

화력 발전소 증기 터빈의 자동기동을 위한 주증기 제어 밸브 수명해석

김효진* · 강용호* · 신철규* · 박희성* · 유봉호*

Service Life Analysis of Control Valve for Automatic Turbine Startup of Thermal Power Plant

Hyo Jin Kim, Yong Ho Kang, Cheul Gyu Shin, Hee Sung Park, Bong Ho Yu

Key Words : 열응력(Thermal Stress), 저주기 피로(Low Cycle Fatigue), 파단손상(Rupture Damage), 주증기 제어밸브(Control Valve), 증기터빈(Steam Turbine), 허용 온도차(ΔT limits)

Abstract

The automatic turbine startup system provides turbine control based on thermal stress. During the startup, control system monitors and evaluates main components of turbine using damage mechanism and life assessment. In case of valve chest, the temperature of inner/outer wall is measured by thermo-couples and the safety of these values are evaluated by using allowable ΔT limit curve during the startup. Because allowable ΔT limit curve includes life assessment, it is possible to apply this curve to turbine control system. In this paper, low cycle fatigue damage and combined rupture and low cycle fatigue damage criterion proposed for yielding the allowable ΔT limit curve of CV(control valve) chest. To calculate low cycle fatigue damage, the stress analysis of valve chest has performed using FEM. Automatic turbine startup to assure service life of CV was achieved using allowable ΔT limit curve.

1. 서 론

대형 화력발전소의 증기 터빈은 운전 수명동안 반복되는 기동/정지로 인해 주요 기기에 다양한 손상을 받게 된다. 특히 로터나 셸, 밸브 몸체 등의 후속부위에는 기동/정지시 과도한 온도구배로 인하여 열응력이 발생하고 이 열응력은 주기적인 터빈의 기동/정지에 따라 저주기 피로손상을 입게 된다¹⁾. 따라서 부적절한 기동/정지는 터빈의 수명에 치명적인 영향을 미치기 때문에 기동/정지시 적절한 터빈 열응력의 제어는 터빈의 운전수명을 보장하기 위하여 중요하다²⁾. 국내에서 운전되고 있는 화력발전소의 중대형 증기 터빈은 성능과 수명을 보장하기 위하여 통합 제어 시스템에 의하여 운전되고 있다. 이 제어 시스템의 주된 기능은

기동/정지 시 터빈의 응력을 적절하게 제어함으로써 후속부에 발생하는 열응력을 최소화 하는 것이다. 터빈의 열응력 제어는 크게 로터와 밸브 몸체로 나누어 진다. 터빈 로터의 경우 실시간으로 중심공과 표면의 응력이 계산되어 지며, 응력계산시 로터 표면의 온도는 측정되고 중심공 온도는 열전달을 고려하여 계산되어 진다. 반면 밸브 몸체의 경우 밸브 표면과 안쪽면의 온도차를 측정하여 제어에 이용한다. 측정된 온도차는 밸브 허용 ΔT limit 곡선과 비교하여 안정성 여부를 평가한다. 밸브 허용 ΔT limit 곡선은 밸브의 수명 해석을 통하여 산출되는 것으로, 저주기 피로손상과 크리프 손상 해석이 포함되어 있다. 터빈에 사용되는 밸브는 크게 주증기차단밸브(MSV; Main Stop Valve)와 주증기제어밸브(CV; Control Valve)로 나누어 진다. MSV의 주요 기능은 터빈 비상 상태 시 최단시간에 증기의 유입을 차단하는 것이다. 반면 CV는 증기의 유량을 조절하여 터빈의 부하를 제

* 한국중공업(주) 기술연구원

어한다. 따라서 터빈의 기동 제어에는 주로 CV가 사용된다. 본 연구에서는 밸브 수명해석을 통하여 CV의 허용 ΔT limit 곡선을 산출 하였고, 터빈 자동기동 제어에 적용하였다. 밸브 수명해석은 저온 영역과 고온영역으로 나누어 수행하였으며, 고온영역의 경우 저주기 피로 손상과 크리프 손상을 조합하여 산출 하였다. 해석에 사용한 밸브는 WC(widow creek) 타입으로 현재 화력 500MW 터빈에 사용되고 있다. 수명해석으로 산출된 밸브 허용 ΔT limit 곡선은 실시간으로 측정된 밸브의 내벽과 외벽의 온도차와 비교하여 자동적으로 터빈의 부하 증가 여부를 결정하는데 사용된다.

