

〈論 文〉

발전용 터빈 로우터의 수명예측을 위한 열응력 해석

임종순* · 허승진* · 정경렬* · 이규봉* · 유영면*

(1989년 10월 16일 접수)

Thermal Stress Analysis for Life Prediction of Power Plant Turbine Rotor

J.S. Im, S.J. Heo, K.R. Chung, G.B. Lee and Y.M. Yoo

Key Words : Turbine Rotor(터빈 로우터), Thermal Stress Analysis(열 응력 해석), Heat Transfer Analysis(열 전달 해석), Life Prediction(수명 예측), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Operating Condition(운전조건)

Abstract

In this paper research result of transient thermal stress analysis of power plant turbine rotors for life prediction under severe operating conditions is presented. Galerkin's recurrence scheme is used for numerical solution of discretized FEM equation of transient heat conduction equation. Boundary conditions for the equation and operating conditions are intensively investigated for accurate life prediction of turbine rotors in operation. A computer program for on-site application is developed and tested. Distribution of thermal stress in turbine rotors during various operating condition is analyzed with the program and it is found that the peak thermal stress appears during cold start conditions at the first stage of high pressure rotors.

기 호 설 명

- | | |
|---------------------------------------|--|
| $\{a\}$: 절점 변위 벡터 | $[K]$: 전체 강성행렬 |
| $[B]$: 벡터 연산 행렬 | $[K_h]$: 전체 열전도 행렬 |
| C_r : 로우터 재료의 단위 비열(J/kg) | $[\bar{K}]$: 축차 열전도 행렬 |
| C_s : 기동 증기 단위 비열(J/kg) | $\{L_h\}$: 미분 연산 벡터 |
| $[C^e]$: 요소 단위 비열 행렬 | \dot{M} : Diaphragm 누수 증기 유량(kg/sec) |
| $[C_h]$: 전체 단위 비열 행렬 | $\{N\}$: 형상함수 |
| d : 로터 직경(m) | n : 축차수 |
| $[D]$: 응력-변형도 관계 행렬 | $\{Q\}$: 전체 열원 벡터 |
| $[D_h]$: 재료 물성치 행렬 | $\{Q^e\}$: 요소 열원 벡터 |
| $\{f\}$: 하중 벡터 | Re : Reynold수 |
| $\{\bar{f}\}$: 축차 열원 벡터 | r : 원통 좌표계 ($r-z$)에서의 반경방향 좌표 |
| h : 열전달 계수(J/m ² sec °C) | r_a : 로우터 디스크 평균 반경 |
| K_B : 블레이드 재료의 열전도 계수(J/m sec°C) | r_o : 로우터 반경 |
| K_r : 로우터 재료의 열전도 계수(J/m sec°C) | T : 온도(°C) |
| | $\{T\}$: 전체 절점 온도 |
| | $\{T^e\}$: 요소 절점 온도 |
| | t : 시간(sec) |

*정회원, 한국과학기술연구원 기계시스템연구실

u	: Diaphragm 누수 증기의 속도 (m/sec)
W	: 로우터와 diaphragm 사이 간격 (m)
z	: 원통좌표계 ($r-z$)에서의 축방향 좌표
z_0	: 로우터 디스크와 터빈 케이스 내벽사이 간격 (m)
α	: 열 팽창계수
α_h	: 가중치
η_r	: r 방향 수직단위 벡터
η_z	: z 방향 수직단위 벡터
δ_s	: Diaphragm 밀폐간극(seal clearance) (m)
δ	: 변분 연산자
ρ_r	: 로우터 재료의 비중 (kg/m^3)
ρ_s	: 가동증기의 비중 (kg/m^3)
ω	: 로우터의 회전속도 (rad/sec)
Ω	: 전체 문제의 영역
Ω^e	: 요소 영역
Γ	: 전체 문제의 경계 영역
Γ^e	: 요소 경계 영역
$\{\epsilon_0\}$: 열 변형도 벡터
μ	: 기동증기의 점성 (kg/m sec)
ν	: 기동증기의 동점성 (m^2/sec)

1. 서 론

국내에 원자력 발전소들이 건설되어 기저 발전 수요를 담당하게 됨에 따라 지금까지 기저 발전용으로 이용되어온 대형 화력발전소들은 점차 전체 전력 수요의 급격한 변화를 만족시키기 위해 발전소의 빈번한 기동 및 운전정지가 요구되는 주기운전용으로 그 역할이 전환되고 있는 중이다⁽¹⁾.

대형 화력발전기가 빈번한 기동 및 정지와 같은 과도 상태에 놓이게 되면 발전 설비 각 부위에는 급격한 온도변화에 따른 큰 열응력이 발생하게 되는데, 주기운전의 횟수가 커지게 되면 이 열응력에 의한 열피로 손상이 누적되어 수명이 단축되게 된다. 이 열피로 손상을 최소화하기 위해서는 발전설비의 온도 변화를 완화시켜 발생하는 열응력의 크기를 작게하는 것이 기본적인 방법이다. 그러나 이 경우 연료소모의 증가는 물론 전력 수요의 변동에 민첩하게 대처하기 힘들 뿐만 아니라, 전체 전력시스템 운영의 경제적인 측면에서 기동 및 정지의 신속성이 더욱 요구되고 있으므로 주기운전과 이로 인한 과도한 열피로 손상의 발생이 불가피한 실정이다. 이와같은 과도한 운전 조건으로 주기 운전

을 실시하는 경우 발전설비의 안전성이 문제가 될 수 있는데, 지금까지 국내의에서 간헐적으로 발생하는 각종 파손 사고가 이를 간접적으로 뒷받침하고 있다⁽¹⁾. 따라서 빈번한 주기운전이 예상되는 발전설비 가운데 특히 기저부하용으로 설계된 발전설비의 경우 설계 운전 조건보다 훨씬 가혹한 운전조건으로 사용되므로 이에 따른 안전성 평가를 통해 운전 성능의 향상 및 안정된 전력 공급계획을 수립할 필요가 있다.

주기 운전시 발전설비에서 비교적 큰 응력 발생이 예상되는 부위는 온도구배가 심한 후유부로서 드럼, 헤더 및 터빈 로우터 등을 들 수 있는데 이들중 터빈로우터는 제작단가가 매우 높을 뿐 아니라 운전조건의 변화에 직접적인 영향을 받는 부분으로 이의 수명을 좌우한다⁽²⁾. 따라서 운전조건에 따른 운전성능 및 안전성 평가는 일차적으로 터빈 로우터에 발생하는 열피로 손상 정도를 도출함으로써 가능해진다.

