

<응용논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.2.157>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

패러럴 슬라이드 게이트밸브의 열구조해석 및 ASME B&PVC 기반 피로수명 평가

김태호* · 최재승** · 한정삼*†

* 안동대학교 기계설계공학과 · ** (주)키밸브기술

Thermal-structural Analysis and Fatigue Life Evaluation of a Parallel Slide Gate Valve in Accordance with ASME B&PVC

Tae Ho Kim^{*}, Jae Seung Choi^{**} and Jeong Sam Han^{*†}

^{*} Dept. of Mechanical Design Engineering, Andong Nat'l Univ.

^{**} Key Valve Technologies Ltd.

(Received August 2, 2016 ; Revised November 18, 2016 ; Accepted December 5, 2016)

Key Words: Parallel Slide Gate Valve(패러럴 슬라이드 게이트밸브), HRSG(배열회수보일러), ASME B&PVC(미국기계학회 보일러 및 압력용기 규정), Fatigue Life Assessment(피로수명 평가)

초록: 패러럴 슬라이드 게이트밸브는 복합발전플랜트 배열회수보일러와 증기터빈 사이에 위치하여 증기 유동의 흐름을 제어하는 밸브로서 운전기간 동안 기동, 부하변동 및 정지 등의 운전이 반복적으로 이루어진다. 따라서, 각 기동운전 중에 밸브 두께 방향의 온도 차이로 인하여 발생하는 큰 압축 열응력으로 인한 피로손상 및 구조건전성에 대한 평가가 필요하다. 본 논문에서는 배열회수보일러의 주증기 밸브로 설치되는 16인치 패러럴 슬라이드 게이트밸브의 피로수명 평가를 위한 열구조해석 및 ASME B&PVC VIII-2에서 제시된 탄성응력해석 및 등가응력에 기반한 피로수명 평가를 수행하였다.

Abstract: A parallel slide gate valve (PSGV) is located between the heat recovery steam generator (HRSG) and the steam turbine in a combined cycle power plant (CCPP). It is used to control the flow of steam and runs with repetitive operations such as startups, load changes, and shutdowns during its operation period. Therefore, it is necessary to evaluate the fatigue damage and the structural integrity under a large compressive thermal stress due to the temperature difference through the valve wall thickness during the startup operations. In this paper, the thermal-structural analysis and the fatigue life evaluation of a 16-inch PSGV, which is installed on the HP steam line, is performed according to the fatigue life assessment method described in the ASME B&PVC VIII-2; the method uses the equivalent stress from the elastic stress analysis.

1. 서론

복합발전플랜트(combined cycle power plant, CCPP)는 높은 발전효율과 낮은 배출물을 가진다는 장점으로 인하여 2016년 2월 시점으로 우리나라 발전설비의 29% 이상을 차지하는 전력 생산의 핵심기술이다.⁽¹⁾ 가스터빈의 배열을 이용하여 증기터빈 구동용 증기를 생성하는 배열회수보일러(heat re-

covery steam generator, HRSG)는 복합발전플랜트의 핵심 장치 중의 하나이다. 배열회수보일러는 복합발전플랜트의 특성상 전력의 변동 수요에 대처하기 위해 잦은 기동정지 및 부하변동 운전을 하기 때문에 설계 운전횟수 및 운전시간을 만족하는 설계가 이루어져야 한다.⁽²⁾

일반적으로 고온-고압의 운전조건에 있는 기기들은 기동정지시의 증기온도 변화에 기인한 열응력이 생기므로 과대한 열응력의 발생을 방지하기 위해서 선팡창계수가 작고 열전도율이 큰 재료를 사용하며, 구조건전성 확보를 위한 응력 및 피로

† Corresponding Author, jshan@andong.ac.kr

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

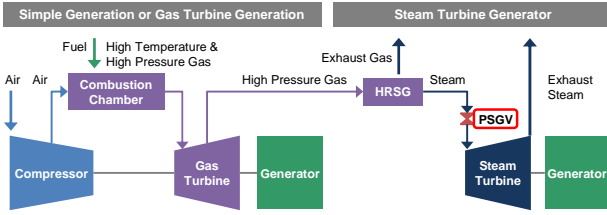


Fig. 1 PSGV in a combined cycle power plant⁽⁴⁾

수명 평가의 주된 고려 대상이다.^(2,3)

복합발전플랜트의 밸브 구성품 중의 하나로 사용되는 패러럴 슬라이드 게이트밸브(parallel slide gate valve, PSGV)는 Fig. 1과 같이 배열회수보일러와 증기터빈 사이에 위치하여 정지밸브 또는 게이트밸브의 역할을 담당한다.⁽⁵⁾ PSGV는 고온-고압의 운전조건으로 인하여 두꺼운 벽두께를 가지는 구조이기 때문에 기동정지시 두께방향으로 발생하는 열응력의 영향을 크게 받으므로 설계시 운전조건을 고려한 응력 및 피로수명 평가 필요하다.

고온-고압기기 등의 설계 및 평가에는 ASME, EN, API 등의 기술기준이 사용되며, 이러한 분야에 대하여 Chandra 등⁽⁶⁾은 코크 드럼의 스커트 분의 피로수명을 ASME B&PVC VIII-2에 따라 평가하였고, Osage⁽⁷⁾는 API 579-1/ASME FFS-1의 피로평가에 대한 사용적합성(fitness-for-service) 평가를 수행하였다. Sim 등⁽⁸⁾은 고온 부품에 적용되는 기술기준에 대한 다양한 방법 들을 소개하였다.

