

화력 발전소 증기 터빈의 자동기동을 위한 주증기 제어 밸브 수명해석

김 효 진[†], 강 용 호^{*}

(2000년 3월 16일 접수, 2001년 10월 29일 심사완료)

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

Hyo-Jin Kim and Yong-Ho Kang

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

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, combined rupture and low cycle fatigue damage criterion were 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 been 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 운전수명 동안 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 야기한다.⁽¹⁾ 따라서 부적절한 기동/정지는 터빈의 수명에 치명적인 영향을 미치기 때문에 기동/정지시 적절한 터빈 열응력의 제어는 터빈의 운전수명을 보장하기 위하여 중요하다.⁽²⁾ 국내에서 운전되고 있는 화력발전소의 증대형 증기 터빈은 성능과 수명을 보장하기 위하여 통합 제어 시스템에 의하

여 운전되고 있다. 이 제어 시스템의 주된 기능은 기동/정지 시 터빈의 응력을 적절하게 제어함으로써 후속부에 발생하는 열응력을 최소화한다. 터빈의 열응력 제어는 크게 로터에 집중되어 있다. 터빈 로터의 경우 실시간으로 중심공과 표면의 응력이 계산되며, 응력계산 시 로터 표면의 온도는 측정되고 중심공 온도는 열전달을 고려하여 계산한다. 반면 밸브 몸체의 경우 밸브 표면과 안쪽면의 온도차를 측정하여 제어에 활용하는 정도이다. 본 논문에서 측정된 온도차는 밸브 허용 ΔT 허용(limit) 곡선과 비교하여 안정성 여부를 평가하였다. 밸브 허용 ΔT 허용 곡선은 밸브의 수명 해석을 통하여 산출되는 것으로, 저주기 피로손상과 크리프 손상 해석이 수행되었다. 터빈에 사용되는 밸브는 크게 주증기차단 밸브(MSV; main stop valve)와 주증기제어밸브(CV; control valve)로 나눈다. 주증기 차단 밸브의 주요 기능은 터빈 비상상태 시 최단시간에 증기의 유입을 차단한다. 반

[†] 책임저자, 회원, 항공기능대학

E-mail : hyojin@kopo.or.kr

TEL : (055)830-3442 FAX : (055)830-3414

^{*} 회원, 두산중공업(주) 기술연구원

면 제어 밸브는 증기의 유량을 조절하여 터빈의 부하를 제어한다. 따라서 터빈의 기동 제어에는 주로 제어 밸브가 사용된다. 본 연구에서는 밸브의 운전수명 보장을 위하여 밸브 수명해석을 통하여 제어 밸브의 허용 ΔT 허용 곡선을 산출하였고, 터빈 자동기동 제어에 적용하였다. 밸브 수명 해석은 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 허용 곡선은 실시간으로 측정된 밸브의 내벽과 외벽의 온도차와 비교하여 자동적으로 터빈의 부하 증가 여부를 결정하는데 사용된다.

2. 제어 밸브 ΔT 허용(limit) 곡선 산출

2.1 ΔT 허용의 정의

밸브 ΔT 허용은 밸브의 운전 수명을 보장하기 위하여 터빈 제어에 사용되는 곡선으로 X축에는 밸브 내벽의 온도가 표시되고 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 산출한다. 저온 영역과 고온 영역의 구분은 재료의 크리프 손상 특성을 바탕으로 산출된다. Fig. 1에 제어 밸브의 ΔT 허용 곡선을 나타내었다. 제어 밸브 내/외벽의 온도는 열전대(thermo-couple)를 이용하여 측정하며, 터빈 기동 시 측정된 온도 값이 ΔT 허용 값 보다 작게 되도록 제어한다. 만약 측정된