본 연구에서는 주기 운전시 터빈 로우터에 발생하는 열 피로 손상을 예측하기 위해서 유한요소법을 이용한 과도 상태의 열 전달 및 열응력 해석 방법을 정립하였다. 이를 사용하여 기저 부하용으로 설계되었으나 주기운전용으로 역할이 전환된 평택 및 울산화력의 실제 기동조건에 대해 대상 터빈 로우터의 열응력 해석을 수행한 결과 운전 성능의 향상에 중요한 정보가 되는 최대응력 발생 시점을 규명할 수 있었다. 또한 본 연구에서는 운전조건에 따라 발생하는 열응력 및 열 피로손상을 정량적으로 도출하여 운전성능의 평가에 용이하게 이용될 수 있을 뿐 아니라, 운전실적을 토대로한 발전기의 잔류수명을 예측함으로써 발전기의 사고예방 및 대체시기의 추정이 가능함을 보였다.

2. 해석 이론

운전중인 터빈 로우터에 발생하는 응력은 원심응력, 자중에 의한 응력, 비틀림 응력, 그리고 열응력 등을 들 수 있다. 이들중 자중 및 비틀림에 의한 응력은 열응력에 비해 무시할 수 있을 정도로 작기 때문에 일반적으로 수명예측을 위한 터빈 로우터의 응력계산에 고려하지 않는다^(1,3).

원심력은 회전속도에 비례하므로 최고속도인 정상상태에서 최대가 되는데 이로 인한 응력분포는 로우터보어 부분에서 최대가 되고 표면에 가까와질

수록 0값에 접근한다. 따라서 본 연구의 주된 목적이 주기 운전조건에 따른 열피로 손상의 해석에 있고 최대응력 발생부위가 로터 표면이므로, 여기서는 수명예측을 위해 열응력만을 고려하였다.

과도상태에 있는 터빈로우터의 열응력 해석은 그 내용에 따라 크게 두 부분으로 구성되는데 고온의 기동중기로부터의 열유입에 의한 터빈로우터 내부에 발생하는 온도분포를 구하는 열전달 해석과 이 온도 분포로부터 열하중 및 응력을 구하는 열응력 해석이 그것이다.

2.1 열전달 해석

(1) 열전도 방정식

열전도 계수가 등방성을 가지며 온도의 함수가 아닌 경우 원통 좌표계에서의 열전도 방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$\rho_r C_r \frac{\partial T}{\partial t} = K_r \left[\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \text{ in } \Omega \quad (1)$$

경계조건은

$$K_r \left(\frac{\partial T}{\partial r} \eta_r + \frac{\partial T}{\partial z} \eta_z \right) = h(T - T_B) \text{ on } \Gamma \quad (2)$$

이다. 가상일의 원리를 이용하여 윗식에 대한 적분 방정식은 식 (1), (2)가 결합되어 다음과 같이 구해진다⁽⁴⁾.

$$\int_{\Omega} \left[\rho_r C_r \delta T \frac{\partial T}{\partial t} + \{L_h\}^T \delta T (\{D_h\} \{L_h\} T) \right] d\Omega = \int_{\Gamma} \delta T h (T_B - T) d\Gamma \quad (3)$$

여기서

$$\{L_h\} = \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial}{\partial r} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{array} \right\} : \text{Vector operator}$$

$$[D_h] = \begin{bmatrix} K_r & 0 \\ 0 & K_r \end{bmatrix} : \text{Material property matrix}$$

를 뜻한다.

(2) 유한요소 방정식

전체영역에 대하여 요소 분할을 하면 하나의 유한요소 안에서의 온도는 요소 결점 온도를 사용하여 다음과 같이 근사화시킬 수 있다.

$$T = \{N\}^T \{T^e\} \quad (4)$$

식 (4)를 식 (3)에 대입하면 다음의 요소 방정식을 구할 수 있다.

$$[C^e] \{\dot{T}^e\} + [K^e] \{T^e\} = \{Q^e\} \quad (5)$$

여기서

$$[C^e] = \int_{\Omega^e} \rho_r C_r \{N\} \{N\}^T d\Omega : \text{Element specific heat matrix} \quad (6)$$

$$[K^e] = \int_{\Omega^e} [B_h]^T [D_h] [B_h] d\Omega + \int_{\Gamma^e} h \{N\} \{N\}^T d\Gamma : \text{Element conductivity matrix} \quad (7)$$

$$\{Q^e\} = \int_{\Gamma^e} T_B h \{N\} d\Gamma : \text{Element heat flow vector} \quad (8)$$

$$[B_h] = \{L_h\} \{N\}^T \quad (9)$$

을 나타낸다. 각각의 요소에 대하여 식 (5)의 요소 방정식을 구하고 이를 조합하면 전체 유한요소 방정식이 식 (5)와 같은 형태로 다음과 같이 얻어진다.

$$[C_h] \{\dot{T}\} + [K_h] \{T\} = \{Q\} \quad (10)$$

(3) 상미분 방정식의 해법

식 (10)과 같은 시간에 대한 1차 상미분 방정식의 해를 구하기 위해 2점 축차해법(two point recurrence scheme)을 적용하면 다음의 축차선형 방정식을 유도할 수 있다⁽⁴⁾.

$$[\tilde{K}] \{T\}_{n+1} = \{\tilde{f}\} \quad (11)$$

여기서

$$[\tilde{K}] = [C_h] + [K_h]_{n+1} \Delta t a_n : \text{Iterative heat conductivity matrix}$$

$$\{\tilde{f}\} = ([C_h] + [K_h]_n \Delta t (1 - a_n)) \{T\}_n + ((1 - a_n) \{Q\}_n + a_n \{Q\}_{n+1}) : \text{Iterative heat flow vector}$$

$$a_n : \text{weighting factor}$$

를 나타내며 첨자 n , $n+1$ 은 각각 시간이 t_n , t_{n+1} 일 때를 의미한다. 따라서 주어진 시간에 대해서 식 (11)로 표현된 선형방정식을 축차적으로 풀어감으로써 과도 상태의 온도분포를 원하는 시간영역에서 구할 수 있다.

본 연구에 사용한 방법은 Galerkin의 방법으로 $a_n = 2/3$ 이다.