본 논문에서는 복합발전플랜트의 여러 가지 반복적인 기동조건 하에서의 16인치 PSGV의 열구조해석을 수행하고 ASME B&PVC VIII-2⁽⁹⁻¹¹⁾의 피로평가 절차에 따라 구조건전성을 평가를 수행하고자 한다.

2. 유한요소모델링

2.1 해석형상 및 재질

유한요소모델을 위한 형상은 밸브 몸체 형상의 대칭성을 고려하여 Fig. 2와 같이 16인치 PSGV의 1/4 만을 고려하였다.

유한요소모델링은 ANSYS Workbench⁽¹²⁾로 수행하였으며, 열해석에는 1차 요소인 8절점 솔리드 요소(SOLID 70)를 사용하였고, 열구조해석에는 2차 요소인 20절점과 10절점 솔리드 요소(SOLID 186 및 SOLID 187)를 이용하였다. 이때, 유한요소모델의 절점 및 요소는 열해석의 경우에 각각 752,670개 및 760,767개이며, 열구조해석의 경우는 각각 3,012,368개 및 758,881개이다. 최종적으로 생성된 16인치 PSGV의 유한요소모델은 Fig. 3이다.

Table 1 Nodes for each SCL definition

SCL	Start node	End node
1	1,216,712	1,239,450
2	1,216,661	1,232,141
3	1,235,337	1,235,327
4	1,209,934	1,208,716

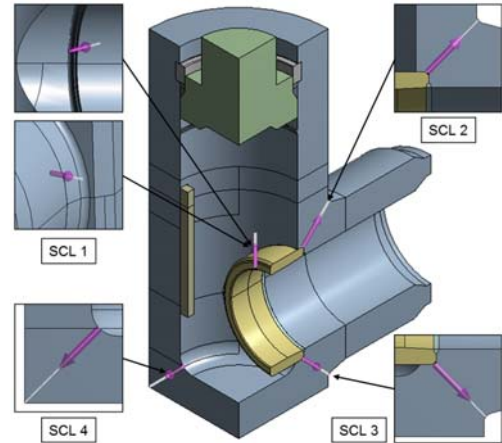


Fig. 2 Geometry of the 16 inch PSGV and definition of stress classification lines

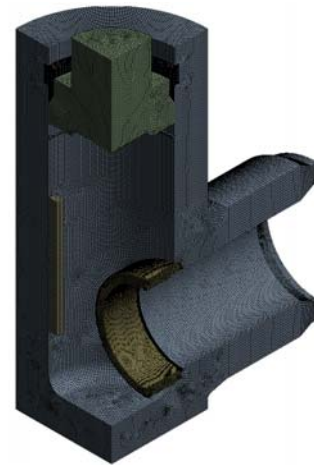


Fig. 3 Finite element model of the 16 inch PSGV

피로수명 관점에서 각 운전 사이클 동안 가장 큰 응력 변화가 발생하는 부위가 가장 취약한 부분이므로 이러한 부위를 임계영역(critical area)으로 지정한다. ASME B&PVC VIII-2에서는 이를 위하여 SCL(stress classification line)을 정의하고 구조건전성 및 피로수명 평가에 사용한다. 본 논문에서 정의된 SCL은 Fig. 2와 같으며 구체적인 절점 정보는 Table 1에 나타내었다.

16인치 PSGV의 재질은 SA182-F91 (9Cr-1Mo-V)이며 물성 정보는 ASME B&PVC II Part D⁽¹⁰⁾를 이

용하여 온도에 따라 변화하는 값을 고려하여 사용하였다.(Fig. 4 참조)

2.2 운전조건

본 논문에서 가정된 냉간기동(cold startup), 난간기동(warm startup), 열간기동(hot startup) 및 정지

(shutdown)에 대한 운전조건은 Fig. 5와 같다. 본 16인치 PSGV의 총 설계수명(design life)은 250,000 시간(대략 28.5년)으로 하였으며, 이 설계수명 동안 냉간기동은 400회, 난간기동은 2,000회 그리고 열간기동은 4,000회의 기동운전 후 정지로 이루어진다고 가정하였다. 본 논문에서 고려된 기동 운전조건은 실제 운전조건보다 가혹한 조건이나 16인치 PSGV의 구조건전성 및 피로수명 평가 절차를 수립한다는 측면에서 사용되었다.

3. 과도열전달 해석

3.1 과도열전달해석의 경계조건

각 기동 운전조건에 따라서 밸브 몸체의 시간에 따른 온도분포를 파악하고자 과도열전달해석을 수행하였다. 밸브 몸체의 시간에 따른 온도분포는 열구조해석의 온도 입력으로 사용된다.

