

## 개구 거리변화에 따른 압력용기 헤드의 응력분포 평가

김강수, 김태완, 장문희  
한국원자력연구소  
대전광역시 유성구 덕진동 150

### 요약

본 논문에서는 반구형 헤드(hemi-spherical head)를 가진 압력용기에 비방사형(non-radial) 노즐을 가공할 경우, 개구(opening) 간격이 반구형 헤드의 설계에 미치는 영향을 검토하기 위하여 개구 간격의 변화에 따른 응력분포변화를 분석하였다. ASME 코드는 NB-3222.4(d)의 설계 조건을 만족하는 압력용기의 헤드에 노즐을 가공할 경우, NB-3338.2(d)에서 개구사이의 최소거리를 제시하고 있다. 본 논문에서는 ASME 코드가 제시하고 있는 개구사이의 최소거리의 타당성과 설계상 이 요건을 만족하지 못하는 경우에 대하여 분석하고 검토하였다. 해석모델은 한국 표준형원자로의 가압기를 기본모델로하여 개구사이의 간격변화에 따른 응력변화를 검토하고, 설계시 고려하여야 할 인자를 분석하였다.

### 1. 서론

원자력발전소의 핵증기공급계통에는 원자로, 증기발생기, 가압기등과 같은 압력용기가 많이 사용되고 있다. 이 부품들은 내부에서 고온, 고압을 받고 있으며 특히 많은 배관들로 연결되기 때문에 압력용기의 개구(opening)에서의 구조적 건전성과 노즐의 강도계산 그리고 덧살보강에 대한 연구가 절실히 필요하다. 이제까지의 연구는 개구근처 강도계산에 국한되어 왔고, 한국 표준형원자로의 가압기처럼 ASME 코드[1]를 만족하는 범주에서만 설계를 하여 그 범주위에 있거나 범주를 약간 벗어 날 때 개구근처에서 응력분포의 애매성이 있어 왔으며 이에 대한 연구는 부족한 실정이다.

이 논문에서는 압력용기의 개구와 개구사이의 간격에 따른 압력용기의 건전성과 이 간격에 따른 노즐의 응력분포를 분석, 고찰하였다. 실질적 분석을 위해 한국 표준형원자로의 가압기척수[2]를 근간으로 하여 모델링하였다. 우선 이 가압기의 개구설계는 ASME 요건을 만족하기 때문에 해석에 의한 설계(Design by Analysis)가 필요치 않다. 그러나, 핵증기 공급계통의 압력용기 설계시 안전성을 높이기 위해 더 많은 배관들이 연결될 수 있다. 이는 주어진 공간에 더 많은 배관이 연결되는 것을 의미하며 이로써 개구사이의 거리가 작아져 ASME 코드에서 주어진 개구한계를 벗어 나게 된다. 이럴 때 개구근처의 응력분포변화와 노즐의 응력분포변화를 분석하여 해석에 의한 설계가 필요한지의 여부, ASME 코드의 타당성 검증 그리고 개구 및 노즐설계에서 고려해야 할 인자를 분석하였다. 또 이 가압기의  $t/r$ (두께/반지름)값은 1/10정도이므로 유한요소 모델링시 쉘요소로 모델링할 수 있는 범주에 속하나 쉘요소로 규정하는 경계값에 해당하므로 solid 요소로도 모델링하여 두결과를 비교분석하였다.

## 2. ASME 요건을 만족하는 개구설계

한국 표준형원자로 가압기의 개구(opening)는 다음 두 요건을 만족하고 있다. ASME 코드의 NB-3222.4는 Cyclic Operation 해석이며 NB-3222.4(a)에서는 component의 운전하중이 NB-3222.4(d) 조건을 만족하면 Cyclic Service에 대한 해석을 요구하지 않으며, 또한 NB-3331(a)에 의하면 “NB-3222.4(d)의 요구사항을 만족하는 용기나 부품의 경우 NB-3330이 만족되면 압력하중에 대하여 개구부근에서의 NB-3221.1, NB-3221.2, NB-3221.3, NB-3222.2의 요구사항을 만족함을 보이는 해석이 필요치않다”고 규정하고 있다.

또한, NB-3331은 개구에 대한 일반요구사항으로써 개구는 어떤 형태일 수 있고 어떤 크기일 수도 있으나 NB-3338.2(d)의 제한조건 즉, 헤드의 경우 “두 노즐 중심선간의 호의 거리가 개구의 안쪽 반경합의 3배 이상이다.”로 규정하고 있다.