2. CV ΔT Limit 곡선 산출

2.1 ΔT Limit 의 정의

밸브 ΔT limit는 밸브의 운전 수명을 보장하기 위하여 터빈 제어에 사용되는 곡선으로 X축에는 밸브 내벽의 온도가 표시되며, Y축에는 내벽과 외벽의 온도차가 표시된다. 곡선은 크게 저온 영역과 고온 영역으로 나누어져 있는데 저온영역은 저주기 피로 해석을 통하여 산출되고 고온 영역은 저주기 피로와 크리프 해석을 조합하여 산출 한다. 그림 1에 CV 밸브의 ΔT limit 곡선을 나타내었다. CV 밸브 내/외벽의 온도는 열전대(thermo couple)를 이용하여 측정하며, 터빈 기동 시 측정된 온도 값이 ΔT limit 값 보다 작게 되도록 제어한다. 만약 측정된 온도 값이 ΔT limit를 넘게 되면 터빈은 현상태의 부하를 유지(holding) 하게 된다.

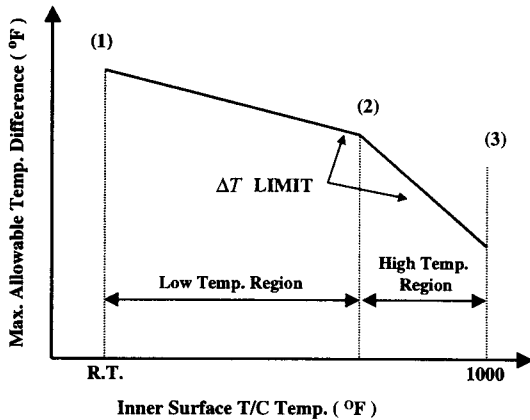


Fig. 1 CV Max. allowable temp. difference curve

터빈의 운전 특성상 빠른 실시간 제어가 이루어

지기 때문에 이에 상응하는 신속한 평가 방법이 필요하다. 또한 복잡한 밸브 형상 때문에 온도를 측정할 수 있는 부분이 제한되어 있다. 따라서 측정 가능한 부분의 온도차를 이용하여 밸브의 전체적인 수명을 예측할 수 있는 방법이 필요하다. 터빈 기동 시 밸브의 ΔT limit 곡선을 이용하면 위와 같은 요구 사항을 달성 할 수 있기 때문에 현재 대부분의 증기 터빈 제어에 적용되고 있다.

2.2 ΔT Limit 곡선의 계산

밸브의 ΔT limit 곡선을 산출하기 위해서는 먼저 설계요구 사항과 사용 수명이 결정되어야 한다. 사용 수명이 결정되면 수명주기(service cycle)가 계산되고 이를 바탕으로 저온 영역과 고온영역에 대한 허용 변형율범위(strain range) $(\Delta \epsilon_T)_{perm}$ 가 계산된다. 저온 영역의 경우 밸브 재료의 저주기 피로 곡선을 이용하여 계산하고 고온영역의 경우 저주기 피로 손상과 크리프 손상이 조합된 손상법칙(damage rule)을 적용하여 계산한다. 계산된 $(\Delta \epsilon_T)_{perm}$ 에 응력 해석 결과를 적용하여 최종적으로 밸브의 ΔT limit 곡선을 산출하게 된다. 그림 2에 ΔT limit 곡선 산출과정을 개략적으로 나타내었다.

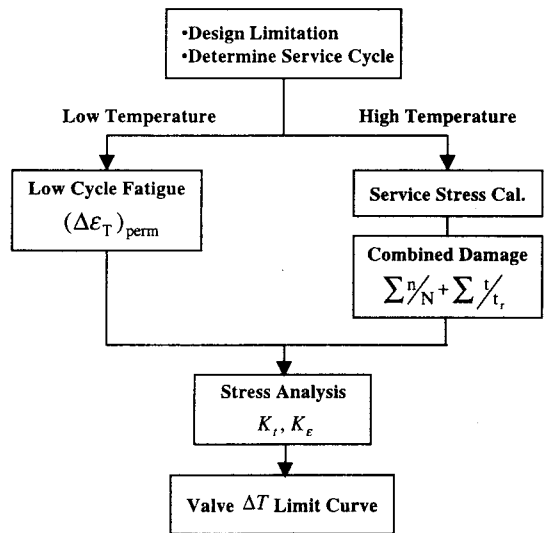


Fig. 2 Flow chart of ΔT limit curve calculation.