2.2 응력해석

일반적인 응력해석을 위한 유한요소 방정식은 열전달에 대한 그것과 마찬가지로 가상일의 원리를 이용하여 다음과 같이 유도할 수 있다⁽⁴⁾.

$$[K] \{a\} = \{f\} \quad (12)$$

여기서 강성행렬 및 열하중 벡터는 각 요소에 대해

여 다음 식으로 주어진다.

$$[K^e] = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (13)$$

$$\{f\} = \int_{\Omega^e} [B] [D] \{\epsilon_0\} d\Omega \quad (14)$$

식 (14)의 열 변형률 벡터 $\{\epsilon_0\}$ 는 온도분포로부터 다음식으로 계산된다.

$$\{\epsilon_0\} = [\alpha \Delta T, \alpha \Delta T, \alpha \Delta T, 0]^T$$

윗식에서 ΔT 는 열전달 해석결과로부터 구해진다. 한편 열응력 값은 식 (12)의 결과로 얻어지는 변위로부터 다음 식으로 구해진다.

$$\{\sigma\} = [D] ([B] \{a\} - \{\epsilon_0\}) \quad (15)$$

2.3 전체 시스템 방정식의 해법

식 (11), (12)에 나타난 바와 같은 선형 방정식의 해법으로 본 연구에서 채택한 것은 광역 행렬 부호 분해기법(the sparse matrix symbolic factorization technique)이다⁽⁶⁾. 이 기법은 0값이 아닌 요소들만을 계산에 고려하므로 여타 방법과는 달리 절점 및 요소 번호 배열에 유의할 필요가 없어 해

석을 위한 모델작성과 입력자료 준비가 용이하고 행렬의 분해(factorization) 과정을 0가 아닌 요소의 배열 정보만으로 결정해 놓기 때문에 식 (11)과 같이 행렬의 배열 형태는 일정하게 유지하면서 각 요소값이 계속 변하는 경우의 축차적 해를 구하는데 장점이 있다.

3. 터빈 로우터의 모델링

3.1 터빈 로우터의 유한요소 모델

본 연구에서 선정한 터빈 로우터는 현재 주기 운전용으로 전환된 증기 터빈 발전기 가운데 운전기록을 구할 수 있는 울산화력 및 평택화력의 고압단(HP)이다. Fig. 1과 2는 열전달 해석 및 열응력 해석을 위해 작성된 각 터빈 로우터의 유한요소 모델을 나타내며, Table 1에 유한요소 정보를 정리하였다. 모델링 및 해석에 사용된 유한요소는 등방 4절점 축대칭 요소(isoparametric 4 node axisymmetric elements)이다. Table 1에서 열전달 경계

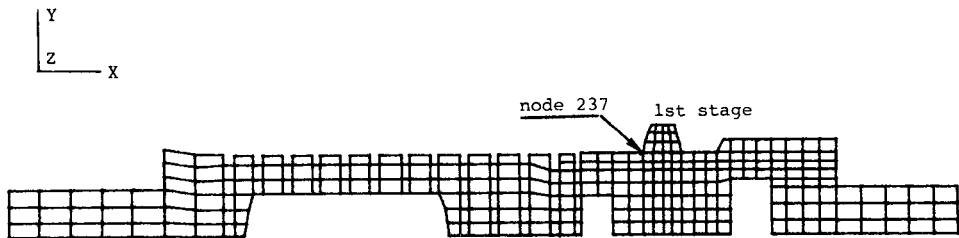


Fig. 1 Model of HP turbine rotor in Ulsan power plant

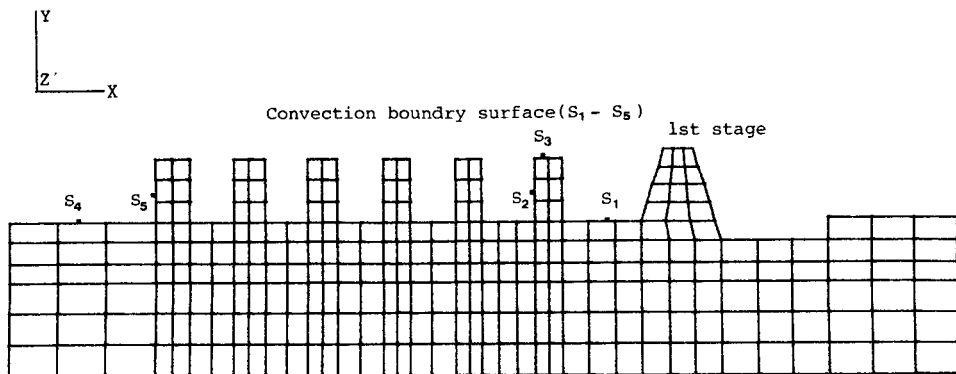


Fig. 2 Model of HP turbine rotor in Pyungteak power plant

Table 1 The information of finite element models for turbine rotors

Turbine rotor	Element number	Node number	Convection boundary element number
Ulsan HP	276	368	100
Pyungteak HP	273	341	84

요소는 열전달 해석을 위해 터빈 로우터와 기동 증기가 접하는 면을 모델링하기 위해 사용된 선 요소이다.

3.2 경계조건

(1) 열전달 해석의 경계조건

터빈 로우터에서 열전달이 일어날 수 있는 경계 부위는 기동증기와 접하는 로우터 표면 이외에 중심부위 및 터빈 양 끝단을 들 수 있다. 그러나 중심부위의 밀폐공기 비열이 매우 작고 열전달 계수 역시 로우터 표면에 비해 현저히 작으므로 이 부분에 대한 열교환은 무시할 수 있다. 또한 양 끝단은 밀폐공기에 의해 온도가 충분히 낮아지므로 양끝단에서 열평형이 이루어진다고 가정하였다. 따라서 터빈 로우터의 전체 경계조건은 로우터 표면만으로 국한시켰다.

로우터 표면에서의 열전달계수를 이론적으로 구하는 것은 거의 불가능하므로 본 연구에서는 터빈 로우터와 유사한 회전축계에 대한 대류 열전달 계수를 무차원화하여 구한 실험식으로부터 로우터 표면에 열전달계수를 결정하였다. 다음은 본 연구에 사용된 로우터 표면 각 부위에서 열전달 계수를 구하는 식들이다.