밸브 내부로 흐르는 고온-고압의 증기 유동에 의해 밸브 몸체로의 열전달이 발생하며, 이때 열전달해석에 필요한 밸브 몸체 내부면의 대류 열전달계수 계산을 위하여 내부 관유동에 이용되는 Nu 수(Nusselt number) 관계식을 이용하였다. Nu 수란 어떤 유체층을 통과하는 전도(conduction)에 의

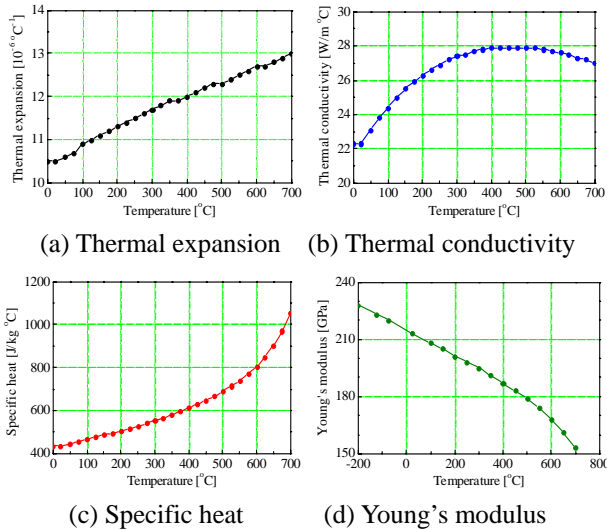


Fig. 4 Material properties of the 16 inch PSGV (SA182-F91 (9Cr-1Mo-V))

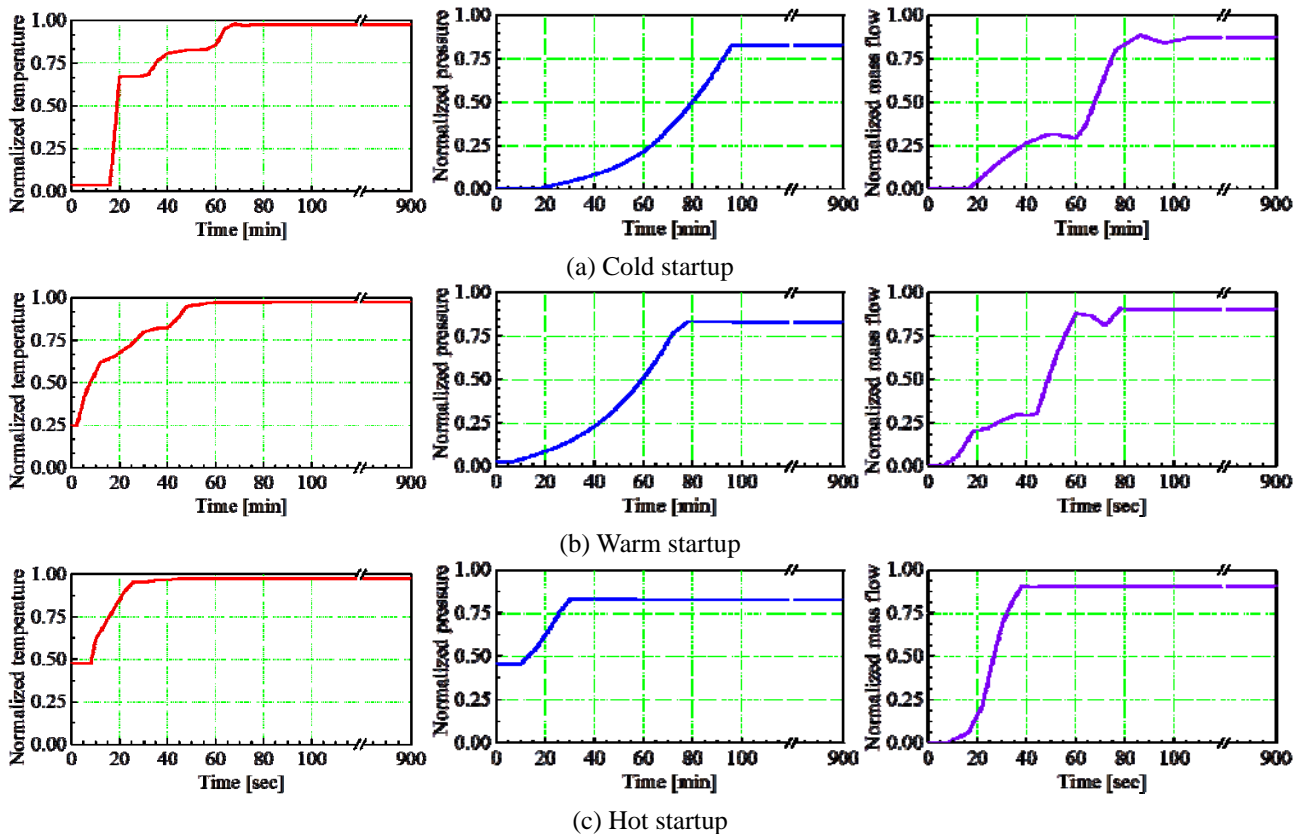


Fig. 5 Startup diagrams used for analysis (The temperature, pressure, and mass flow are normalized)