1) 저주기피로(Low Cycle Fatigue) 손상 평가

크리프에 의한 손상을 무시할 수 있는 조건이 되면 저주기피로 손상만을 이용하여 밸브의 허용

온도차를 계산 할 수 있다. 저주기피로 손상에 대한 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 는 평균 LCF 곡선의 수명주기를 기준으로 산출 된다. 수명주기는 이전의 운전 경험과 설계 기준에 의하여 결정된다. 그림 3에 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 결정하는 과정을 나타내었다.

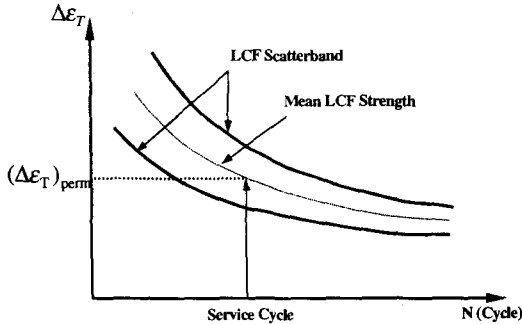


Fig.3 Determination of permissible total strain range

밸브 재료의 저주기피로 곡선으로부터 얻어진 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 값을 바탕으로 밸브 케이싱 벽의 허용 온도차를 계산해 낼 수 있다. 밸브의 케이싱 벽에 작용하는 총 변형률 범위(total strain range)가 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 보다 작게 되도록 밸브 내/외벽의 온도차를 결정해 주면 된다. 밸브에 작용하는 총 변형률 범위는 식(1)과 같이 표현된다.

$$\Delta\epsilon_t = K_\epsilon \left(K_t \frac{\Delta\epsilon_s}{2\epsilon_y} \right) \Delta\epsilon_s \leq (\Delta\epsilon_t)_{perm} \quad (1)$$

K_ϵ = effective strain concentration factor

K_t = effective stress concentration factor

ϵ_y = cyclic yield strain, in/in

$\Delta\epsilon_s$ = nominal strain range

$\Delta\epsilon_t$ = total strain range = $K_\epsilon \Delta\epsilon_s$

$\Delta\sigma_{eff}$ = effective nominal stress range = $2\sigma_{eff}$
(symmetrical cycle is assumed)

위식에서 유효응력범위(effective stress range) 및 응력집중계수는 터빈의 기동/정지를 동일 주기로 간주하여 산출된 값이다. 또한 유효공칭응력구간(effective nominal stress range) $\Delta\sigma_{eff}$ 는 밸브의 불연속부분에 대한 응력 집중을 고려한 변환 값이다. 밸브 내부는 형상이 복잡하기 때문에 밸브 온도차

에 의해 발생하는 열응력의 크기도 다양하게 발생한다. 하지만 밸브의 온도차를 측정할 수 있는 부위는 한정되어 있기 때문에 응력 집중부의 응력을 공칭(nominal)값으로 변환시켜 주어야 한다. 응력 집중을 고려한 유효응력(effective stress)은 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\Delta\sigma_{eff}^{nom} = K' \left(\frac{E\alpha}{1-\gamma} \right) \Delta T \quad (2)$$

K' = geometry

식(1)에서 총변형률범위를 결정하는 변형률집중계수는 Fig. 4와 같이 주기항복변형률(cyclic yield strain),과 응력집중계수의 함수로부터 산출된다³⁾.

