

유한요소법을 이용한 SMART 증기발생기 모듈급수헤더의  
열해석 및 응력해석

Thermal and Stress Analyses of Module Feedwater Header  
in SMART Steam Generator Using Finite Element Method

김충관  
현대타타늄(주)

김용완, 김종인  
한국원자력연구소  
대전광역시 유성구 덕진동 150번지

요 약

SMART의 증기발생기에서는 이차측 냉각재가 모듈급수헤더에서 각 전열관으로 배분된다. 모듈급수헤더 밖은 일차측과 접하고 모듈급수헤더의 안쪽은 이차측과 접하므로 일차측 및 이차측 냉각재의 온도 및 압력차에 의한 높은 하중이 모듈급수헤더에 작용한다. 본 연구에서는 동시설계개념으로 생산된 3차원 CAD 모델을 사용하여 유한요소해석 모델을 작성하고 구조적 건전성을 평가하는 개념을 시도하였다. CAE 프로그램인 I-DEAS를 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 3차원 자유요소생성 개념을 활용하였는데 요소의 크기에 대한 결과의 수렴도를 선행하여 보여 줌으로써 요소생성에 대한 타당성을 보였다. 압력하중만 고려한 응력해석, 열하중만 고려한 응력해석, 그리고 열하중과 압력하중 둘 다 고려한 응력해석을 수행함으로써 각 하중의 기여도를 비교 평가하였다. 그리고 수식적 평가가 가능한 튜브시트에 대해서는 ASME 및 러시아 기술기준을 적용하여 계산한 결과와 FEM 해석결과를 비교하였는데 ASME 결과가 가장 보수적이었다. SMART 증기발생기 모듈급수헤더는 정적인 강도를 모두 만족함을 보여 주었다.

Abstract

Module feed water header of SMART steam generator is subjected to severe thermal loading induced by the temperature difference between primary coolant and secondary coolant. In this study, strength analysis of module feed water header has been performed using finite element method. Finite element model was developed from the 3-D CAD model based on the concurrent engineering strategy. Mesh convergency test for various size of mesh was carried out to guarantee the quantitative accuracy of the analysis result. Three independent analyses were carried out using the optimized mesh for the module feed water header subjected to the mechanical loading, thermal loading, and the thermo-mechanical loading to investigate the contribution of each loading. Also, stress values obtained by the sizing equations of ASME and Russian standard were compared with those obtained by the finite element analysis for the tube sheet of the module feed water header. It has been shown that the SMART steam generator module feed water header design meets all the static strength criteria.

## 1. 서 론

SMART의 증기발생기는 이차측 냉각재가 전열관 내부를 흐르고, 일차측 냉각재가 전열관 외부 를 흐른다[1, 2]. 증기발생기 부품인 모듈급수헤더는 이차측 냉각재를 모듈급수관으로부터 공급받 아 각 전열관에 분배하는 역할을 한다. 고온의 일차측 냉각재와 저온의 이차측 냉각재로 인해 원 자로 전체에서 매우 극심한 열응력을 받는 부품이다. 또한 안쪽에는 5MPa 전후의 이차측 냉각재 압력을 받는데 비해 바깥쪽은 17MPa의 외압을 받는다. 모듈급수헤더는 전열관을 연결하기 위해 많은 원공이 뚫어져 있으며 형상이 복잡하여 단순한 수식으로 강도를 평가하기 힘들다. 따라서 동시설계개념을 사용하기 위해 생산된 3-D CAD 모델을 활용하여 유한요소해석 모델을 생성함으 로써 효율성을 높이하고자 한다. I-DEAS로 3차원 모델을 구현하면, 2차원 도면 및 유한요소해석 모델을 쉽게 만들 수 있으므로, 별도의 선행 작업 없이 해석을 수행할 수 있다. 또한 설계변경에 따라 3차원 모델을 수정하면 2차원 도면 및 유한요소해석 모델도 수정한 값에 연동하여 자동으로 변하도록 하는 개념이 가능하다. 이 경우 자유요소생성 개념을 사용하는 것이 효율적인데 요소의 크기는 결과에 중대한 영향을 미친다. 따라서 여러 가지 크기의 요소에 대해 민감도 해석을 선행 하여 유한요소해석 모델을 최적화하여 본 해석을 수행했다. 요소의 크기에 따른 결과의 수렴성은 절점 개수를 증가시키면서 최대 응력값을 값을 비교함으로써 수행하였다. 먼저 압력하중만 고려 한 응력해석을 수행하였고 다음으로 일차측 및 이차측 냉각재에 의한 열해석을 수행한 후 열응력 해석을 수행하였다. 마지막으로 열하중과 압력하중을 모두 고려하여 해석을 수행하였다. 전열관 튜브시트에 대해서는 ASME 및 러시아 기술기준을 이용하여 수식으로 정적인 강도평가를 수행하 고 그 값을 유한요소해석 결과와 비교 평가하였다.

## 2. 모델링

모듈급수헤더를 유한요소해석하기 위하여 헤더의 기하학적 대칭성을 고려하면 1/4만 모델링하 면 된다. 모듈급수헤더 형상이 복잡하므로 실제 제작형상과 비슷하게 그림 1과 같이 튜브시트, 원 통, 덮개 등으로 분리하여 요소를 생성해 둠으로써 해석 후에 결과를 효율적으로 볼 수 있도록 하였다. 1/4만 모델링 하였으므로 대칭면에서는 대칭경계조건을 부가하였다. 모듈급수헤더는 PT-3V 티타늄합금으로 설계되었다.