○Diaphragm 아래 부분(S_1)⁽⁶⁾

$$h = \frac{1}{35.2} (K_s/2\delta_s) (2ud/\mu)^{0.8} \quad (16)$$

○Diaphragm 좌우의 로우터 디스크(S_2)⁽⁷⁾

$$h = (\dot{M}C_s/2\pi r_0 W) (\mu W/\dot{M})^{0.65} [(66+30 \cdot (r_0^2 \omega \rho_s/M))/(\dot{M}/\mu W)] \quad (17)$$

○블레이드 부착부분(S_3)⁽⁶⁾

$$h = 2K_B/9\pi r_0 \quad (18)$$

○로우터의 축부분(S_4)⁽⁸⁾

$$h = 0.0843 (K_s/r_0) (\pi \omega r_0^2/\nu)^{0.7} (MC_s/K_s)^{0.35} \quad (19)$$

Table 2 Material properties of HP turbine rotors and blades

Rotor	Heat conductivity (J/sec m°C)	34.33
	Density (kg/m³)	7,830
	Specific heat capacity (J/kg)	599
	Yung's Modulus (MPa)	1.7934×10^{11}
	Poison's ratio	0.3
Blade	Heat conductivity (J/sec m°C)	34.33

○ S_2 를 제외한 로우터 디스크(S_5)⁽⁹⁾

$$h = \begin{cases} (K_s/r_0) [0.336(\rho_s \omega r_0^2/\mu)^{0.505}] [0.6 + 2.4(z_0/r_0)] & \text{if } (z_0/r_0) < 0.167 \text{ and } Re < 2 \times 10^5 \\ (K_s/r_0) [160 + 3511 \tan h [(\rho_s \omega r_0^2/\mu - 2 \times 10^5)/4 \times 10^6]] [0.6 + 2.4(z_0/r_0)] & \text{if } (z_0/r_0) < 0.167 \text{ and } Re > 2 \times 10^5 \\ 0.0267(K_s/r_0) (r_a/r_0)^{1.6} (\mu C_s/K_s)^{0.6} \times (\rho_s \omega r_0^2/\mu)^{0.8} & \text{if } (z_0/r_0) > 0.167 \end{cases} \quad (20)$$

이상의 열전달 계수가 적용되는 터빈 로우터의 경계표면 S_1 - S_5 의 위치를 Fig. 2에 나타내었다.

(2) 응력해석의 경계조건

변위 구속 조건으로서 대칭성을 고려하여 회전축 상에 놓여 있는 모든 절점의 반경방향 변위를 구속하였다. 그리고 회전축상의 임의의 한 절점에 대해서 축방향 변위를 구속하여 강체 모우드를 제거하였다.

3.3 터빈 로우터 재질의 물성치

해석대상인 터빈 로우터 및 블레이드의 재질은 1% CrMr 계통의 저합금강으로서 각각의 물성치는 Table 2에 정리하였다.

4. 열응력 및 열피로 손상 해석 프로그램

주기운전시 터빈로우터에 발생하는 열응력 및 열피로 손상 해석을 위해 개발된 프로그램 ROLPAS의 흐름도를 Fig. 3에 나타내었다. 해석과정의 각 단계를 크게 구분하여 설명하면 다음과 같다.

(1) 터빈 로우터의 기하학적 형상 및 재질의 물성치로 열전달 및 열응력 해석용 유한 요소 모델을

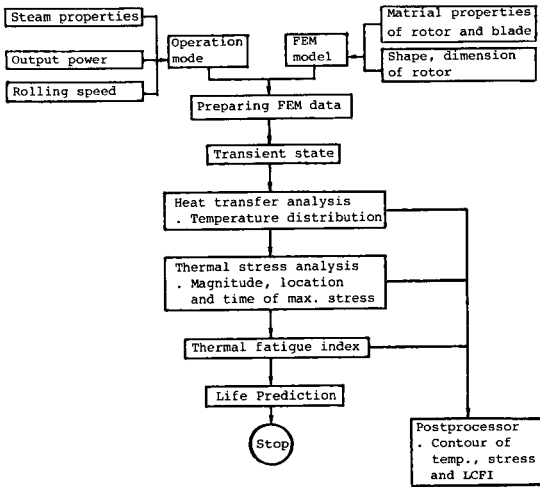


Fig. 3 Schematic flow chart of Rotor Life Prediction Analysis System(ROLPAS)

작성한다. 그리고 운전조건인 기동중기와 밀폐중기의 물성치, 로터의 회전속도와 발전기 출력을 입력 자료화하여 열전달 해석의 경계조건을 완성한다.

(2) 시간 진행에 따라 축차적 열전달 해석을 수행하여 로우터 전 부위의 온도분포를 결정한다.

(3) 터빈 로우터의 온도분포로부터 열하중을 계산하고 이를 하중조건으로 한 응력 해석을 수행하여 최대 응력 발생 시점과 그 최대응력값을 구한다.

(4) 최대응력 값으로부터 열피로 손상량을 저주기 피로수명 소비율을 사용하여 구한다. 수명소비율 계산식은 부록에 설명하였다.

(5) 최종적으로 이상의 해석결과와 이해를 돕기 위해 개발된 후처리 프로그램을 이용하여 온도분포, 응력분포와 수명소비율 분포를 터빈로우터상에 도시한다.

5. 해석결과 및 검토

5.1 해석결과의 검증

ROLPAS의 신뢰성 검토를 위해서 먼저 간단한 예제에 의해 ROLPAS의 해석결과와 이론해 및 상업용 유한요소 해석 프로그램 ASKA*의 해석결과와 비교하였다. 예제는 초기온도 10°C인 반경 1m 인 구가 일정온도 0°C를 유지하는 유체속에 놓여져 있을 때 과도상태의 온도 및 열응력 분포를 구하는 문제이다. Table 3에는 10초 후의 해석결과를 정리하였다. 여기서 열전달 해석의 시간 증분은 1초이다.

ROLPAS의 열전달 해석결과는 이론해⁽¹⁰⁾ 및 ASKA의 해석결과와 잘 일치하였다. 그러나 열응력 해석에 대해서는 ROLPAS의 해석결과와 비교 검토할 이론해가 없기 때문에 ASKA의 해석결과와 비교하였는데 최대응력 발생점(반경 0)의 오차가 1.8%로서 매우 작았으며 이를 통해 ROLPAS 프로그램의 열응력 해석부분 자체의 신뢰성은 확인하였다.