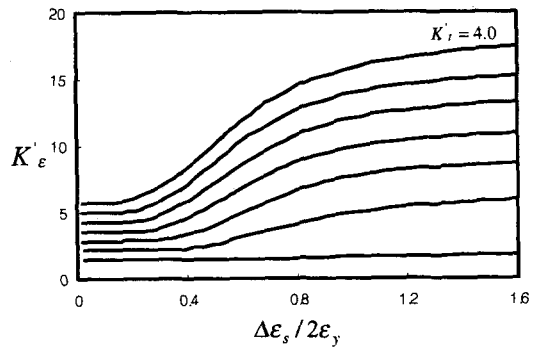


Fig. 4 Strain concentration factors

2) Combined Damage 평가

저주기 피로 손상과 크리프 손상이 동시에 발생하는 고온 영역에서 허용 온도차의 계산은 선형중첩법(linear summation method)을 이용한 손상 평가를 적용하였다. 선형중첩법은 주로 크리프 손상의 영향이 적을 경우 유용하게 사용할 수 있다⁴⁾. 선형중첩법은 식(3)과 같이 표시된다.

$$\sum \frac{n}{N_f} + \sum \frac{t}{t_r} = D' \quad (3)$$

n = number of service cycles

N_f = nuber of cycles to cracking

t = operating life time

t_r = rupture life of the material

선형중첩법에서 크리프 손상을 나타내는 파단손상(rupture damage)는 적절한 사용응력(service stress) σ_s 를 이용하여 계산된다. service stress가 계산되면 밸브 재료에 대한 파단 그래프에서 파단손상이

산출되는데, 파단 흠어짐 폭(rupture scatter band)에 따라 최대, 최소, 평균값으로 나누어 진다. 각각의 파단손상은 식 (4)와 같이 정의된다. Fig. 5 에는 파단 흠어짐 폭(rupture scatter band)을 정의 하였다.

$$D_R = \frac{\text{Time in Service}}{\text{Time to Rupture}} = \frac{t_s}{t_r} = \begin{cases} t_s / t_{max} = \min D_R \\ t_s / t_{mean} = \text{mean } D_R \\ t_s / t_{min} = \max D_R \end{cases} \quad (4)$$

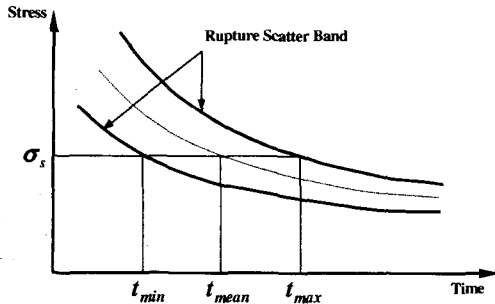


Fig. 5 Definition of rupture scatter band

위의 계산에 사용되는 사용응력은 밸브의 각 부위에서 다르게 계산 되어지기 때문에 파단손상 역시 밸브의 각 부위마다 다르게 산출된다. 밸브에서 사용응력 계산은 증기 압력에 의한 응력과 열응력을 조합하여 계산한다.

3) 응력집중계수 계산

밸브에 발생하는 저주기피로 손상과 크리프 손상을 계산하기 위해서는 응력해석을 통한 응력 집중계수가 산출 되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 WC 타입 CV 의 응력해석을 유한요소법을 이용하여 수행하였다. 유한요소법의 계산은 상용 프로그램인 ABAQUS 를 이용하였다. 해석은 크게 압력에 의한 응력집중과 열응력에 의한 응력집중으로 나누어 수행하였다. 일반적으로 응력 집중계수는 식 (5)와 같이 최대 응력과 공칭 응력의 비로 주어진다.

$$SCF = \frac{\sigma_{peak}}{\sigma_{nom}} \quad (5)$$

압력에 의한 응력 해석 시 경계조건은 축대칭 2 차원으로 해석을 수행하였으며, 내압은 운전의 정격 압력 3,500 psi 로 설정 하였다. 응력해석 결과로부터 최대 응력이 발생하는 곳은 side wall 위쪽과 아래쪽의 모서리 부분이라는 것을 알 수 있

었다. 이다. Fig.6 에는 압력에 의한 응력 해석 결과를 표시하였다. 해석 결과로부터 산출된 밸브의 최대 응력집중 계수는 1.18 이다. 밸브의 복잡한 형상 때문에 열전대를 이용하여 밸브의 온도를 측정할 수 있는 부분은 정해져 있다. 따라서 밸브에 발생하는 최대 열응력은 온도 측정이 가능한 부분에 발생하는 열응력으로 계산 되어야 한다. 현재 밸브의 온도 측정이 가능한 부분은 옆벽면(side wall) 부위이고 최대 열응력 발생이 예상되는 부위는 가장 후속 부위인 밸브 위쪽의 stand plate 이다. 열응력 해석 결과 두 부분에 발생하는 열응력의 비는 1.37로 계산 되었다. 해석 시 온도 증가율은 시간당 200 °F로 설정하였으며, 정상상태 도달 시간은 4.5 hour 이다. 열응력 해석 결과는 Fig. 7 에 나타내었다.