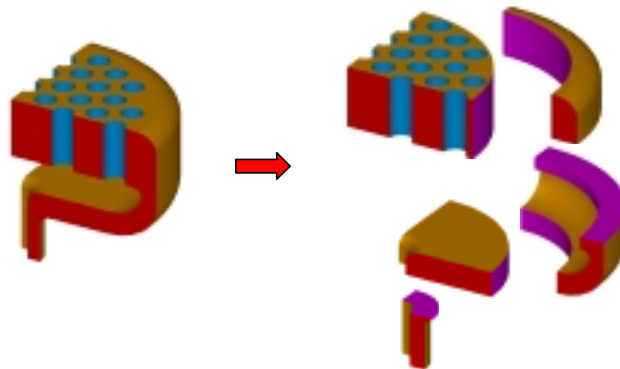


그림 1. 모듈급수헤더 유한요소해석모델

모듈급수관은 해석대상이 아니지만 헤더를 지지하고, 구속에 의한 영향을 줄이기 위하여 모듈 급수관을 붙여서 모델링하고 급수관 끝부분을 구속하였다. 그림 2에서 해석모델에 대한 경계조건 을 도식적으로 나타내었다.

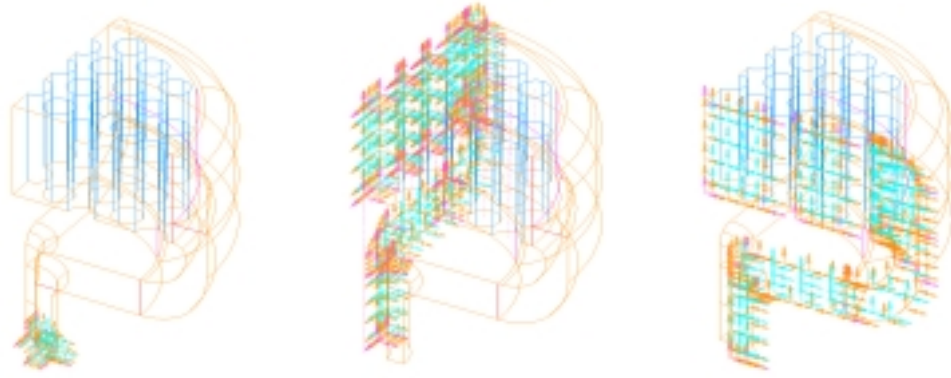


그림 2. 경계조건

$$U_x = U_y = U_z = 0$$

각 대칭단면에 대하여 구속조건을 적용하였다.

x축 대칭 :

$$U_x = 0$$

$$R_y = R_z = 0$$

z축 대칭 :

$$U_z = 0$$

$$R_x = R_y = 0$$

유한요소해석은 I-DEAS Master Series 7을 사용하였고, 요소는 Parabolic Tetrahedron 요소를 사용하였다. 본격적인 해석을 수행하기 전에, 모델의 해석결과를 정량적으로 입증할 수 있도록 요소의 수렴성 평가를 수행하였다. 헤더 원통부위와 튜브시트의 응력분포가 중요하기 때문에 원통부위와 튜브시트를 중심으로 미세한 요소를 만들어 가는 방식으로, 절점 수를 증가시키면서 최대 응력값을 비교하였다. 절점 수가 100,000개가 넘으면, 해석시간도 많이 걸리고, 보유중인 Workstation만으로 해석이 어려우므로 100,000개 이하로 하였다.

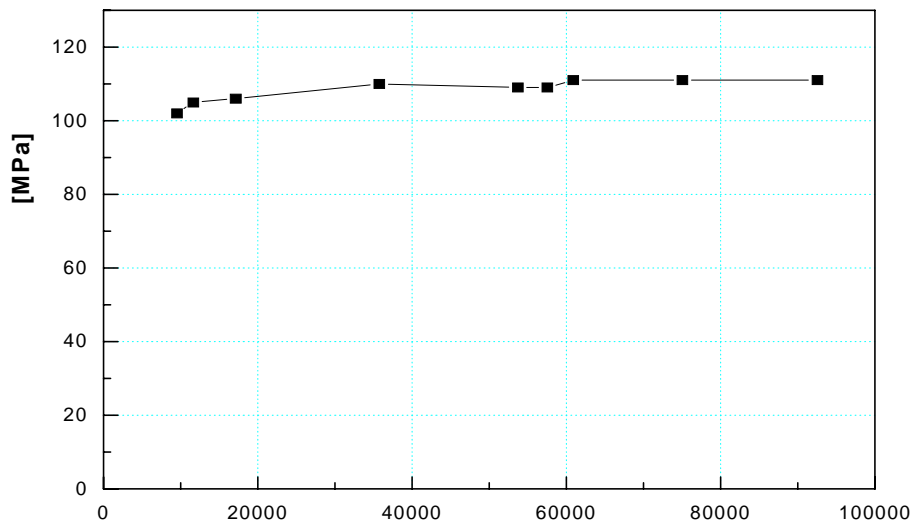


그림 3. 요소의 수렴성 평가

그림 3에서 보는 것과 같이 요소가 미세해질수록 최대 응력값이 조금씩 증가하여 절점 수 60,000 개 이상인 모델에서는 일정한 값을 유지하였다. 이 일정한 값을 나타내는 모델 중 그 중간에 있는 모델을 선택하여 본 해석을 수행하였다. 최종 유한요소해석 모델은 75052개의 절점과 47203개의 요소로 구성되었다.