## 3. ASME 요건을 만족치 못하는 개구설계

ASME 코드 NB-3222.4(d)를 만족하고 개구설계조건인 NB-3338.2(d)를 만족치 못하는 개구에 대하여 IDEAS 코드[3]로 모델링하고 개구거리 변화에 따른 헤드의 응력분포 및 노즐의 응력분포를 분석, 평가하였다.

### 3.1 해석모델

한국 표준형원자로 가압기의 기본치수는 그림 1에 나타내었다. 가압기 헤드의 재질은 ASME SA-508이며 PSV 노즐의 재질은 SA-541 CL 3이며 탄성계수값은 27.6E6 psi, 프와송의 비는 0.3이다. 두 재료의 항복값은 43100 psi(700 °F)이고 설계응력강도값( $S_m$ )은 26700 psi이다[4]. 관심있는 해석부위는 보통 개구직경 두배의 영역이상을 모델링하면 되지만 여기서는 가압기의 전체 헤드와 헤드부분 아래 실린더의 48인치까지 모델링하여 충분한 응력해석부위를 주었다(그림 2 참조). 또한 실제 가압기의 두께와 반지름의 비( $t/r$ 값)가 1/10 정도이므로 유한요소 모델링시 셸요소를 사용하여 해석하여도 무방하나 셸요소로 규정하는 경계값에 해당하므로 solid 요소를 사용하여(그림 3 참조) 두해석 결과를 비교하고 가압기모델링의 셸요소사용 적합성을 동시에 검증하였다. 사용된 요소수는 셸요소 만개이상이었다. 해석은 유한요소 해석모델을 갖춘 IDEAS 코드를 사용하였고 workstation HP735에서 수행되었다.

### 3.2 해석방법

#### 가. 개구간격변화에 따른 응력분포변화

NB-3222.4(d)조건을 만족하는 압력용기 헤드에서는 두 노즐이 원주방향으로 있을 때 두 노즐 중심선간의 호의 길이가 개구 안쪽 반경합의 3배 이상일 경우 해석(Design by Analysis)이 필요치 않다고 ASME 코드는 규정하고 있다. 그런데 원자력발전소에서 사용되는 압력용기는 발전소의 안전성 확보를 위한 여러기능의 배관이 많이 연결되기 때문에 이 규정이 조금 위배될 수 있으며, 이 경우 노즐사이 헤드 및 노즐의 응력분포를 평가할 필요가 발생하게 된다. 더 나아가 개구와 개구사이의 간격변화에 따른 헤드의 응력분포 변화추이와 노즐의 응력분포 변화추이를 파악하는 것은 개구 및 노즐설계의 용이성과 신뢰성을 높인다. 이를 위해 개구사이의 간격을 다음과 같이 세가지 경우로 나누어 각부분의 응력분포 변화추이를 검토하였다.

노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 3배 이상일 경우(그림 2)

. 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 3배인 경우(그림 6)

. 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 2배인 경우(그림 7)

#### 나. 하중조건

하중조건은 경수로가압기 설계하중 2500 psi[5]를 적용하였다. 실제로 정상운전조건하에서 배관으로 인한 노즐에 걸리는 모멘트와 힘을 적용한 결과 가압기 개구 헤드 주변에 큰 영향을 미치지 못함을 확인하였다. 또한 배관의 발전소내 배치에 따라 이 하중들은 변경될 수 있기 때문에 본 해석에서는 압력 용기에 내부압력만 적용하여 개구가 헤드 및 노즐에 미치는 영향을 평가하였다.

### 4. 해석결과 및 검토

#### 4.1. 해석요소를 달리했을 때의 헤드의 응력분포비교

한국 표준형원자로 가압기의 t/r값은 1/10 정도이므로 셸요소로 모델링할 수 있으나 셸요소로 정의하는 경계범위에 있으므로 solid 요소(그림 3 참조)로 가압기를 모델링한 해석결과와 셸요소를 사용한 해석결과를 비교하였다. 모델링은 가압기 헤드부분의 일부분을 취하고 경계조건은 선택된 모델의 모든 주변의 자유도를 고정하고 내부압력 2500 psi를 적용하였다.