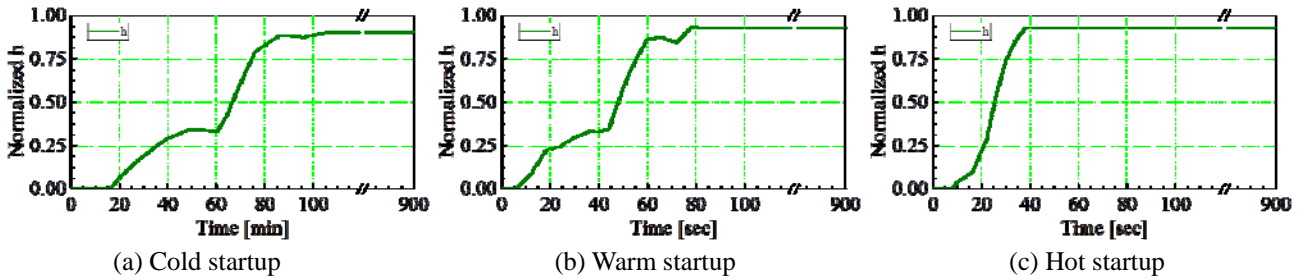


Fig. 6 Normalized convective film coefficients for each startup conditions (The value is normalized with 4 kW/m²°C)

한 열전달의 크기와 같은 유체층을 통과하는 대류 (convection)에 의한 열전달의 크기의 비를 나타내는 값이다.⁽¹³⁾

$$Nu = \frac{\text{Convective heat transfer}}{\text{Conductive heat transfer}} = \frac{hL_c}{k} \quad (1)$$

여기서, h는 대류 열전달계수(convective heat transfer coefficient), L_c는 특성길이(characteristic length), k는 열전도도(thermal conductivity)이다. 난류유동에서 Nu 수는 Chilton-Colburn 상사를 통해 마찰인자(f)와 식 (2)로 연관된다.⁽¹³⁾

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{1/3} \quad (2)$$

이러한 마찰인자를 사용하면 매끄러운 관과 거친 관에서 Nu 수를 결정하는데 사용할 수 있다. 밸브 내부 유동을 관에서의 난류유동이라고 가정하면 Sieder-Tate의 이론에 따른 Nu 수는 식 (3)과 같다.

$$Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3)$$

0.7 ≤ Pr ≤ 17,600
Re ≥ 10,000

여기서, Re는 레이놀즈 수(Reynolds number), Pr은 프란틀 수(Prandtl number), μ는 점성계수(dynamic viscosity), μ_s는 표면온도에서의 점성계수이다. 이 관계식을 이용하여 각 기동 운전조건에 대하여 시간에 따른 대류 열전달계수(h)를 계산하였고, 그 결과는 Fig. 6과 같다.

과도열전달해석에서 경계조건으로 밸브 외부는 단열로 가정하였다. 각 기동 운전조건에 따른 열전달계수는 앞에서 설명한 Sieder-Tate 관계식의 계산 결과 값을 사용하였다.

3.2 과도열전달해석의 결과

각 기동 초기에 밸브 몸체의 두께 방향으로 큰

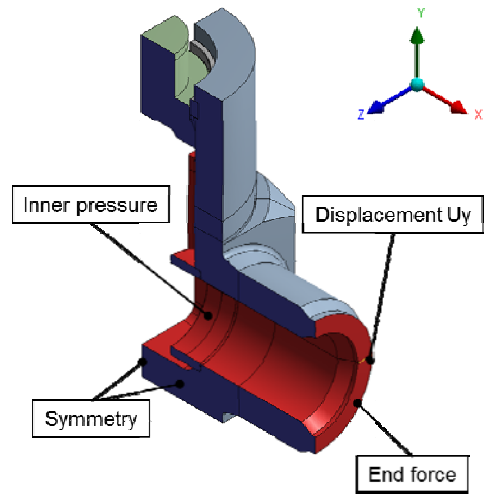


Fig. 7 Load and boundary conditions in the thermal-structural analysis

온도차이가 발생하며, 이때의 과도열전달해석 결과는 Fig. 8의 (a)~(c)와 같다. 그리고 정상 운전조건(normal operation) 상태에서는 밸브의 외부가 단열이므로 모든 구성요소의 온도는 일정하다.(Fig. 8(d) 참고)

4. 열구조해석

각 기동 운전조건 및 작동조건에 따라서 밸브 몸체의 시간에 따른 구조적 응답을 파악하고자 열구조해석을 수행하였다. 열구조해석에는 과도열전달해석에서 계산한 밸브 몸체의 온도 분포와 기계적 하중을 함께 고려하였다. 이러한 열구조해석에서 관성력의 영향은 크지 않기 때문에 몇 군데 중요 시간에서 정해석(static analysis)을 수행하여 과도해석(transient analysis)을 대신하였다.

4.1 열구조해석의 하중 및 경계조건

열구조해석에서 고려한 기계적 하중은 밸브 내부의 증기에 의한 내압과 식 (4)와 같이 계산되는 밸브 끝단면에서의 끝단력(end force)인 F_{end}이다.⁽¹⁴⁾

$$F_{end} = \frac{P \times A_{in}}{2} \quad (4)$$

여기서, P 는 밸브 내부의 내압이며 A_{in} 은 밸브 끝단면 내경의 단면적이다.

열구조해석에서 경계조건으로는 전체의 1/4 모델을 사용함으로 각 절단면에 대칭조건을 적용하여 U_x 및 U_z 방향을 구속하였다. 또한 밸브 끝단면의 중앙 모서리를 수직 방향(U_y 방향)으로 구속하였다. 열구조해석의 하중 및 경계조건은 Fig. 7과 같다.