### 3. 해석

모듈급수헤더는 180°C의 이차측 냉각재와 305°C의 일차측 냉각재에 의한 열하중을 받고, 5MPa의 이차측 내압과 17MPa의 일차측 외압에 의한 압력하중을 받는다. 그러므로 열하중과 압력하중을 모두 고려해야 한다. 해석을 세 가지로 나누어서 수행하였다. 압력하중만 작용한 경우와 열하중만 작용한 경우 그리고 압력하중과 열하중이 모두 작용하는 경우로 나누어서 해석을 수행하였다.

#### 3.1 압력하중만 고려한 응력해석

모듈급수헤더 내부에는 이차측 냉각재에 의해 5MPa의 내압이 작용하고, 외부에는 일차측 냉각재에 의해 17MPa가 작용한다. 튜브시트에는 증기발생기의 유동불안정을 방지하고, 전열관의 길이 차이로 인한 압력강하의 차이를 보정하기 위하여 오리피스가 장착된다. 오리피스와 튜브시트 구멍사이에 0.1mm의 간극이 있다. 일차측 냉각재에 의해 이 틈새에도 외압이 작용하는 것으로 간주해서 해석했다. 그림 4에서는 이차측 내압과 일차측 외압을 도식적으로 보여준다.

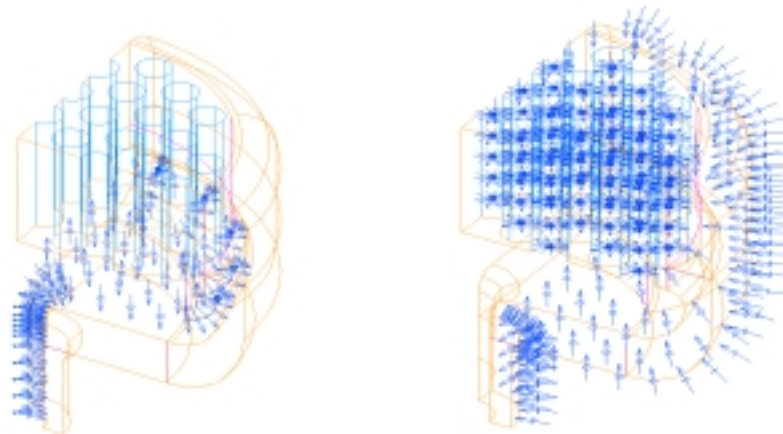


그림 4. 모듈급수헤더의 이차측 및 일차측 압력하중

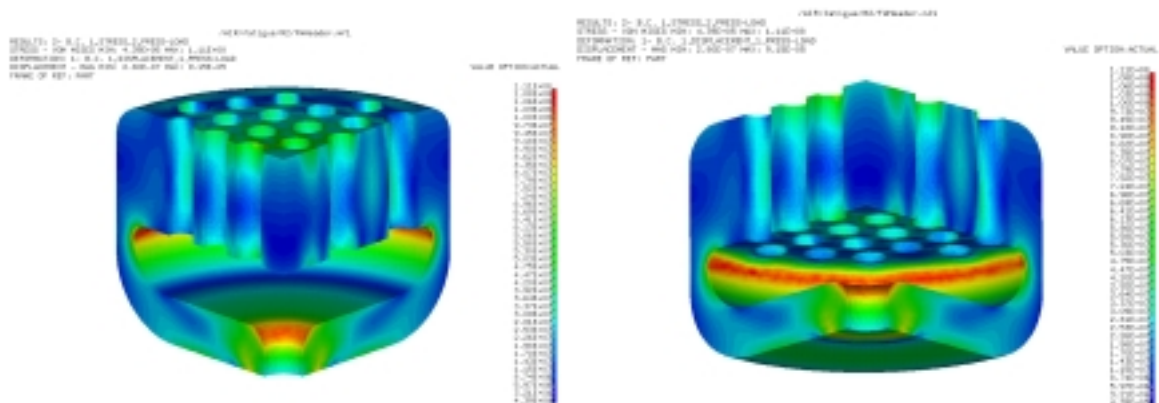


그림 5. 압력하중을 받을 때 응력분포

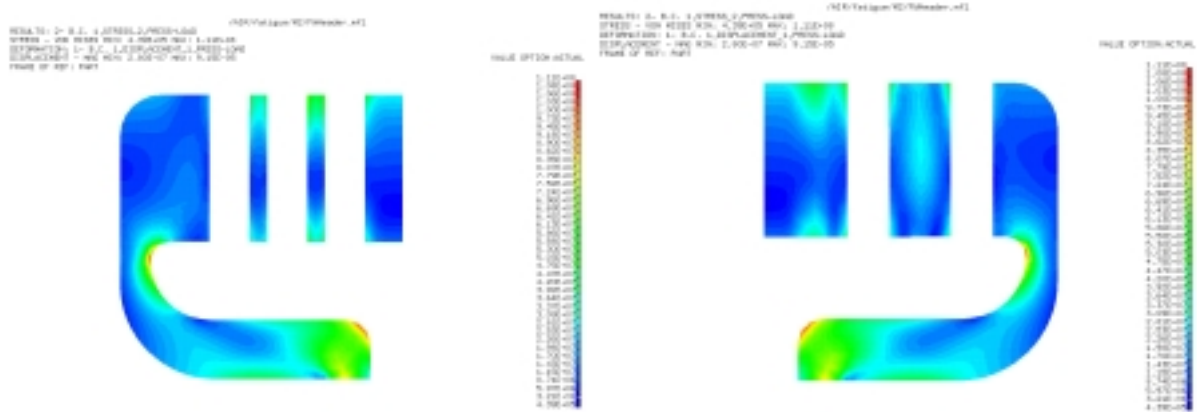


그림 6. 압력하중을 받을 때 단면에서의 응력분포