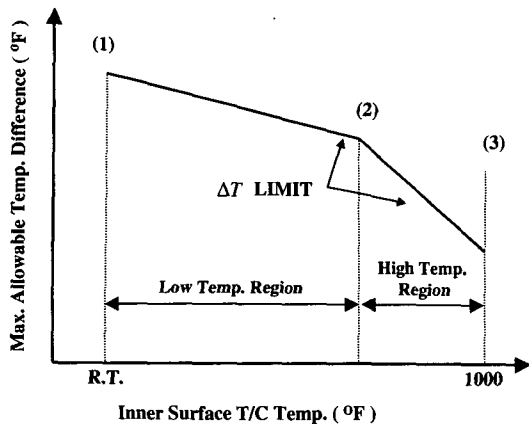


Fig. 1 CV Max. allowable temp. difference curve

온도 값이 ΔT 허용을 넘게 되면 터빈은 현상태의 부하를 유지(holding) 하게 된다.

터빈의 운전 특성상 빠른 실시간 제어가 이루어지기 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 보장할 수 있는 방법이 적용된다. 만약 터빈이 밸브의 ΔT 허용 곡선 이하로 운전될 경우 밸브의 설계 수명을 만족할 수 있기 때문에 현재 대부분의 증기 터빈 제어에 적용되고 있다.

2.2 ΔT 허용 곡선의 계산

밸브의 ΔT 허용 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 변형률 범위(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. 크리프 손상은 작용 압력과 온도에서의 사용 응력(service stress)을 계산하여 산출한다. Fig. 2에 ΔT 허용 곡선 산출과정을 개략적으로 나타내었다.

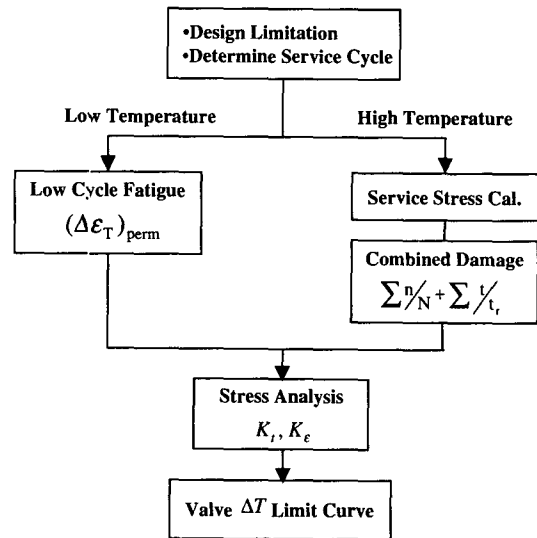


Fig. 2 Flow chart of ΔT limit curve calculation

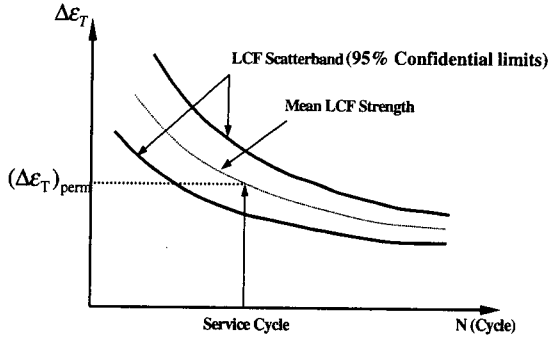


Fig. 3 Determination of permissible total strain range⁽⁷⁾

1) 저주기피로(Low Cycle Fatigue) 손상 평가
크리프에 의한 손상을 무시할 수 있는 조건이 되면 저주기피로 손상만을 이용하여 밸브의 허용 온도차를 계산할 수 있다. 저주기피로 손상에 대한 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 는 평균 저주기피로곡선의 수명주기를 기준으로 산출된다. 수명주기는 이전의 운전 경험과 설계 기준에 의하여 결정된다. Fig. 3에 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 결정하는 과정을 나타내었다.

