

손상된 압력용기의 복구방안

이상록 · 우창수 · 이학주

The Strength Evaluation of the Damaged Pressure Vessel

Sang-Rok Lee, Chang-Su Woo and Hak-Joo Lee



- 이상록 (한국기계연구원 기계구조그룹)
- 1953년생
- 고온에서의 재료 특성 규명을 전공하였으며, 피로/파괴해석, 구조해석 및 실험응력 해석에 관심을 갖고 있다.



- 우창수 (한국기계연구원 기계구조그룹)
- 1960년생
- 기계공학을 전공하였으며, 유한요소법을 이용한 기계부품의 구조해석 및 설계기술에 관심을 갖고 있다.



- 이학주 (한국기계연구원 기계구조그룹)
- 1959년생
- 피로파괴를 전공하였으며, 고온 피로파괴, 설계/시험 및 변동하중하에서의 균열 진전수명 예측에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

산업의 발전과 더불어 기계나 구조물의 용도가 다양해지면서 이에 따른 안전성 및 신뢰성을 정확히 평가하고 확보하는 일은 대단히 중요하다. 사용중 발생된 결함은 실험적 방법이나 해석적 방법으로 평가하여 허용기준을 초과하는 부위는 제거(removal), 수리(repair) 또는 대체(replacement)해야 할 것이다.

압력용기의 가동에 있어서 강도(strength) 및 안전성을 유지하는 것은 매우 중요한 사항이다. 특히, 손상부위가 존재하는 경우 그 중요성은 인명 및 재산상의 피해를 고려할 때 더욱 더 증대될 것이다.

따라서, 이 글에서는 손상부위가 없는 압

력용기와 화재에 의해 손상을 받은 압력용기의 강도를 유한요소법을 이용한 해석적 방법으로 비교, 평가하여 손상부위를 최단 시일 내에 최소의 경비로 복구할 수 있도록 관련 근거를 제공하고, 또한 복구방안을 고려한 압력용기의 강도를 평가하여 안전성 및 신뢰성을 확보하는데 기여하고자 한다.

기하학적 형상 변화와 작용하는 하중에 따른 압력용기에 대한 구조해석을 위해서 상용 유한요소 프로그램인 NISA II/DISPLAY II를 이용하였다.^(1,2)

2. 압력용기의 형상 및 제원

화재에 의해 손상을 입은 압력용기에 대한 강도 평가를 위해 형상 및 제원, 소재에 관해서 알아보았다.^(3,4)

이 글에서는 유한요소 해석을 수행하기 위하여 내·외부 지지대와 보조물을 고려하지 않은 단순한 형태로 화재가 발생되기 전의 압력용기를 단순용기(simplified original vessel)이라 하고, 화재가 발생되어 압력용기의 일부분이 손상된 용기를 손상용기(bulged vessel)이라 한다. 또한, 화재가 발생된 모형으로서 손상 부위 근처에 내부 보조 링(internal tray support ring)을 고려하여 실제모형과 가장 유사한 모형을 기준용기(fire-damaged vessel), 또 2개의 원형 링(circular ring)과 5개의 수직 보조대(vertical stiffener)로 기준용기를 보강한 압력용

기를 보강용기(fire-damaged vessel with stiffeners)로 명하기로 한다.

압력용기의 소재인 SA-516 등급 70 탄소강의 기계적 성질은 상온과 399°C 일 때의 인장강도는 각각 49.2 kg/mm²와 41.4 kg/mm²이며 항복강도는 26.7kg/mm²와 18.6 kg/mm²로 나타났다.

표 1과 그림 1에는 각 모형의 제원 및 형상을 나타내었다.

3. 유한요소 해석

3.1 유한요소 모형

해석에 사용된 압력용기의 유한요소 모형은 대칭성을 고려하여 절반만을 모델링하여 그림 2~5에 나타내었다. 압력용기에 대한 유한요소 모형은 3개 또는 4개의 절점으로 구성되어 있고 각 절점은 x, y, z 방향의 이동과 회전(6 자유도)을 가지며, 굽힘(bending)과 박막(membrane)의 특성을 지

표 1 압력용기의 제원

항 목	제 원	항 목	제 원
높 이	70 m	중 량	470, 9 ton
직 경	8, 23 m	압 력	0, 0352 kg/mm ²
압력용기 두께	14~20 mm	손상부위 최대변형량	20 mm