압력하중만 가하여 해석한 결과는 그림 5와 그림 6에서 보여주는데, 압력하중에 의한 응력은 원통부위에서 크게 작용함을 알 수 있다. 헤더원통 내부의 필렛부위에 111MPa의 Von Mises 응력이 작용하였으며, 튜브시트에는 중앙 부위의 구멍 부근에 73.8MPa의 응력이 생성되었다.

### 3.2 열하중만 고려한 응력해석

정상운전상태에서 모듈급수헤더 내부에는 180°C의 일차측 냉각재가 흐르고, 외부에는 305°C의 일차측 냉각재가 흐른다. 온도하중을 그림 7과 같이 모델링하였는데 튜브시트 구멍에 180°C의 일차측 냉각재가 흐르는 것으로 간주하였다.

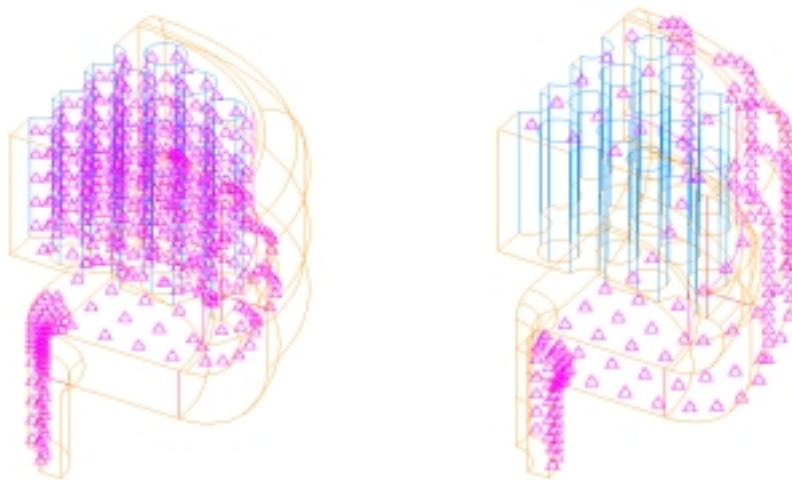


그림 7. 모듈급수헤더 온도해석을 위한 경계조건

일차측 전열계수는 8800W/m<sup>2</sup>K, 일차측 전열계수는 18000W/m<sup>2</sup>K를 입력하여 모듈급수헤더의 온도분포를 계산하였다. 모델의 온도분포를 구한 후, 온도분포 결과와 경계조건을 지정해 주고, 구조해석을 수행하면 열응력을 구할 수 있다.

모듈급수헤더의 온도분포는 그림 8과 같은데, 튜브시트에서 두께의 영향으로 온도구배가 심한 것을 알 수 있다. 그림 9, 10에서는 열하중에 의한 응력분포를 보여주는데 온도구배와 유사한 경향을 보여준다. 열변형에 의한 응력은 헤더원통 내부의 필렛부위에 205MPa의 Von Mises응력이 작용하였으며, 튜브시트 원주 부근의 구멍주위에서 183MPa의 응력이 생성되었다.