한편 ROLPAS 프로그램을 사용한 터빈로우터 열전달 해석의 정확성을 재확인하기 위하여 울산화력 발전소에 설치되어 있는 터빈로우터 표면온도의 근사측정 장치⁽¹¹⁾의 실측 온도와 해석결과를 비교하였다. Fig. 4는 주기운전의 한 유형인 냉기 기동시의 운전 조건을 나타내는데 이 운전조건에 대한 해석결과로서 2개의 실측장치와 가장 인접한 절점

*ASKA : Automatic System for Kinematic Analysis, IKO software service GmbH, Stuttgart, Saab-Scania AB, Aircraft Division Linkoping

Table 3 Analysis results of the verification problem

	Radius(m)	0	0.167	0.33	0.5	0.67	0.83	1.00
Heat transfer analysis $t = 10 \text{ sec}$ $t = 1 \text{ sec}$ °C	Exact solution	3.065	2.992	2.778	2.440	2.010	1.519	1.009
	ASKA	3.474	3.367	3.122	2.744	2.263	1.712	1.137
	ROLPAS	3.302	3.148	2.901	2.538	2.086	1.574	1.044
Thermal stress analysis (tangential component) N/m	ASKA	-154.30	-149.40	-119.95	-72.01	-10.20	58.53	141.4
	ROLPAS	-157.16	-139.80	-112.41	-67.471	-10.404	53.441	129.44

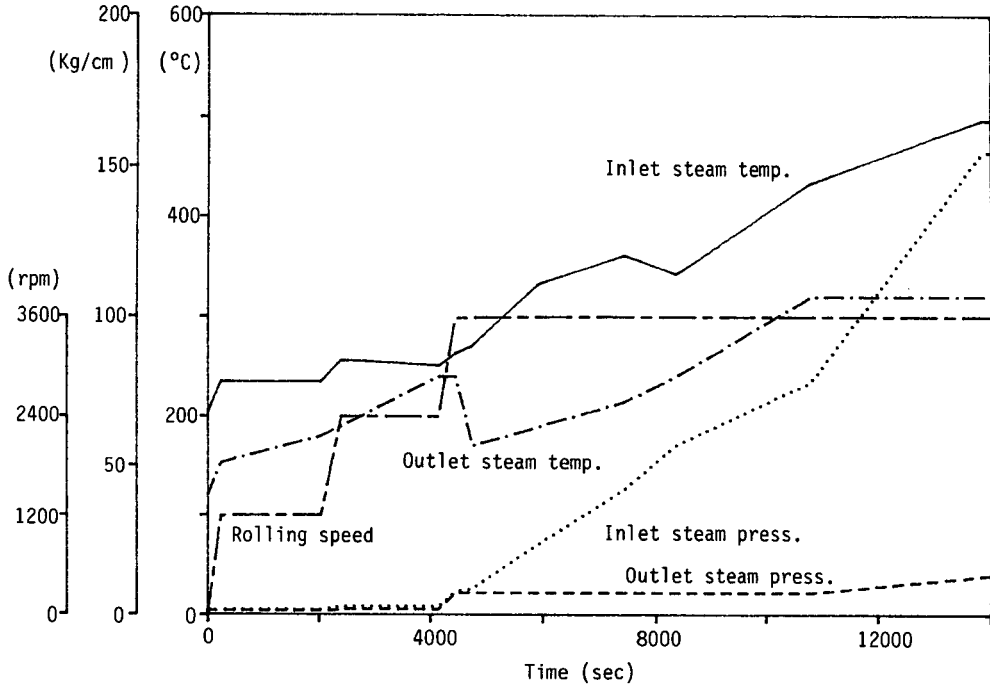


Fig. 4 Cold starting procedure of Ulsan HP turbine rotor

237의 (Fig. 1 참조) 온도변화 과정을 구했다. 여기서 전체 해석의 시간구간은 135000초이며 시간증분은 200초이다. Fig. 5에 2개의 실측온도와 해석결과를 도시하였는데 해석을 위해 경계조건을 근사화한 관계로 상호 약간의 온도차이는 나타나지만 전반적으로 온도 변화양상이 잘 일치하고 있음을 보여준다. 이로써 터빈로우터의 모델링을 포함한 열

전달 해석의 제반 과정에서 큰 오차가 없음을 알 수 있다.

동일한 유한요소 모델에 대하여 열전달 해석과 열응력 해석을 수행할 경우, 두 해석 결과의 정확도는 대체적으로 유사하다고 볼 수 있다. 즉, 열전달 문제와 열응력 문제는 모두 2차 타원형 문제이므로 동일한 형상함수를 이용하여 유한요소해석을 수행할 경우, 해석 오차의 차수(order) 역시 동일하기 때문이다⁽¹²⁾. 따라서 기동시 터빈로우터에 발생하는 열응력에 대한 실측값과 해석결과의 직접적인 비교는 불가능하지만 열전달 해석 결과의 비교 검토결과로부터 응력해석 결과의 타당성은 간접적으로 확인할 수 있다.

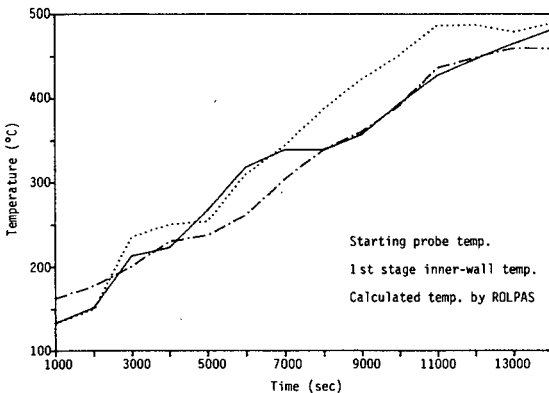


Fig. 5 Comparison of temperature changes measured and calculated

5.2 열응력 해석 결과

운전 유형에 따라 터빈로우터에 발생하는 열응력 및 수명소비율을 조사하기 위해 평택화력 고압단에 대하여 2개의 대표적인 기동조건에 열응력 해석을 수행하였다. 각각의 축차시간 증분은 200초이다.

Fig. 6은 첫번째 해석에 채택된 냉기기동 곡선 (기동조건 I)을 나타내는데 기동시 초기터빈의 1단후 표면온도는 약 130°C이다. 해석결과 최대응력