두 해석결과를 비교하면 근소한 차이는 있으나 각 상응하는 부위에서 응력분포는 비교적 같은 크기의 추이를 따른다. 노즐근처에서 셸요소로 해석한 결과값은 11700 psi이며 solid 요소로 해석한 결과값은 11870 psi이다. 전반적으로 solid 요소로 해석한 결과값이 셸요소로 해석한 결과값보다 크게 나타났으나 이 차이값이 크지 않으므로 취급이 쉬운 셸요소로 모델링함이 타당하다고 판단되며 개구간의 거리변화에 따른 압력용기 헤드 및 노즐의 응력분포변화를 평가하기 위해 모든 모델링을 셸요소로 하였다.

#### 4.2. 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 3배 이상일 경우

해석모델은 그림 2에 나타내었다. 개구와 개구사이 헤드부위의 원주방향으로 응력값을 그림 4에 나타내었고 개구와 개구사이 헤드부위의 반경방향으로 응력값을 그림 5에 나타내었다.

노즐과 노즐사이에서 헤드의 응력값은 14200 psi이며 개구와 무관한 부위 즉, 노즐에서 멀리 떨어진 곳에서의 응력은 13340 psi로 나타났다. 개구가 없는 얇은 구형에서 내압을 받을 때의 응력을 구하는 간단한 식  $\sigma = \frac{pr}{2t}$  에 의한 값은 12340 psi였다. 이 결과를 비교할 때 결과값이 큰 차이가 나지 않으므로 셸요소로 모델링한 것은 타당하며 노즐에서 멀리 떨어진 곳(13340 psi)보다 노즐사이의 헤드부위(14200 psi)에서 응력이 높게 나타남을 알 수 있다. 개구와 개구사이 원주방향의 응력변화는 개구에 가까울수록 점차 응력이 높아짐을 알 수 있으며(그림 4) 개구에서 20인치 떨어진 곳 부터는 점차 개구가 없는 내압용기의 응력값에 수렴되었다. 또한 개구와 개구사이 반경방향의 응력변화는 반경이 커질수록 점차 응력이 작아지다가 반경이 최대가 되는 지점 즉, 실린더와 헤드가 만나는 지점에 근접할수록 응력값이 커진다(그림 5). 이로써 개구는 실린더와 헤드가 만나는 지점에 가깝지 않게 설치해야 함을 알 수 있다. 그리고 응력이 가장 높게 나타나는 부위는 노즐과 헤드가 만나는 경계선에 인접한 노즐부위이며 29090 psi로 나타났고 노즐부위에서도 가압기 중심선에서 가까운 곳 보다 먼 곳에 응력이 높게 나타나고 노즐과 헤드가 만나는 경계선부위에서 멀어 질수록 응력값은 작아졌다. 이로써 개구설계시 노

즐부위와 헤드와 만나는 경계에 덧살을 대어 보강함이 필요하며 이 노즐부위에서도 가압기 중심선에서 가까운 쪽보다도 먼곳쪽으로 덧살보강이 더 필요함을 알 수 있다.

#### 4.3. 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 3배인 경우

해석모델은 그림 6에 나타내었다. 노즐과 노즐사이의 헤드부위에서 응력값은 22750 psi이며 노즐앞 부분에서의 응력값은 27740 psi로 나타났고 노즐 뒷부분에서 응력값은 14950 psi로 나타났다. 노즐을 중심으로하여 가압기 중심선에서 가까운 곳에서의 헤드응력값은 25680 psi, 먼 곳에서의 헤드응력값은 24560 psi로 나타났다. 이로써 개구안쪽반경합의 3배인 경우는 개구안쪽반경합의 3배 이상일 경우보다 상당히 응력이 높아졌으며 측방향보다 가압기 중심선에서 먼쪽과 가까운쪽이 응력이 높으므로 이곳에 더 두텁게 덧살보강을 해야함을 알 수 있다. 또한 노즐부위에서도 가압기 중심선에서 먼쪽이 가까운쪽보다 응력이 높게 나타나므로 먼쪽에 덧살보강을 더해야함을 알 수 있다.

#### 4.4. 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 2배인 경우

해석모델은 그림 7에 나타내었다. 응력이 가장 높게 나타나는 부위는 노즐사이의 헤드부위이며 32340 psi로 나타났고 노즐과 헤드가 만나는 경계선에 인접한 노즐부위의 앞쪽에서는 27310 psi, 노즐의 뒷쪽부위는 14090 psi였다. 이 경우에서도 노즐부위의 가압기 중심선에서 가까운 곳보다 먼 부위에서 응력값이 높게 나타나므로 먼쪽에 덧살보강을 더해야함을 알 수 있다.