4.2 열구조해석의 결과

각 기동 초기에는 밸브 몸체의 두께 방향의 큰 온도차이로 인하여 밸브 내부면에서 큰 압축응력이

이 발생한다. 이러한 압축응력은 온도분포가 정상 조건 상태로 변하면서 두께 방향의 온도차이가 감소함에 따라 작아지고 내압에 의한 인장응력이 나타난다. 또한, 냉간기동 하에서 가장 큰 압축응력이 발생하는 것을 확인하였다.(Fig. 9(a) 참조)

각 기동 운전조건 별로 최대 응력 차이가 발생하는 위치는 Fig. 1의 SCL 1의 시작 절점이며, 이 절점에서의 등가부호응력(signed equivalent stress)의 변화 이력을 Fig. 9에 도시하였다. Fig. 10에는 각 기동 운전조건 별로 가장 큰 압축응력이 발생할 때(냉간기동시 2,400 s, 난간기동시 2,880 s 및 열간기동시 1,560 s)의 응력분포를 나타내었다. 탄성응력해석으로 계산된 최대등가응력은 냉간기동, 난

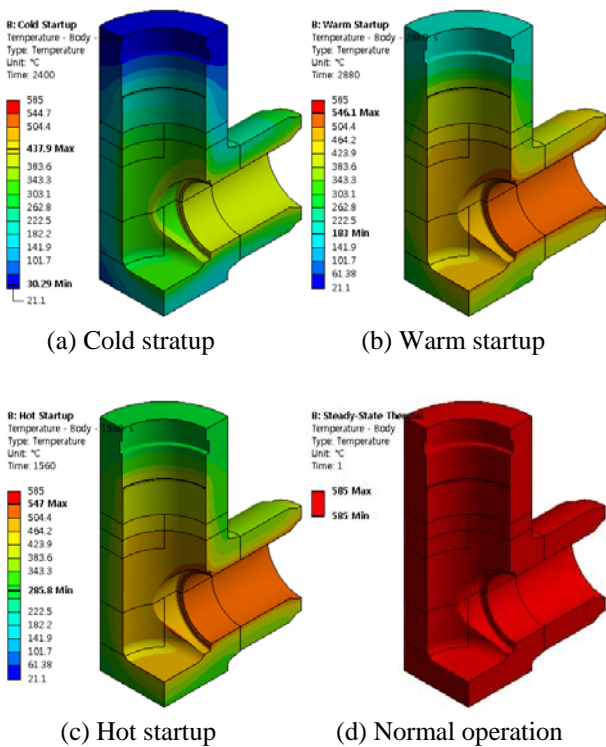


Fig. 8 Temperature distribution at critical time steps

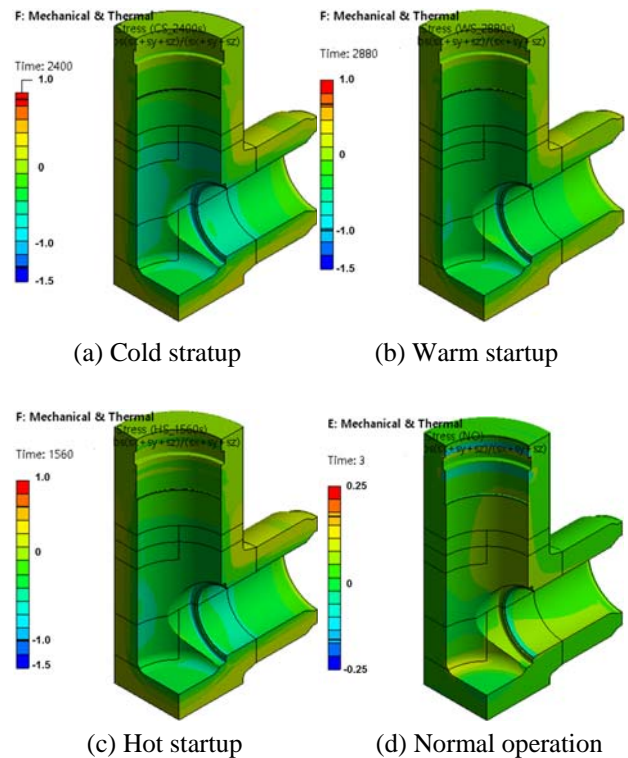


Fig. 10 Stress distribution at critical time steps for thermal-structural analysis (the value is normalized with 1,000 MPa)

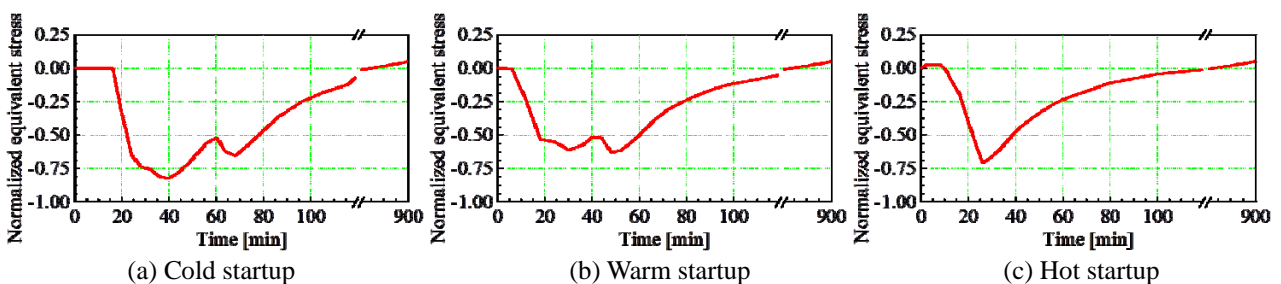


Fig. 9 History of signed equivalent stress at a critical node (The value is normalized with 1,600 MPa)

간기동 및 열간기동의 경우에 각각 1,318 MPa, 1,006 MPa 및 1,133 MPa으로 항복응력을 초과하지 만 ASME B&PVC VIII-2의 소성과괴(plastic collapse)는 발생하지 않는 것으로 평가되었다.