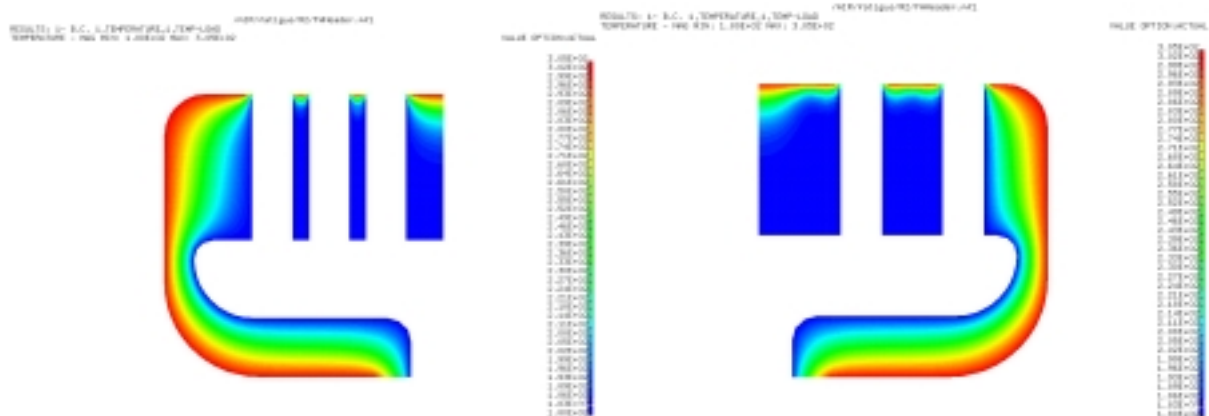


그림 8. 모듈급수헤더의 온도분포

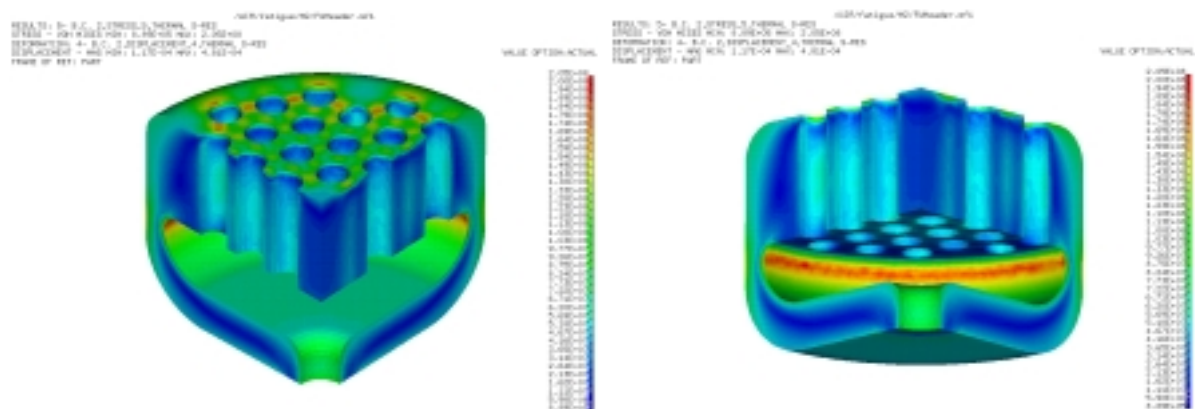


그림 9. 열하중에 의한 응력분포

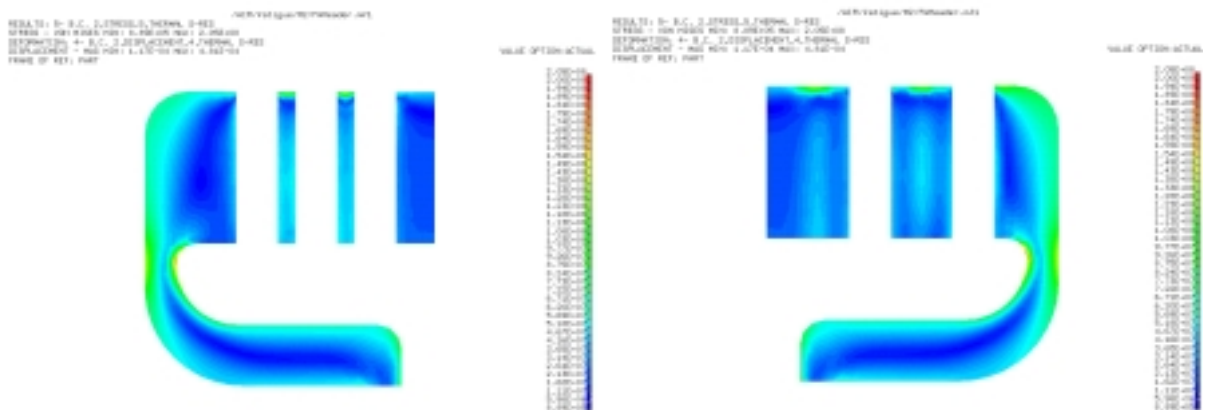


그림 10. 열하중을 받을 때 단면에서의 응력분포

### 3.3 열하중 및 압력하중 모두 고려한 응력해석

3.2와 같이 경계조건 및 하중조건을 주고 해석해서 온도분포를 구한다. 이 온도분포 결과를 포함해서 3.1과 같이 경계조건 및 하중조건을 재지정해서 응력해석을 하면, 열하중과 압력하중이 모두 작용한 결과의 응력분포를 구할 수가 있다.

해석한 결과 Von Mises 응력은 그림 11, 12와 같은데, 최대 응력은 튜브시트 윗면 원주 근처의 구멍주위에서 215MPa이 작용하였으며, 헤더원통 내부의 필렛부위는 90MPa, 헤더원통 외부에는 130MPa이 생성되었다. ASME 기준을 만족하려면 열하중과 압력하중을 모두 고려한 응력이



3S<sub>m</sub>(360MPa)보다 낮아야 하므로 충분히 만족한다.