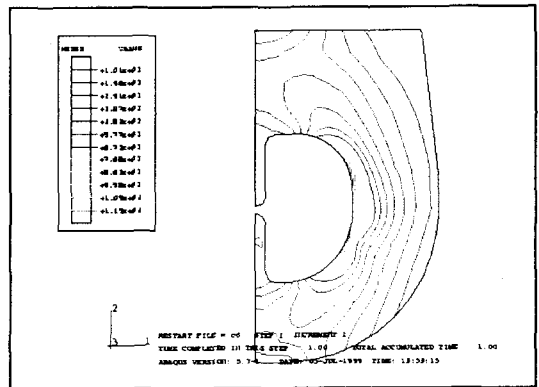


Fig. 6 The result of stress analysis due to inner pressure of CV chest

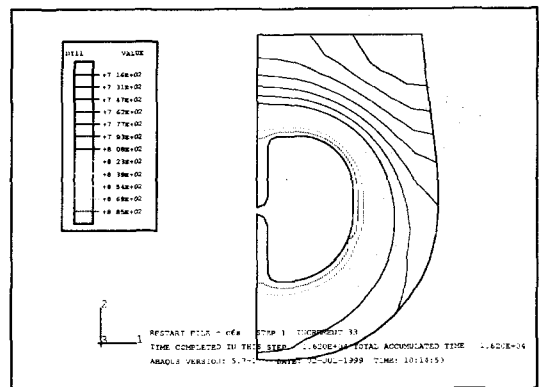


Fig. 7 The result of thermal stress analysis of CV chest

4) ΔT Limit 곡선의 계산 결과

저온 영역과 고온영역의 수명해석과 밸브의 응력해석을 바탕으로 WC 타입 CV 의 ΔT limit 곡선을 산출 하였다. 산출 결과는 터빈 기동 시 밸브 내/외벽의 온도차를 제한하는 값으로 산출 곡선을

이용하면 운전중의 밸브의 수명을 보장할 수 있다. 곡선 산출 시 밸브의 온도를 측정할 수 있는 열전대의 위치는 중간 옆면면으로 만약 열전대의 위치가 달라지면 산출 결과도 달라지게 된다. Fig 8에 산출 결과를 표시하였다.