5. 피로수명 평가

본 논문에서는 ASME B&PVC VIII-2의 5.5.3절에서 제시된 절차에 따라 16인치 PSGV의 운전조건을 고려한 피로수명 평가를 수행하고자 한다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 이때 피로수명 평가는 탄성응력해석 및 등가응력을 이용하며, 사용되는 설계 피로곡선은 매끄러운 시편에 기반하여 평균응력과 변형률의 가능한 최대 효과가 반영되었기 때문에 추가적인 평균응력 효과에 대한 보정이 필요하지 않다.⁽⁹⁾

5.1 탄성응력해석 및 등가응력의 계산

피로평가에 사용되는 제어응력(controlling stress)은 하중 히스토그램의 각 사이클에서 계산되는 등가응력범위(P_L+P_b+Q+F)의 1/2로 정의되는 유효 등가응력진폭인 $S_{alt,k}$ 이다. 이때, P_L , P_b , Q 및 F 의 응력분류는 ASME B&PVC VIII-2⁽⁹⁾의 Figure 5.1를 따른다.

피로수명 평가를 수행하고자 하는 대상체의 각 지점에 대하여 사이클 카운팅 방법을 이용하여 개별 응력-변형률 사이클을 Fig. 11과 같이 결정한다.

Table 2 Definition of cyclic stress ranges

Case Number	Description of cycle	Number of cyclic stress ranges (k)	Number of design cycles (n_k)
1	CS-NO ¹⁾	1	400
2	WS-NO ²⁾	1	2,000
3	HS-NO ³⁾	1	4,000
M=Σk		3	-

¹⁾ CS-NO: cold startup and normal operation
²⁾ WS-NO: warm startup and normal operation
³⁾ HS-NO: hot startup and normal operation

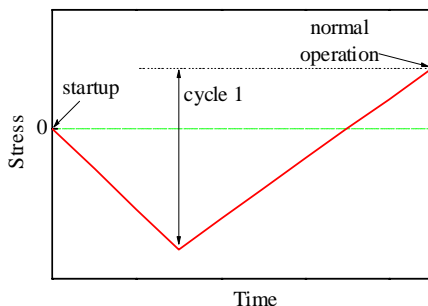


Fig. 11 Cycle counting for fatigue analysis

이후 하중 히스토그램의 총 반복응력범위횟수 M 을 Table 2와 같이 정의한다.

각 사이클에 대한 등가응력범위를 결정하고, 정의한 k 차 사이클의 시작점 및 종료점에서의 응력 텐서 ${}^m\sigma_{ij,k}$ 및 ${}^n\sigma_{ij,k}$ 을 결정한다. 이 시간 지점들간의 응력성분범위(component stress range) $\Delta\sigma_{ij,k}$ 및 유효등가응력범위 $\Delta S_{P,k}$ 를 아래 식 (5)-(6)과 같이 계산한다.

$$\Delta\sigma_{ij,k} = {}^m\sigma_{ij,k} - {}^n\sigma_{ij,k} \quad (5)$$

$$\Delta S_{P,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[\begin{aligned} &(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + \\ &(\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + \\ &(\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + \\ &6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2) \end{aligned} \right]^{0.5} \quad (6)$$

유효등가응력범위를 이용하여 k 차 사이클에 대한 등가응력진폭 $S_{alt,k}$ 을 식 (7)과 같이 결정한다.

$$S_{alt,k} = \frac{K_f \cdot K_{e,k} \cdot \Delta S_{P,k}}{2} \quad (7)$$

여기서, K_f 는 국부 노치 및 용접 효과와 관련되는 피로강도저하계수(fatigue strength reduction factor)이며, $K_{e,k}$ 는 피로보정계수(fatigue penalty factor)이다. 본 논문에서 사용한 유한요소모델에는 구조적으로 중요한 부위의 라운드를 모두 반영하고, 용접부를 밸브 몸체와의 접합접촉(bonded contact)조건을 이용하여 유한요소모델링에 반영하였기에 피로강도저하계수를 $K_f=1$ 로 설정하였다. 이러한 계수의 결정에 대한 구체적인 사항은 ASME B&PVC VIII-2⁽⁹⁾의 5.5.3절에 제시되어 있다.