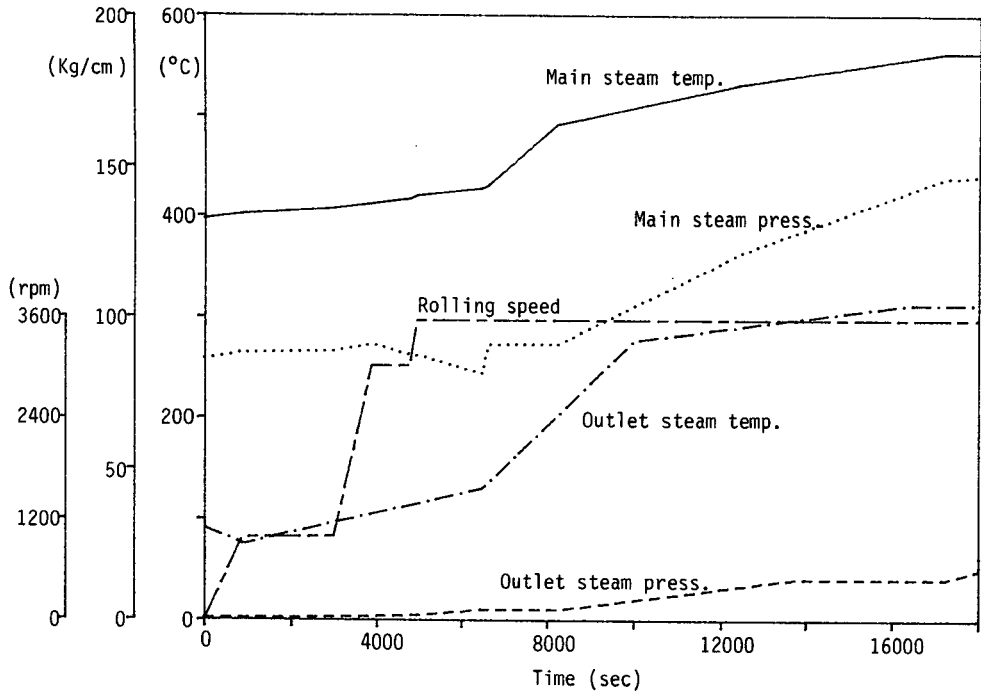
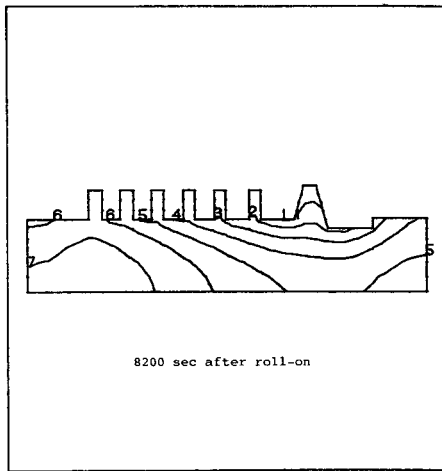
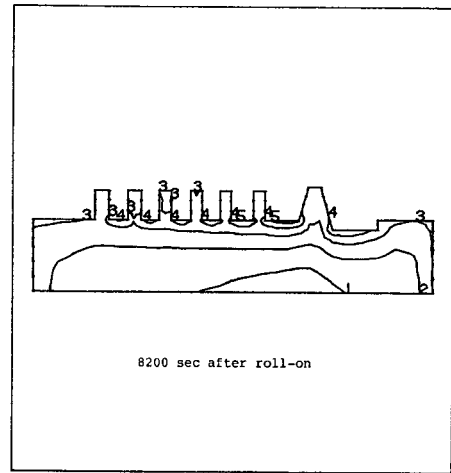


Fig. 6 Cold starting procedure of Pyungteak HP turbine rotor



TEMPERATURE DISTRIBUTIONS

MAX. =	0.41458E 03		
MIN. =	0.15180E 03		
1	0.39581E 03	5	0.24565E 03
2	0.35827E 03	6	0.20811E 03
3	0.32073E 03	7	0.17057E 03
4	0.28319E 03		



T-COMPONENT NORMAL STRESS

MAX. =	0.14951E 09		
MIN. =	-0.30119E 09		
1	0.10444E 09	4	-0.16598E 09
2	0.14300E 08	5	-0.25612E 09
3	-0.75840E 08		

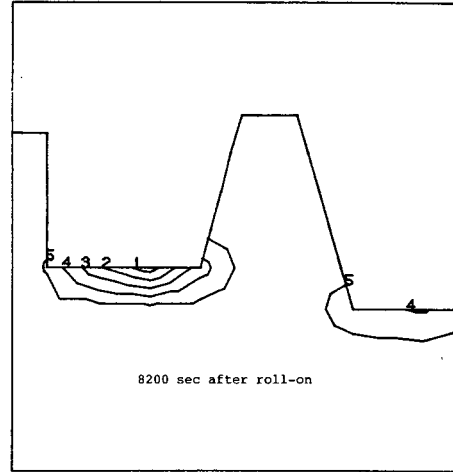
Fig. 7 Temperature distribution on Pyungteak HP turbine rotor in cold starting

Fig. 8 Stress distribution on Pyungteak HP turbine rotor in cold starting

발생 시점은 로우터가 회전을 시작한 후 약 8200초 후가 되었는데 이는 발전기의 병입직후 약 780초 경과한 시점이다. 최대응력은 1단 직후 표면에서 발생하였으며 그 응력값은 원주방향 성분이 약 301 N/m의 압축응력으로 나타났다. Fig. 7,8은 각각 최대응력 발생 시점에서의 로우터 내의 온도 및 열응력 분포를 나타낸다. 최대응력 값으로부터 부록에 설명한 수명 소비율 계산식을 적용하면 최대 수명 소비율은 약 0.27%로 나타났다. Fig. 9는 수명 소비율 분포를 최대응력 발생 부근을 중심으로 나타낸 것이다.

Fig. 10은 두번째 해석의 일일정지후 기동곡선(기동조건 II)으로 기동시 초기 터빈의 1단후 표면 온도는 425°C로 냉기기동시보다 약 295°C가 높다. 이는 정지 직후에 재 가동함에 따라 충분한 냉각후에 다시 기동되는 냉기기동시보다 터빈로우터의 초기온도가 높기 때문이다.

해석결과 최대응력 발생시점은 로우터가 회전을 시작한 후 약 5000초 후로서 발전기의 병입직후 약 600초 후가 된다. 최대응력 부위는 앞의 경우와 동일하지만 최대 응력값은 원주방향 성분으로 약 158 N/m으로 나타났다. 최대응력 발생 시점에서의 로