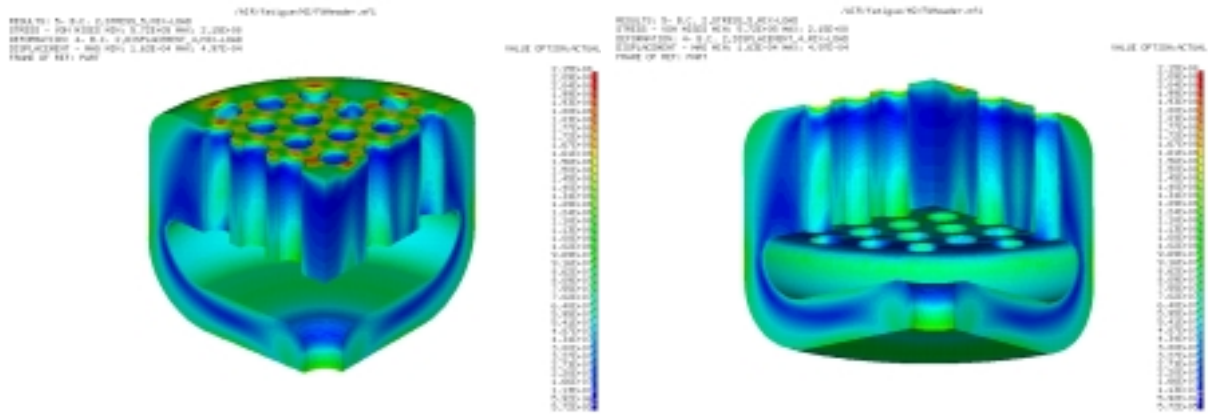


그림 11. 열하중과 압력하중을 받을 때 응력분포

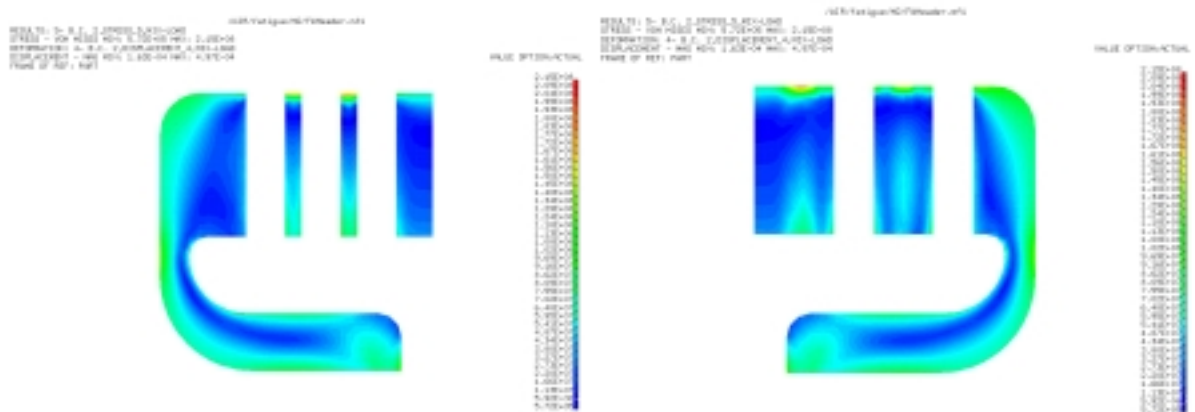


그림 12. 열하중과 압력하중을 받을 때 단면에서의 응력분포

주 관심부분인 튜브시트의 리거먼트에 대해 각각의 응력해석 결과를 정리했다.

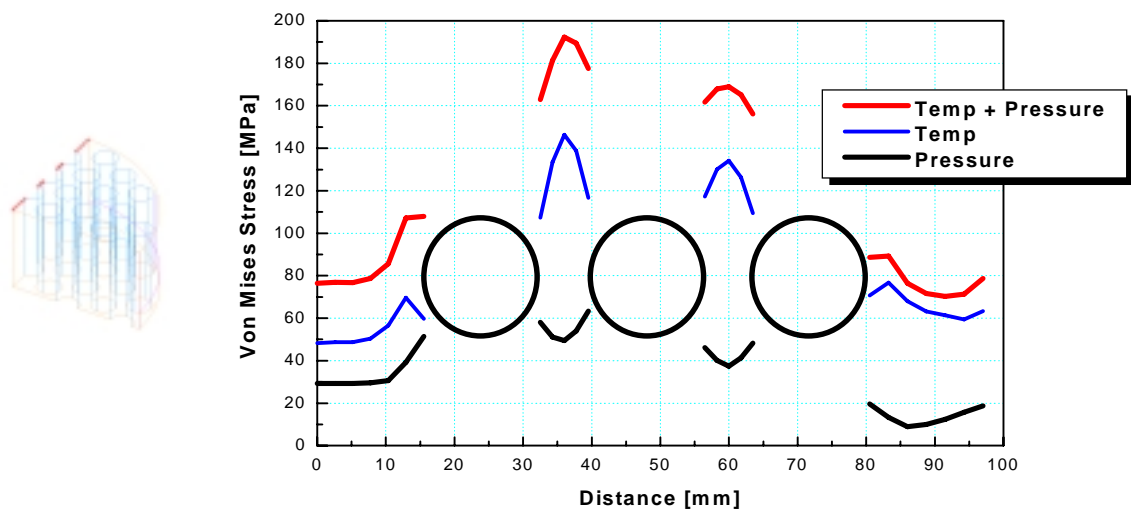


그림 13. 리거먼트상의 응력분포

모듈급수헤더 튜브시트 윗면의 Z축의 리거먼트의 응력들을 각각의 해석결과에 대해 그림 13과 같

이 각각의 응력해석에 대해 비교했다. 압력하중만 작용할 경우, 구멍원주에서 응력이 최대인 것을 알 수 있다. 열하중을 고려한 경우도 주위의 구멍에 의한 영향으로 높은 응력값을 나타냈다.