등가응력진폭에 대한 허용피로수명을 결정하기 위해 ASME B&PVC VIII-2의 ANNEX 3.F의 Table 3.F.1에서 제공하는 해당 재료의 피로곡선을 사용한다. ANNEX 3.F의 피로곡선 관계식은 식 (8)-(10)와 같다.

$$Y = \left(\frac{S_a}{C_{us}} \right) \cdot \left(\frac{E_{FC}}{E_T} \right) \quad (8)$$

$$X = \frac{C_1 + C_3 Y + C_5 Y^2 + C_7 Y^3 + C_9 Y^4 + C_{11} Y^5}{1 + C_2 Y + C_4 Y^2 + C_6 Y^3 + C_8 Y^4 + C_{10} Y^5} \quad (9)$$

$$N = 10^X \quad (10)$$

여기서, E_T 는 고려되는 반복하중 사이클의 평균온도에서의 재료의 영률, E_{FC} 는 피로곡선 작성시 온

Table 3 Fatigue life assessment of the 16" PSGV for cold startup – normal operation

SCL	$\Delta S_{n,k}$ (MPa)	$\Delta S_{P,k}$ (MPa)	K_f	S_{PS} (MPa)	$K_{e,k}$	S_{alt} (MPa)	E_{FC} (MPa)	E_T (MPa)	Y	X	N_k (cycles)	n_k (cycles)	$D_{f,k}$
1	309	1,395	1	647	1	697	195,000	194,760	101	2.76	573	400	0.698
2	355	665	1	647	1	332	195,000	194,760	48	3.68	4,741	400	0.084
3	338	1,144	1	647	1	572	195,000	194,760	83	2.99	977	400	0.409
4	310	454	1	647	1	227	195,000	194,760	33	4.21	16,190	400	0.025

Table 4 Fatigue life assessment of the 16" PSGV for warm startup – normal operation

SCL	$\Delta S_{n,k}$ (MPa)	$\Delta S_{P,k}$ (MPa)	K_f	S_{PS} (MPa)	$K_{e,k}$	S_{alt} (MPa)	E_{FC} (MPa)	E_T (MPa)	Y	X	N_k (cycles)	n_k (cycles)	$D_{f,k}$
1	238	1,083	1	611	1	541	195,000	189,408	80	3.02	1,051	2,000	1.903
2	273	563	1	611	1	281	195,000	189,408	42	3.87	7,334	2,000	0.273
3	264	985	1	611	1	492	195,000	189,408	73	3.14	1,370	2,000	1.460
4	297	437	1	611	1	218	195,000	189,408	32	4.23	16,818	2,000	0.119

Table 5 Fatigue life assessment of the 16" PSGV for hot startup – normal operation

SCL	$\Delta S_{n,k}$ (MPa)	$\Delta S_{P,k}$ (MPa)	K_f	S_{PS} (MPa)	$K_{e,k}$	S_{alt} (MPa)	E_{FC} (MPa)	E_T (MPa)	Y	X	N_k (cycles)	n_k (cycles)	$D_{f,k}$
1	252	1,206	1	610	1	603	195,000	184,200	92	2.86	727	4,000	5.502
2	268	631	1	610	1	315	195,000	184,200	48	3.67	4,691	4,000	0.853
3	269	1,055	1	610	1	527	195,000	184,200	81	3.02	1,046	4,000	3.824
4	269	407	1	610	1	203	195,000	184,200	31	4.33	21,326	4,000	0.188

도에서의 재료의 영률, S_a 는 등가응력진폭, C_{us} 는 단위 환산 보정계수(응력 단위가 ksi인 경우 1.0, MPa인 경우 6.894757) 그리고 C_i 는 피로곡선에 사용된 상수를 의미한다. 본 연구에서 사용된 재료는 SA182-F91 (9Cr-1Mo-V)으로 ANNEX 3.A의 Table 3.A.1에 따라서 Carbon steel and low alloy materials로 선택하였고, 피로곡선 상수는 ANNEX 3.F의 Table 3.F.1(사용 온도는 371°C 이하)을 사용하였다. 본 논문에서 고려된 일부 사이클에서는 사용 온도를 초과하는 경우에도 이 피로곡선 상수가 적용되었다.

이후에 k차 사이클에 대한 설계 피로수명과 허용피로수명의 비로 피로손상(fatigue damage) $D_{f,k}$ 을 식 (11)과 같이 결정한다.

$$D_{f,k} = \frac{n_k}{N_k} \tag{11}$$

이러한 과정을 총 반복응력범위횟수 M에 대하여 피로손상을 계산하고 식 (12)를 이용하여 누적피로손상(accumulated fatigue damage) D_f 를 계산한다. 누적피로손상이 1.0 미만이면 평가 지점은 반복하중에 대하여 허용된다고 판단할 수 있다.

$$D_f = \sum_{k=1}^M D_{f,k} \leq 1.0 \tag{12}$$

이러한 과정을 Table 1에 정의된 모든 SCL에 대해 반복하여 피로수명 평가를 수행하였다.

5.2 피로수명 평가 및 결과

탄성응력해석 및 등가응력에 기반한 피로수명 평가 절차에 따라 앞에서 정의한 4개의 SCL에 대하여 피로수명 평가를 수행하였고 결과는 Table 3-5에 정리하였다. 여기서, $\Delta S_{n,k}$ (primary plus secondary equivalent stress range)는 일차+이차 등가응력범위로 평가지점 단면의 두께방향으로 가장 큰 (P_L+P_b+Q)값을 의미하며, S_{PS} (allowable limit on the primary plus secondary stress range)는 일차+이차 등가응력범위의 허용치로 허용응력(S)의 3배와 항복강도(S_y)의 2배 중에서 큰 값으로 정의된다. 이러한 $\Delta S_{n,k}$ 및 S_{PS} 는 피로보정계수 $K_{e,k}$ 를 계산하는데 사용되는 값이다. 또한, S_{alt} 는 각 사이클에 대하여 최종적으로 계산된 등가응력진폭이다.