LOW CYCLE FATIGUE INDEX

MAX. =	0.27308E 00
MIN. =	0.00000E 00
1	0.24577E 00
2	0.19118E 00
3	0.13654E 00
4	0.81924E-01
5	0.27308E-01

Fig. 9 LCFI distribution on Pyungteak HP turbine rotor in cold starting

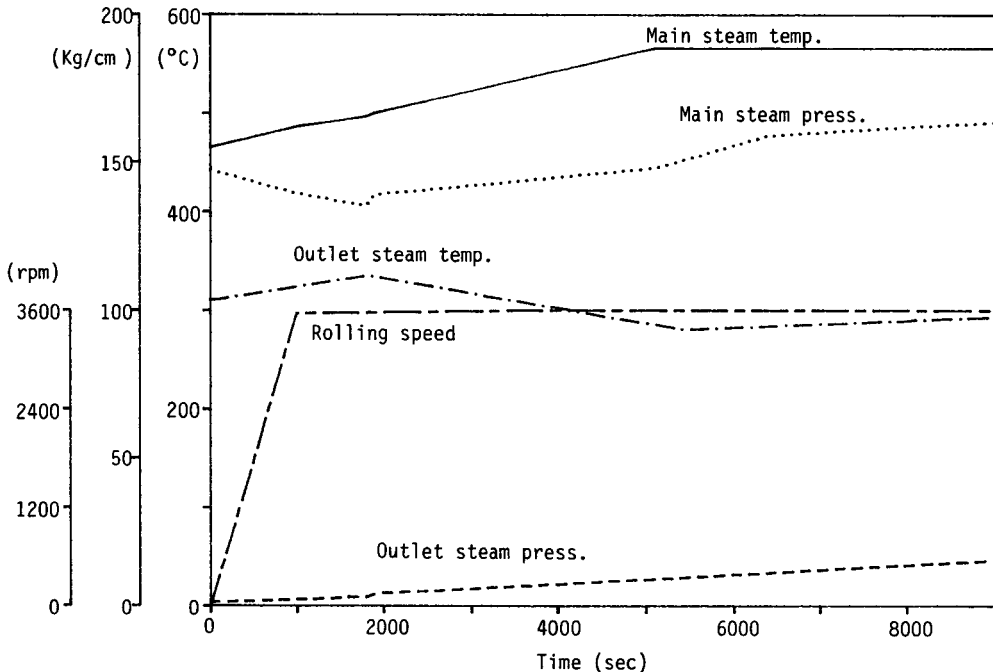
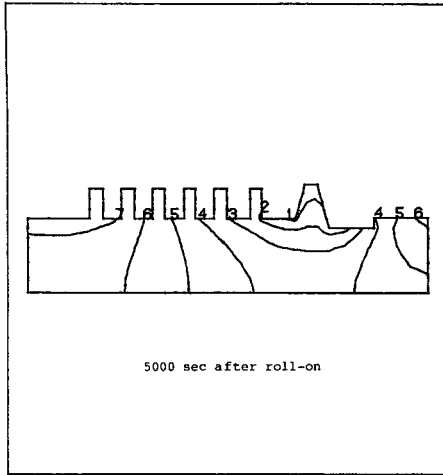


Fig. 10 Daily starting procedure of Pyungteak HP turbine rotor



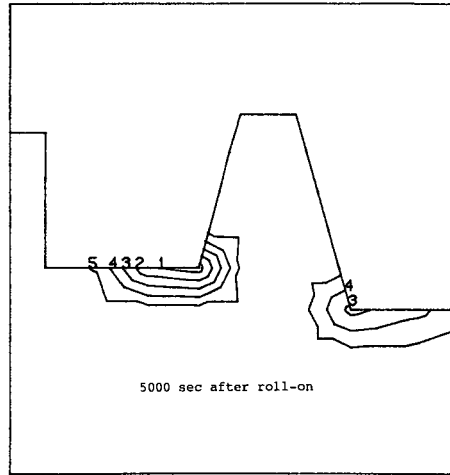
TEMPERATURE DISTRIBUTIONS

MAX. = 0.49422E 03

MIN. = 0.29693E 03

1	0.48013E 03	5	0.36739E 03
2	0.45194E 03	6	0.33921E 03
3	0.42376E 03	7	0.31102E 03
4	0.39557E 03		

Fig. 11 Temperature distribution on Pyungteak HP turbine rotor in daily starting



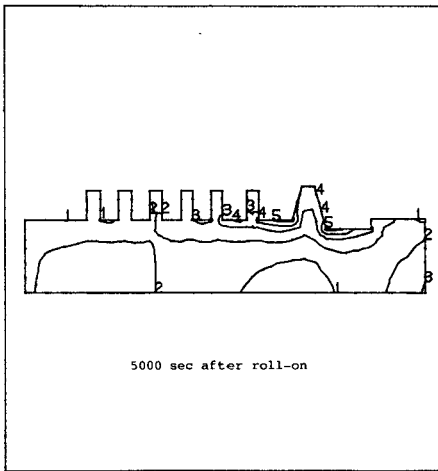
LOW CYCLE FATIGUE INDEX

MAX. = 0.17322E-02

MIN. = 0.00000E 00

1	0.15590E-02
2	0.12125E-02
3	0.86810E-03
4	0.51966E-03
5	0.17322E-03

Fig. 13 LCFI distribution Pyungteak HP turbine rotor in daily starting



T-COMPONENT NORMAL STRESS

MAX. = 0.64590E 08

MIN. = -0.15680E 09

1	0.42451E 08	4	-0.90383E 08
2	-0.18270E 07	5	-0.13468E 09
3	-0.48105E 08		

Fig. 12 Stress distribution on Pyungteak HP turbine rotor in daily starting

우터의 온도 및 열응력 분포는 각각 Fig. 11,12에 나타난 바와 같다. 이 운전조건에 대한 수명 소비율은 약 0.0017%로 구해졌으며 수명 소비율 분포는 Fig. 13에 나타내었다.

5.3 결과 검토

앞의 두 가지 해석결과를 살펴보면 최대응력 발생 시점이 병입후 약 10분 전후가 된다. 본 논문에도 모두 기술하지는 않았지만 본 연구의 수행도중 실시했던 여타 다른 기동조건에 대한 해석에서도 이와 마찬가지로의 결과를 얻었다⁽¹⁾. 따라서 열응력 관점에서 볼 때 운전시 특히 주의를 요하는 것은 발전기의 병입 전후에서의 기동조건이 된다.

병입시에는 터빈 로우터에 부하가 걸리는 시점으로 터빈 로우터의 열원이 되는 주증기의 물성치가 급격히 변하게 되는데 특히 온도 및 압력이 급격히 상승한다. 따라서 식 (16)~(20)으로 표현되는 열전달 계수들이 커지게 되어 로우터 표면에서 온도 구배의 급격한 변화가 일어나게 되어 병입직후에

최대응력이 발생하게 되는 것이다.

기동조건 I에서 최대응력이 크게 발생하는 원인은 기동조건 II에 비해 초기 로우터의 온도가 당히 낮은 데도 불구하고 충분한 예열상태를 거치지 않고 급속히 병입시까지 도달하는 비교적 가혹한 운전조건이기 때문이다. 이 해석결과는 운전조건에 따라 수명 소비율이 현격하게 다를 수 있다는 점을 단적으로 보여준다.