X축의 리거먼트의 영향을 살펴보면 그림 14에서 보는 바와 같이, Z축과 마찬가지로 압력하중만 고려한 경우 구멍 원주에서 최대 응력이 나타나고, 열하중을 고려한 경우는 주위 구멍의 영향으로 높은 응력값을 나타냈다.

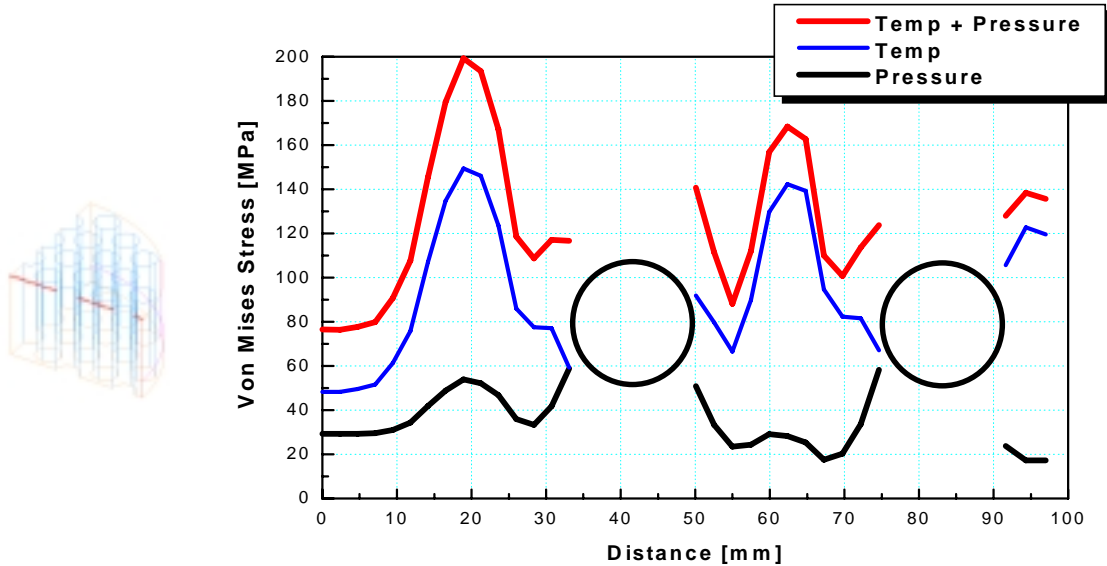


그림 14. 리거먼트상의 응력분포

### 3.4 기술기준의 결과와 유한요소해석 결과의 비교

튜브시트에 대해 유한요소해석결과를 ASME 기준과 러시아 기준에 따라 해석하여 비교하였다 [4-7]. 본 계산의 목적이 치수결정을 위한 것이므로 압력하중에 의한 일차 막응력 관점에서 평가하였다. 모듈급수헤더의 튜브시트는 ASME Section III, Division 1, Appendices Article A-8000의 규정에 따라 계산하였다[4]. 구멍난 판에 대한 해석은 등가중실판의 개념을 사용한다. 탄성계수  $E$ 와 포아송비  $\nu$ 를 구멍난 판의 유효탄성계수  $E^*$ 와 유효포아송비  $\nu^*$ 로 대치한다. 평판에 대한 일반식을 사용하여 등가중실판의 변형 및 호칭응력을 결정하고, 호칭응력에 보정계수를 곱하여 구멍난 판에서의 응력강도의 실제값을 구한다. 등가중실판을 해석하기 위하여 다양한 축대칭 하중 조건을 적용한다. 등가중실판의 표면에서 임의의 위치  $r$ 에서의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_r = \frac{3}{8} \left( \frac{R^*}{t} \right)^2 (3 + \nu^*) \left[ 1 - \left( \frac{r}{R^*} \right)^2 \right] [\Delta p] \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{3}{8} \left( \frac{R^*}{t} \right)^2 \left[ (3 + \nu^*) - (1 + 3\nu^2) \left( \frac{r}{R^*} \right)^2 \right] [\Delta p] \quad (2)$$

$r = 0$ 에서 최대 응력값을 가진다. 식(1), (2)에 대입하여 응력을 구하면 아래와 같다. 여기서 튜브시트의 두께는 62 mm이며 유효반경은 90.8 mm이다. 또한, 유효 포아송비는 그래프에서 0.39이다. 12 MPa의 압력을 대입하여 계산하면 호칭응력  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ 는 모두 32.72MPa이다.

전열관과 연결하기 위해 원공이 뚫어져 있는데 이 원공부위에서 받는 응력은 다음과 같이 계산



된다.

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \frac{h}{P} \frac{(P-h-2t_i)}{\left[ h + 2\left(\frac{E_t}{E}\right)t_i \right]} p_i \quad (3)$$

일반 증기발생기와는 달리 전열관과 튜브시트 틈새로 압력 17MPa가 작용하므로,  $t_i = 0$ ,  $E_t = 0$ 으로 가정한다. 식(3)에 대입하여 응력을 구하면 구멍에서의 호칭응력  $\sigma_r = \sigma_\theta = 12.11\text{MPa}$  이다.

