로터 수명예측에 관한 연구", 한국과학기술원 (1987).
9. "NRIM Creep Data Sheet No.9B", NRIM (1990).
10. Holdsworth, S.R.: "Improving the effectiveness of creep-fatigue assessment procedures", IMechE Seminar Publication-Remanent Life Prediction., pp. 105-116 (1998).