이상을 요약하면 노즐사이간격이 개구안쪽반경합의 3배 이상일 경우 노즐사이의 응력값은 14200 psi, 3배일 경우 22750 psi 그리고 2배일 경우 32340 psi로 나타나므로 노즐사이가 가까워짐에 따라 노즐사이의 헤드부분 응력값이 현저하게 증가함을 알 수 있다. 또한, 노즐부위에서는 가압기 중심선에서 먼쪽이 가까운쪽보다 응력이 높게 나타나므로 먼쪽에 덧살보강을 더해야함을 알 수 있다. 이로써 ASME 코드 NB-3222.4(d)조건을 만족하는 압력용기 헤드에서는 두 노즐이 원주방향으로 있을 때 두 노즐 중심선간의 호의 길이가 개구 안쪽 반경합의 3배 이하일 경우 운전조건에 따른 배관하중을 부가적용하여 해석(Design by Analysis)이 필요하며 그결과에 따라 덧살을 대는 보강조치가 필요함을 알 수 있다.

## 5. 결론

범용유한요소 해석모델을 갖춘 IDEAS 코드를 사용하여 압력용기를 모델링한 후개구와 개구사이의 간격에 따른 개구근처 헤드의 응력분포변화와 노즐의 응력분포변화를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. ASME 코드 NB-3222.4(d)조건을 만족하는 압력용기 헤드에서는 두 노즐이 원주방향으로 있을 때 두 노즐 중심선간의 호의 길이가 개구 안쪽 반경합의 3배 이하일 경우 노즐사이의 헤드부분 응력값이 현저하게 증가하기 때문에 압력용기의 내부압력, 배관의 routing 및 운전조건에 따른 가장 심각한 배관하중을 적용하는 해석(Design by Analysis)이 필요하며 그 결과에 따라 덧살을 대는 보강조치가 필요하다.
2. 노즐부위에서 압력용기 중심선쪽에 가까운 곳보다 반대쪽인 먼곳에 응력분포가 높게 나타나므로 이

곳에 더 두터운 덧살을 대어 보강하여야 한다.

3. 개구는 압력용기 원통과 헤드가 만나는 지점의 경계선에서 멀게 설치함이 헤드 강도면에서 유리하다.

### 참 고 문 헌

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components, Division 1, Subsection NB, Class 1 Components, 1995.
2. Drawing Number, KHIC, D-UC-22162-CO3, Rev.2, Pressurizer Interfaces.
3. I-DEAS FEM User's Guide, Structural Dynamics Research Corporation, Inc., 1994.
4. NO291-ME-DR270-00, Rev.3, "Design Requirements for the Pressurizer for UCN 3&4", 1995.
5. NO291-ME-DS270-00, Rev.2, "Design Specification for the Pressurizer Assembly for UCN 3&4", 1994.