등가중실판에 대하여 결정한 응력을 사용하여, 구멍난 판의 응력강도를 계산한다. 모듈급수헤더 튜브시트는 균일 형태의 전형적인 리거먼트를 가진다. 최소 리거먼트를 가로지르고 판의 두께를 통과하는 평균응력을 기초로 한 응력강도는 NB-3221.1[5]에 따른 제한을 받으며, 아래 값 중 큰 값으로 계산한다.

$$S = \frac{P}{h} \sqrt{\left(\frac{\Delta p R^*}{t} + \frac{W}{\pi t R^*}\right)^2 + \sigma_r^2} \quad (4)$$

$$S = \frac{1}{2} \frac{P}{h} \sqrt{\left(\frac{\Delta p R^*}{t} + \frac{W}{\pi t R^*}\right)^2 + \sigma_r^2} + \sigma_r + \frac{2p_i h}{P} \quad (5)$$

기계하중은 작용하지 않으므로  $W = 0$  이다. 식(4), (5)에 대입하여 응력을 구하면 아래와 같다. 설계두께  $t=62\text{mm}$ 일 때, 응력강도  $S=\max\{167.45, 138.82\}=167.45 \text{ MPa}$  이다. PT-3V의 설계응력강도  $S_m=120 \text{ MPa}$  이다. 위에서 구한 응력강도가 PT-3V의 설계응력강도[3]보다 크므로 설계사양을 만족하지 않는다. 설계두께를 크게 해서 만족하는 값을 찾으면, 설계두께  $t=80.2\text{mm}$ 일 때, 응력강도  $S=119.83 \text{ MPa}$  이다. 이는 PT-3V의 설계응력강도를 만족한다.

러시아 기술기준을 적용하여 계산하면 다음과 같다. 튜브시트에 적용한 식을 보면 설계온도에 설계압력을 만족하는 최소두께를 구하는 것이다[6].

$$S_{1R} + c = K_4 D_R \sqrt{\frac{p}{\phi [\sigma]}} + c \quad (6)$$

식(6)을 ASME Code와 비교하기 위해, 설계두께를 만족하는 최소응력을 구하는 것으로 식을 변형하면 아래와 같다.

$$\sigma = \frac{p}{\phi} \left( \frac{K_4 D_R}{S_{1R}} \right)^2 \quad (7)$$

설계조건을 만족하는 응력을 식(7)에 대입하여 구하면 127.67 MPa가 된다.

PT-3V의 허용응력은 139 MPa이므로 현재의 두께는 러시아 규정을 만족한다. 따라서 압력하중만 작용하는 경우에 대해서 튜브시트를 FEM으로 해석한 결과와 ASME 및 러시아 기술기준을 비교하면 73.8 MPa인 유한요소해석 결과가 가장 낮은 응력값을 보였으며 167.5 MPa로 계산된 ASME가 가장 높은 응력값을 보이므로 가장 보수적인 결과를 제공한다.

## 4. 결론

3차원 CAD 모델을 사용하여 유한요소해석 모델을 작성하고 구조적 건전성을 평가하는 개념을 시도하였다. 3차원 자유요소생성 개념을 활용하였는데 요소의 크기에 대한 결과의 수렴도를 선행하여 보여 줌으로써 요소생성에 대한 타당성을 보였다. 압력하중만 고려한 응력해석, 열하중만 고려한 응력해석, 그리고 열하중과 압력하중 둘 다 고려한 응력해석을 수행함으로써 각 하중의 기여도를 비교 평가하였다. 그리고 수식적 평가가 가능한 튜브시트에 대해서는 ASME 및 러시아 기술기준을 적용하여 계산한 결과와 FEM 해석결과를 비교한 결과를 제시하였는데 ASME 결과가 가장 보수적이었다. 튜브시트 리거먼트에서의 각각의 해석결과를 비교하였는데 강도를 만족하였다. SMART 증기발생기 모듈급수헤더는 정적인 강도를 모두 만족함을 보여 주었는데 운전조건에 대한 과도해석과 피로해석이 수행될 예정이며, 이러한 절차와 방법을 증기발생기의 다른 부품에도 적용할 계획이다.

## 후기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

## 참고 문헌

1. Kim Yong Wan, et al., Conceptual Design of Once-Through Helical Steam Generator for Integral Reactor SMART, KAERI/TR-1446/99, 1999.
2. Kim Jong In, et al., Development and Verification Test of Integral Reactor Major Components, KAERI/RR-1889/98, 1999.
3. ASME Section II, Part D, Appendix 2, 2-110
4. ASME Section III, Division 1, Appendices, 1998.
5. ASME Section III, Division 1, Subsection NB, 1998.
6. Code for Strength Analysis of Nuclear Power Plant Equipment and Piping, PNAE G-7-002-86, Energoatomizdat, 1989.
7. Kim Yong Wan, et al., "A Comparative Study for SMART Steam Generator Design Based on ASME and Russian Standard," To be presented at the Korean Nuclear Society Autumn Meeting, Taejon, Korea, 2000.