밸브 재료의 저주기피로 곡선의 평균 값으로부터 얻어진 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 값을 바탕으로 밸브 케이싱 벽의 허용온도차를 계산해 낼 수 있다. 밸브의 케이싱 벽에 작용하는 총 변형을 범위(total strain range)가 $(\Delta\epsilon_T)_{perm}$ 보다 작게 되도록 밸브 내/외 벽의 온도차를 결정하여 주면 된다. 밸브에 작용하는 총 변형을 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 index factor

K'_t = effective stress index factor

ϵ_y = cyclic yield strain, in/in

$\Delta\epsilon_s$ = nominal strain range(no strain concentration)

$\Delta\epsilon_t$ = 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 응력지수는 터빈의 기동/정지를 동일 주기로 간주하여 산출된 값이다. 또한 유효공칭응력구간(effective nominal stress range) $\Delta\sigma_{eff}$ 는 밸브의

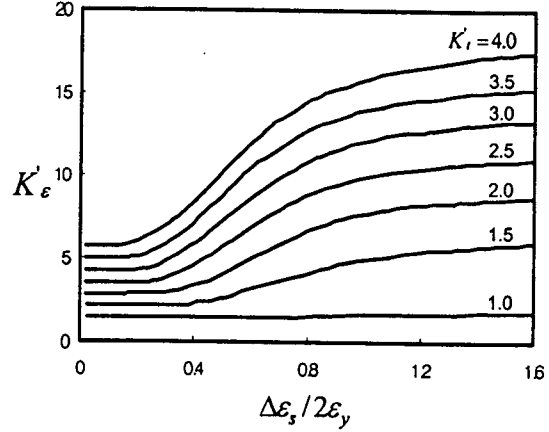


Fig. 4 Strain index factors

불연속부분에 대한 응력 집중을 고려한 변환 값이다. 밸브 내부는 형상이 복잡하기 때문에 밸브 온도차에 의해 발생하는 열응력의 크기도 다양하다. 하지만 밸브의 온도차를 측정할 수 있는 부위는 한정되어 있기 때문에 응력 집중부의 응력을 공칭(nominal) 값으로 변환시켜 준다. 공칭응력은 응력 집중이 발생하지 않을 때의 응력으로, 응력집중을 고려한 유효응력(effective stress)은 식 (2)와 같이 표현된다.

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

K'_t = effective stress index factor

식 (1)에서 총변형을범위를 결정하는 변형을집중계수는 Fig. 4와 같이 주기항복변형을(cyclic yield strain)과 응력집중계수의 함수로부터 산출된다.⁽³⁾

2) 조합 손상(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 있다.⁽⁴⁾ 선형중첩법은 식 (3)과 같이 표시된다.

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

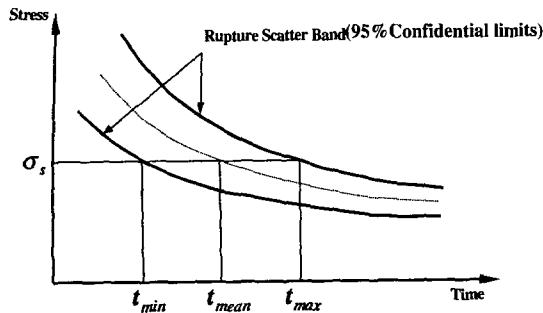


Fig. 5 Definition of rupture scatter band⁽⁷⁾

- n = number of service cycles
- N_f = number of cycles to cracking
- t = operating life time
- t_r = rupture life of the material

선형중첩법에서 크리프 손상을 나타내는 파단손상 (rupture damage)은 적절한 사용응력(service stress) σ_s 를 이용하여 계산된다. 사용응력이 계산 되면 밸브 재료에 대한 파단 그래프에서 파단손상이 산출되는데, 파단 흠어짐 폭(rupture scatter band)에 따라 최대, 최소, 평균값으로 나눈다. 각각의 파단손상은 식 (4)와 같이 정의된다. Fig. 5에는 파단 흠어짐 폭(rupture scatter band)을 정의 하였다.