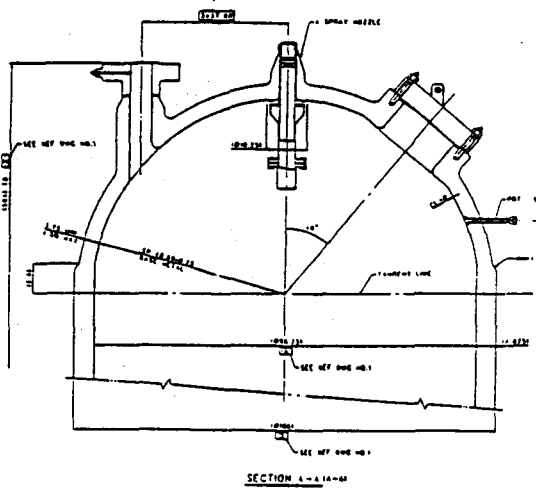


그림 1. 한국 표준형원자로의 가압기

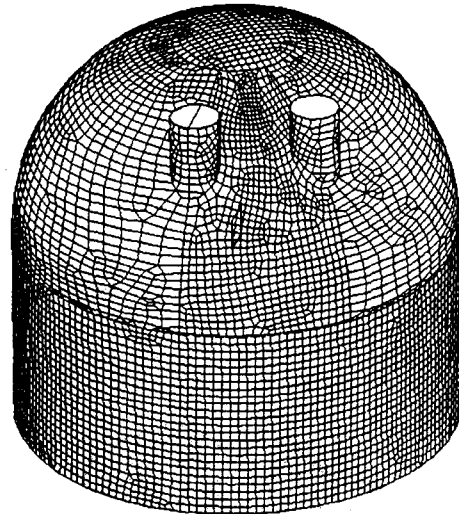


그림 2. 해석모델

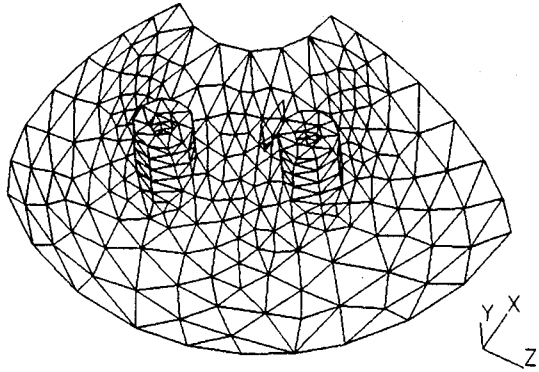


그림 3. Solid 요소에 의한 해석모델

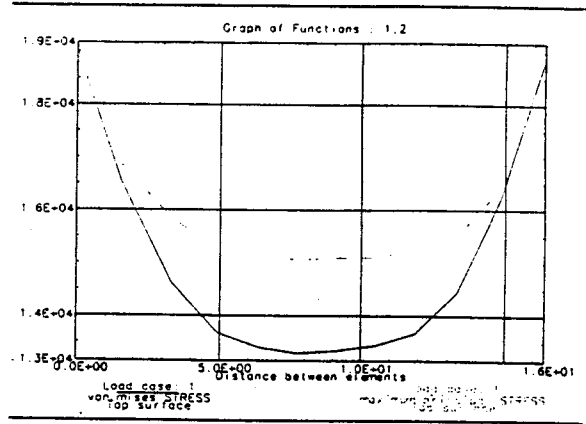


그림 4. 개구사이 원주방향 응력값

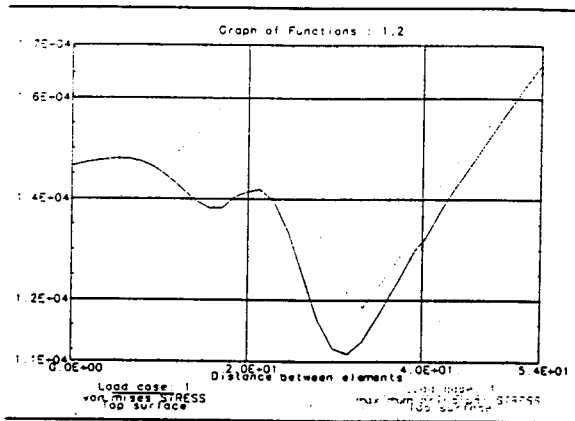


그림 5. 개구사이 반경방향 응력값

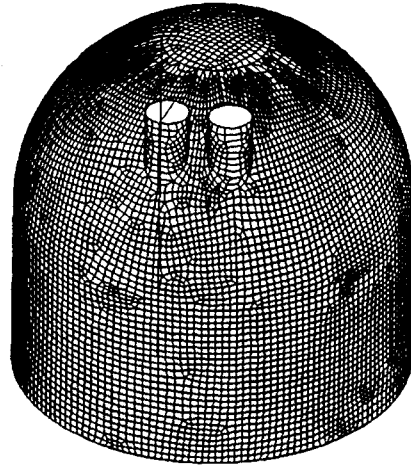


그림 6. 노즐간격이 개구안쪽반경합의 3배인 경우

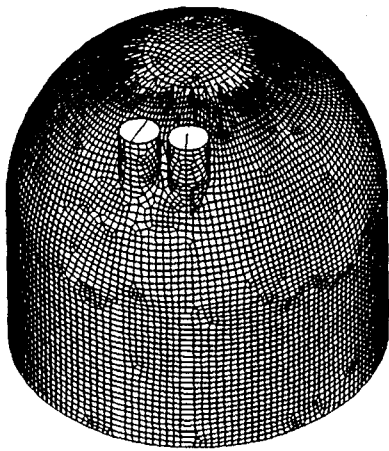


그림 7. 노즐간격이 개구안쪽반경합의 2배인 경우