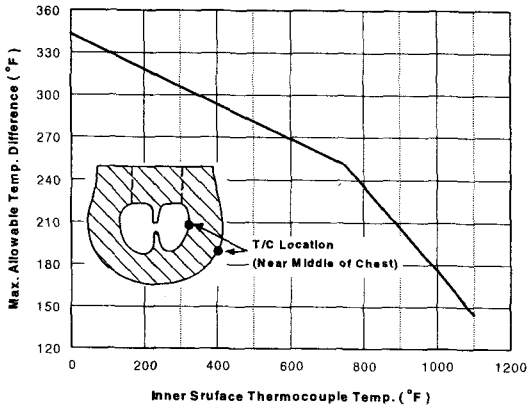


Fig. 8 CV allowable ΔT limit curve

3. 터빈 자동 기동

터빈 제어 시스템은 기동 시 터빈의 상태를 평가하여 승속율과 부하증가율을 결정한다. 터빈의 기동은 크게 예열단계와 승속단계, 부하증가(load increas) 단계로 구분할 수 있다. 예열 단계는 터빈의 취성 파괴를 방지하기 위하여 재료의 파괴 양상 천이온도(FATT)까지 터빈을 가열하는 과정이고, 승속단계는 터빈을 정격 속도까지 상승하는 과정을 말한다. 터빈의 승속이 완료되면 계통병입(synchronization)하여 전력이 생산된다. 터빈의 기동방법은 운전자의 판단에 의한 수동기동 방법과 automatic startup 기능에 의한 자동기동 방법이 있다. 현재 발전소에서는 자동기동(auto mode) 방법과 automatic startup 프로그램에 의해서 산출된 추천값(recommend value)을 이용한 반자동(semi-auto mode) 방법을 병용하고 있다. 기동의 각 단계에서 터빈의 평가는 주요부위의 온도 측정과 속도 측정에 의하여 이루어진다. 온도 측정의 주된 목적은 로터나 밸브 몸체의 손상도를 평가하기 위한 것으로 평가 결과에 따라 터빈의 기동에 반영된다. 터빈 기동 과정을 요약하면 Fig. 9와 같이 나타낼 수 있다. 기동 제어시 밸브의 평가는 허용 ΔT limit 곡선에 의하여 이루어지며, 밸브 예열의 속도를 결정한다. 밸브 예열은 식 (6)의 조건에 따라 결정되어진다. 식 (6)에서 $T_{MS-RATE}$ 는 정상상태에서 증기의 온도이다.

$$T_{CV-0} < T_{MS-RATE} - \Delta T_{CV-ALL} \quad (6)$$

충분한 예열이 이루어진 후 밸브 내/외벽의 온도차가 적을 경우 기동 시 더 이상 밸브의 온도를 점검하지 않는다.

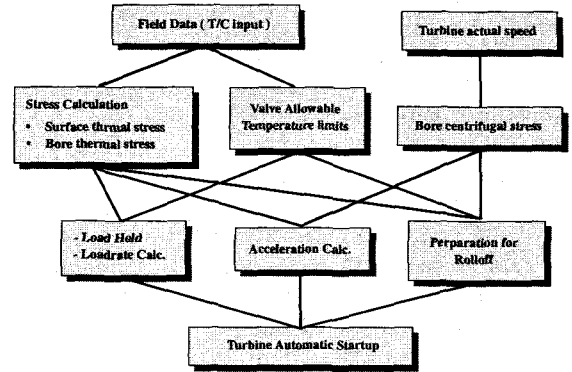


Fig. 9 Flow chart of turbine automatic startup

4. 결론

화력 발전소 증기터빈 제어에 사용되는 CV의 허용 ΔT limit 곡선을 산출하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 밸브의 허용 ΔT limit 곡선은 저온영역과 고온영역으로 나누어지며, 저온 영역의 경우 저주기 피로 손상을 적용하였고 고온 영역의 경우 저주기 피로 손상과 크리프 손상을 조합하여 적용 하였다.
- 2) 복잡한 밸브 형상으로 인하여 온도 측정부위가 제한되어 있기 때문에 허용 ΔT limit 곡선은 측정 가능한 부분의 온도차로 밸브 전체의 손상 평가가 가능하도록 산출 하였다.
- 3) 밸브의 응력해석을 통하여 응력집중계수와 최대 열응력 발생 위치를 산출 하였다. 산출된 응력 집중계수는 1.18 이고 최대 열응력 발생 위치는 가장 후속부위인 stand plate 이다.
- 4) 산출된 CV 허용 ΔT limit 곡선을 터빈의 자동기동 프로그램에 적용하여 밸브의 예열시간을 결정 하였다.

참고문헌

- 1) Timo, D. P., Sarney, G. W., 1967, "The Operation of Large Steam Turbines to Limit Cyclic Thermal Cracking," ASME 67-WA/PWR-4, pp.3-15.
- 2) Lamberson, J. A., Gernnan, C. W., 1997, "Expanded High Technology Control for Steam Turbines," Joint

- Power Generation Conference, Vol.2, pp.201-211.
- 3) Matsumoto, H., Kato, F., 1982, "Turbine Control System Based on Prediction of Rotor Thermal Stress," IEEE Transactions on Power Apparatus and System, Vol. PAS-101, No. 8.
 - 4) Dawson, 1967, "Factors to be Considered in the Design and Operation of Turbines to Prevent Failure by Thermal Fatigue," The Metals and Metallurgy Trust.
 - 5) Hardrath, Ohman, H. F., 1953, "A Study of Elastic and Plastic Stress Concentration Factors Due to Notches and Fillets in Flat Plates," NACA Report 1117.
 - 6) Cook, T., Pennik, H. G., "Steam Turbine Rotor Reliability-Task Details," South Research Institute.
 - 7) Viswanathan, R., 1989, "Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components", ASM INTERNATIONAL.