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

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

3) 응력지수 계산

밸브에 발생하는 저주기피로 손상과 크리프 손상을 계산하기 위해서는 응력해석을 통한 응력지수가 산출되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 WC 타입 제어 밸브의 응력해석을 유한요소법을 이용하여 수행하였다. 유한요소법의 계산은 상용 프로그램인 ABAQUS를 이용하였다. 해석은 크게 압력에 의한 응력과 열응력에 의한 응력으로 나누어 수행하였다. 일반적으로 응력지수(stress index)는

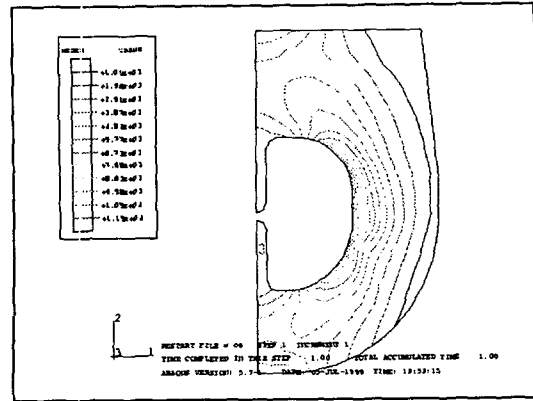


Fig. 6 The result of stress analysis due to inner pressure of CV chest

식 (5)와 같이 최대 응력과 공칭 응력의 비로 주어진다.

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

여기서 σ_{nom} 은 내압에 의한 응력을 의미한다. 압력에 의한 응력 해석 시 경계조건은 축대칭 2차원으로 해석을 수행하였으며, 내압은 운전의 정격 압력 3,500 psi로 설정하였다. 응력해석 결과로부터 최대 응력이 발생하는 곳은 옆벽면(side wall) 위쪽과 아래쪽의 모서리 부분이라는 것을 알 수 있었다. Fig. 6에는 압력에 의한 응력 해석 결과를 표시하였다. 해석 결과로부터 산출된 밸브의 최대 응력지수는 1.18이다. 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 계산되어야 한다. 현재 밸브의 온도 측정이 가능한 부분은 옆벽면 부위이고 최대 열응력 발생이 예상되는 부위는 가장 후유 부위인 밸브 위쪽의 스탠드 플레이트(stand plate)이다. 열응력 해석 결과 두 부분에 발생하는 열응력의 비는 1.37로 계산되었다. 해석 시 밸브 표면 온도 증가율은 시간당 200 °F로 설정하였으며, 정상상태 도달 시간은 4.5 시간이다. 열응력 해석 결과는 Fig. 7에 나타내었다.