현재 발전소에서 실시하는 주기 운전의 형태는 냉기기동과 일일정지후 기동 이외에도 주말정지후 기동, 정지직후 기동, 부하 변동 등이 있는데 본 연구결과와 방법을 사용하여 각 운전 유형별로 열응력 및 수명 소비율을 계산함으로써 기존 운전 실적의 평가를 정량적으로 실시할 수 있을뿐 아니라 요구되는 운전조건에 대한 수명을 예측할 수 있으므로 이를 바탕으로 전반적인 발전소의 운영계획을 수립할 수 있을 것이다. 또한 기존의 운전 경력을 상호 비교하여 상대적으로 우수한 운전실적을 선정할 수 있으므로 이를 운전기술 발전에 활용할 수 있으리라 사료된다.

6. 결 론

수명예측을 위한 증기 터빈 로우터의 열응력 해석결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉기 기동시 최대 열응력 발생 시점은 통상 병입 직후가 되며 발생부위는 로우터의 1단후 표면이 된다. 따라서 병입전후의 운전방식에 따라 전체 운전 성능이 크게 좌우된다.

(2) 터빈 로우터에 발생하는 열응력 및 이로 인하여 야기되는 수명 소비율은 운전방식에 따라 비교적 민감하게 변화함을 알 수 있었다. 실제 운전조건을 토대로 실시한 본 연구의 해석결과 운전방식에 따라 현저한 차이가 나는 것을 예시하였다.

(3) 본 해석 방법을 기존 터빈 로우터에 적용함으로써 열 피로 손상 관점에서 운전 성능에 대한 정량적 평가가 가능하였고 이를 통해 발전기의 사용방법에 의한 대체시기를 추정할 수 있는 기초자료를 마련할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국전력공사 기술연구원의 연구비 지원으로 수행되었으며, 연구결과의 현장 적용을 위

한 후속 작업이 진행되고 있는 중이다. 본 연구를 적극 지원하여 주신 한국전력공사 기술연구원 발전 연구실 관계자들과 평택 및 울산화력 발전소 관계자 여러분들께 깊이 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 허성강, 유영면 외 12인, 1987, "터빈-로우터 수명 예측에 관한 연구", 한국과학기술원 및 한국전력공사 기술연구원 최종보고서, 서울.
- (2) Kuwabara, K., et al., 1984, "Improvements to SAFER and Its Application to a HP Rotor", EPRI Symposium on Life Assessment and Improvement of Turbo-Generator Rotor for Fossil Plants NC on September 12-14, Raleigh, pp. 1~23.
- (3) 전재영, 1987, "파괴 및 피로해석을 통한 터빈 로우터의 운전수명계산(I)", 대한기계학회논문집 제11권, 제4호, pp. 537~548.
- (4) Zienkiewicz, O. C., 1977, "The Finite Element Method", 3rd Ed., McGraw-Hill, New York, pp. 581~589.
- (5) Lam, H.L. and Haug, E.J., 1982, "Numerical Method for Iterative Structural Optimization with Emphasis on Problems with Repeated Eigenvalues", Center for Computer Aided Design Technical Report, No. 82-6, Iowa.
- (6) Cook, T.S., Pennick, H.G. and Wells, C.H., 1980, "Steam Turbine Rotor Reliability-Task Details", Southwest Research Institute Report, San Antonio.
- (7) Metzger, D.E. and Mitchell, T.W., 1965, "Heat Transfer from a Shrouded Rotating Disk with Film Cooling", Transaction of the ASME, J. of Heat Transfer, Paper No. 65WA/HT20, pp. 140~146.
- (8) Owen, J.M., 1971, "The Effect of Forced Flow on Heat Transfer from a Disc Rotating Near a Stator", Int. J. Heat Mass Transfer, Volume 14, pp. 1135~1147.
- (9) Metzger, D.E., 1970, "Heat Transfer and Pumping on a Rotating Disk with Freely Induced and Forced Cooling", Transaction of the ASME, J. of Engineering for Power, Volume 92, No. 3, pp. 342~348.
- (10) Carslaw, H. and Jaeger, J., 1959, "Conduction of Heat in Solids", 2nd Ed., Oxford, London, pp. 230~238.
- (11) Brown Boveri, 1965, "Starting Probe", BBC Technical Paper HTGD 90265E, Baden, pp. V4~Z11.
- (12) Oden, J.T., Reddy, J.N., 1976, "An Introduction to the Mathematical Theory of Finite Elements", John

Wiley & Sons, New York.

부 록

● 수명 소비율 계산식

본 연구의 대상 터빈 로우터의 재질에 대해 실험을 통해 Fig. A-1과 같은 저주파 피로수명 소비율 곡선을 구했다⁽¹⁾. 이 곡선에 대한 근사식을 3차 다항식을 이용한 최소 자승법에 의해 다음과 같이 구하였다.

$$\log(N_f) = 13.18 - 0.086x + 2.47 \times 10^{-4}x^2 - 2.617 \times 10^{-7}x^3 \quad (A-1)$$

여기서

x : 발생응력 (MPa)

N_f : 주어진 응력에 의해 피로균열이 발생하는 파단횟수

를 뜻한다. 따라서 최대 발생응력으로부터 식 (A-1)에 대입하여 파단횟수를 구하면 수명소비율은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{수명소비율} = 1/N_f \times 100(\%)$$

윗식은 1번 기동 및 정지시 발생하는 열응력에 의

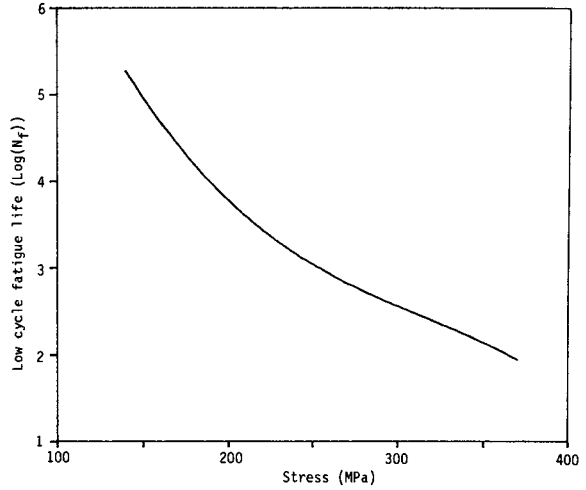


Fig. A-1 Low cycle fatigue index used in ROLPAS

해 터빈로우터에 야기되는 수명 소멸율을 나타내는 것으로 하나의 발전기에서 각 운전 유형별 수명 소비율을 계산하면 수명 소비율이 100%가 되는 시점을 예측할 수 있다.