피로수명 평가 결과, 각 SCL에서 계산된 누적피로손상 결과는 Table 6과 같다. SCL 4를 제외한 모든 SCL에서 누적피로손상이 1.0보다 크기 때문

Table 6 Accumulated fatigue damage of the PSGV

SCL	1	2	3	4
CS-NO	0.698	0.084	0.409	0.025
WS-NO	1.903	0.273	1.460	0.119
HS-NO	5.502	0.853	3.824	0.188
$D_f = \sum D_{f,k}$	8.103	1.21	5.693	0.332

에 피로수명 관점에서 파손이 예상된다. 특히 SCL 1에서 누적피로손상 $D_f=8.1$ 로 가장 큰 값을 보인다.

각 기동 운전조건 중 열간기동에서 가장 큰 피로손상이 발생하였다. 이 기동조건에 등가응력진폭이 냉간기동 조건의 경우보다 작지만 요구되는 설계수명이 가장 길기 때문에 가장 큰 피로손상이 발생하였다.

6. 결론

본 논문에서는 16인치 PSGV의 피로수명 관점의 구조건전성 평가를 수행하였다. 다양한 기동 운전조건 하에서 피로수명을 평가하였으며, 평가 기준으로는 ASME B&PVC VIII-2를 사용하였다. 피로수명 계산에 필요한 밸브의 열전달해석 및 열구조해석은 범용유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 수행하였다.

탄성응력해석 및 등가응력에 기반한 피로수명 평가 결과, 각 SCL에서 계산된 누적피로손상이 SCL 4를 제외한 모든 SCL에서 누적피로손상이 1.0보다 크기 때문에 피로수명 관점에서 파손이 예상된다. 특히 SCL 1에서 누적피로손상 $D_f=8.1$ 로 가장 큰 값을 보였다. 따라서, 본 16인치 PSGV는 고려한 기동 운전조건 하에서 피로파괴가 발생할 것으로 판단된다.

끝으로 본 논문에서 고려된 운전조건은 PSGV의 피로 구조건전성 평가 관점에서 실제 운전조건보다 가혹한 조건으로 가정되어 이용되었으며, 또한 사용된 피로곡선 상수는 사용 온도조건을 초과한 일부 사이클의 경우에도 적용되었음을 밝힌다.

후 기

이 논문은 2015학년도 안동대학교 학술연구조성비(연구교수)에 의하여 연구되었음.

참고문헌 (References)

(1) Baek, S. H., 2016, "The Monthly Report on Major

Electric Power Statistics," *Korea Electric Power Corporation*, Vol. 448, No. 2.

- (2) Hwang, S. H., Kim, H. G., Seon, C. Y., Lee, C. S. and Lee, B. Y., 2010, "Fatigue Life Evaluation for HPDrum in HRSG According to EN Code," *Proc. of KSME autumn conference*, pp. 506~511.
- (3) Jeong, M. S., 2009, "Performance of Steam Turbine Technology Trends," *Journal of the KSME*, Vol. 49, No. 9, pp. 52~57.
- (4) Doosan Engineering & Construction, 2016, "Combined Cycle Thermal Power Generation System Diagram," <http://www.doosanenc.com/en/business/hrsg/info.do>.
- (5) Ha, J. W., Kim, T. W. and Lee, B. Y., 1999, "Calculation of Maximum Allowable Temperature Difference for Life Design of Valve Casings for Steam Turbines of Fossil Power Plants," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 16, No. 8, pp. 46~52.
- (6) Chandra, N. P. and Belkar, S. B., 2014, "Analytical Study of Coke Drum Skirt Support Hot Box," *International Journal of Emerging Science and Engineering*, Vol. 2, No. 9, pp. 7~11.
- (7) Osage, D. A., 2015, "Fatigue Assessment for In-service Components – A New Part for API 579-1/ASME FFS-1 Fitness-for-service," *Procedia Engineering*, Vol. 133, pp. 320~347.
- (8) Sim, H. J., Oh, C. K., Kim, H. S. and Youm, H. K., 2011, "Technical Review on the Design and Integrity Evaluation Technologies for Components in High Temperature Environment," *Korea Electric Power Corporation*.
- (9) ASME, 2010, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 2 – Alternative Rules*, The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- (10) ASME, 2010, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Materials, Part D – Properties (Metric)*, The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- (11) Sowinski, J. C., Osage, D. A. and Brown, R. G., 2013, *ASME Section VIII – Division 2 Example Problem Manual*, The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- (12) ANSYS, 2016, *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference 17.0*, SAS IP, Inc.
- (13) Cengel, Y. A., 2010, *Introduction to heat transfer*, MacGraw-Hill, Korea, pp. 360~362.
- (14) Lee, B. Y., Kim, W. J. and Shin, H. M., 2005, "Finite Element Analysis and Evaluation of Casting Defects of Steam Turbine Valve Casings of Power Plants," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 29, No. 5, pp. 111~118.