4) ΔT 허용 곡선의 계산 결과

저온 영역과 고온영역의 수명해석과 밸브의 응력해석을 바탕으로 WC타입 제어 밸브의 ΔT 허용 곡선을 산출하였다. 산출 결과는 터빈 기동시

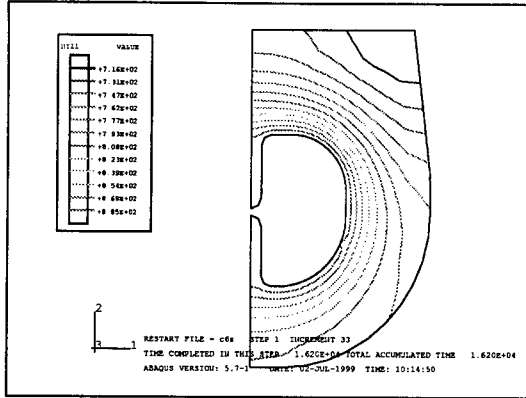


Fig. 7 The result of thermal stress analysis of CV chest

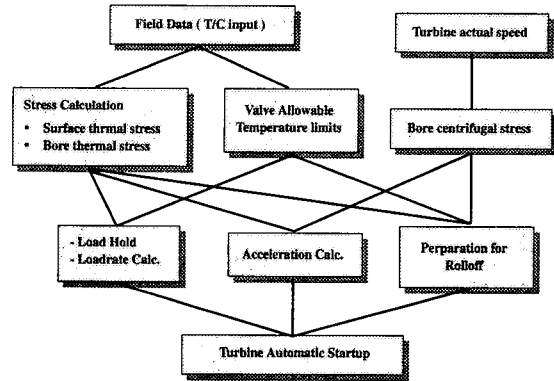


Fig. 9 Flow chart of turbine automatic startup

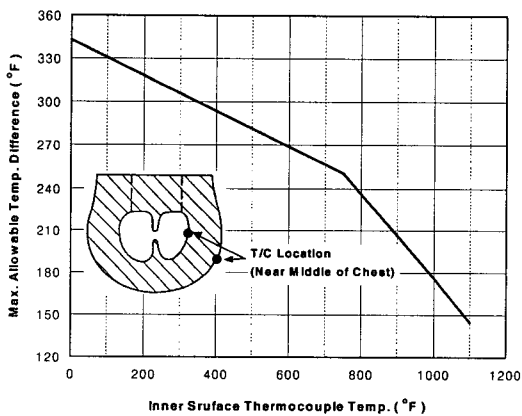


Fig. 8 CV allowable ΔT limit curve

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 옆벽면으로 만약 열전대의 위치가 달라지면 산출 결과도 달라지게 된다. Fig. 8에 산출 결과를 표시하였다.

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 자동 기동 기능에 의한 자동기동 방법이 있다. 현재 발전소에서는 자동기동(auto mode) 방법과 자동 기동 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 허용 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.

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

T_{CV-0} : CV outer temperature

$T_{MS-RATE}$: main steam temperature at rated power

ΔT_{CV-ALL} : CV allowable temperature difference

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

4. 결론

화력 발전소 증기터빈 제어에 사용되는 제어 밸브의 허용 ΔT 허용 곡선을 수명해석을 통하여 산출하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 밸브의 허용 ΔT 허용 곡선은 저온영역과

고온영역으로 나누어지며, 저온 영역의 경우 저주기피로 손상을 적용하였고 고온 영역의 경우 저주기피로 손상과 크리프 손상을 조합하여 적용 하였다.

(2) 복잡한 밸브 형상으로 인하여 온도 측정부위가 제한되어 있기 때문에 허용 ΔT 허용 곡선은 측정 가능한 부분의 온도차로 밸브 전체의 손상 평가가 가능하도록 산출하였다.

(3) 밸브의 응력해석을 통하여 응력집중계수를 산출하고 최대 열응력 발생 위치를 찾아냈다. 산출된 응력집중계수는 1.18이고 최대 열응력 발생 위치는 가장 후육 부위인 스탠드 플레이트이다.

(4) 산출된 제어 밸브 허용 ΔT 허용 곡선을 터빈의 자동기동 프로그램에 적용하여 밸브의 예열 시간을 결정하였다.

참고문헌

- (1) Timo, D. P. and 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. and Germnan, C. W., 1997, "Expanded High Technology Control for Steam Turbines," *Joint Power Generation Conference*, Vol. 2, pp. 201~211.
- (3) Matsumoto, H. and 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, pp. 2504~2512.
- (4) Viswanathan, R., 1989, "Damage Mechanisms and Life Assessment of High-Temperature Components," *ASM INTERNATIONAL*, pp. 265~328.
- (5) Koji, Y. and Kazuo, K., 1994, "Parameter Analysis for Time Dependent Low-Cycle Fatigue Life," *Journal of Eng. Mat. & Technology*, Vol. 116, pp. 479~482.
- (6) Mora, J. and Retzlaff, K., M., 1979, "Design and Operation of Large Fossil-Fueled Steam Turbines Engaged in Cyclic Duty," American Society of Mech. Eng. Joint Power Generation Conference, pp. 3~18.
- (7) Schlottner, G., "Application of a Combined Rupture and LCF Damage Criterion to SV/CV Casing Life Predictions," DF76STG82.