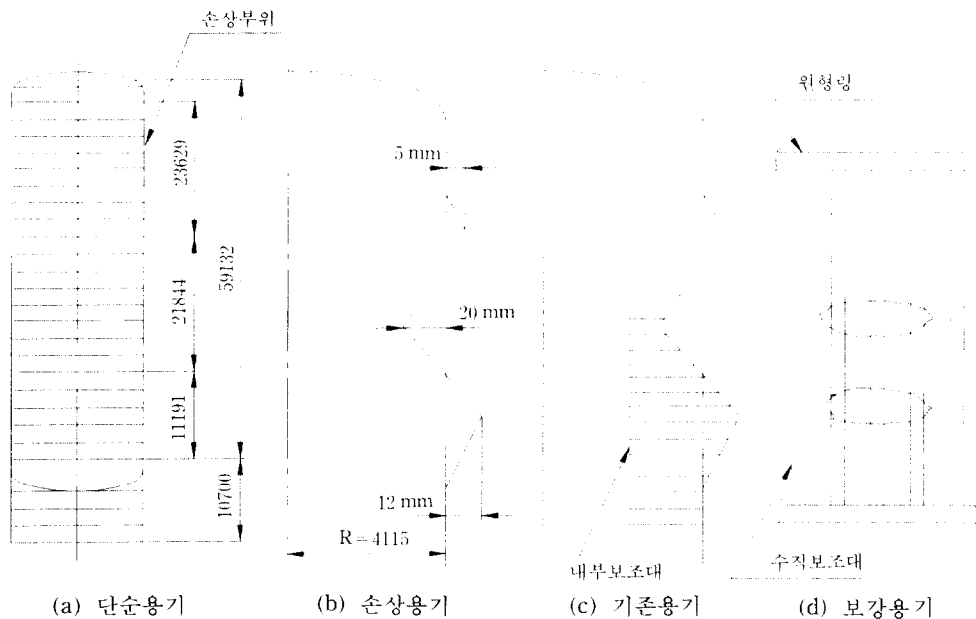


그림 1 압력용기의 형상

닌 3차원 셸 요소(3-D thin shell element)로 구성되었으며, 약 1600 개의 요소와 1700여 개의 절점으로 이루어져 있다.

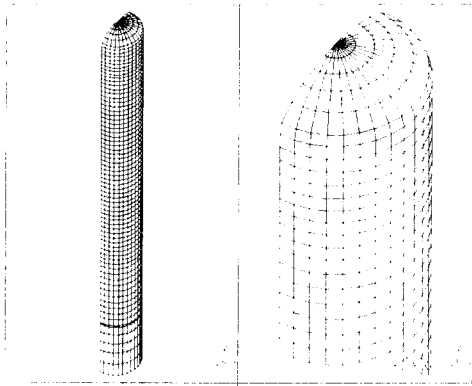


그림 2 단순용기에 대한 유한요소 모형

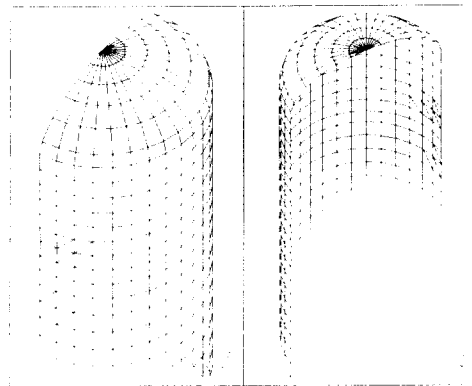


그림 3 순상용기에 대한 유한요소 모형

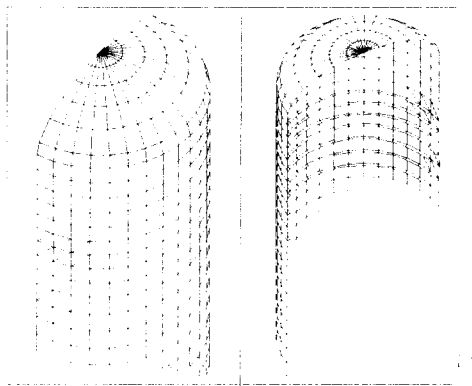


그림 4 기존용기에 대한 유한요소 모형

3차원 셸 요소에서 해석결과와 신뢰도를 높이기 위해서는 $WI = 2d/\sqrt{A}$ 로 정의되는 비틀림지수(warping index)를 줄여야 함이 밝혀져 있다.^(1,2) 여기서, d 는 중간면과 절점 사이의 거리이고 A 는 중간면의 면적이다. 비틀림지수를 감소시키기 위해 곡부 변형이 발생하는 부위에서는 3-절점 요소를 사용하였으며, 비틀림지수는 0.002 이하로 유지하였다. 또한, 모든 모형에 대해서 종횡비(aspect ratio)는 1.2 이하로 유지하여 해석결과와 신뢰성을 높였다. 본 해석에서는 각 모형에 대해서 부식(corrosion)이 되기 전의 두께 20 mm인 경우와 부식 후의 두께 14 mm에 관해서도 해석이 수행되었다.

사용된 소재의 물성치를 표 2에 나타내었으며, 경계조건은 대칭성을 고려하여 전체 압력용기의 절반만 모델링하였으므로 y 방향의 이동과 x , z 방향의 회전을 고정시킨 축대칭 경계조건을 이용하였다. 또한, 앵커

표 2 유한요소 해석에 사용된 기계적 성질

기계적 성질	단 위
탄성계수	21,000 kg/mm ²
푸아송비	0.3
열팽창계수	$1.15 \times 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$
밀도	$7.96 \times 10^{-10} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{mm}^4$

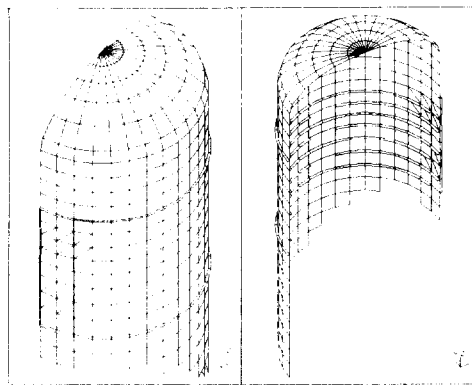


그림 5 보강용기에 대한 유한요소 모형

(anchor) 체결 부위에서는 모든 자유도를 고정된 경계조건을 이용하였다. 압력용기에 작용하는 하중으로는 내압, 자중, 온도변화, 바람의 영향을 고려하였다.

3.3 유한요소 해석결과

3.3.1 단순용기

단순용기(simplified original vessel)는 유한요소 모델링의 타당성과 경계조건, 작용하중의 영향 등을 검토하기 위해서 압력용기 내벽에 설치되어 있는 보조 링을 고려하지 않고 간단한 압력용기로 단순화하여 해석을 수행하였다.

그림 6은 부식이 발생되기 전의 내압과 자중, 열응력, 바람의 영향을 고려한 단순용기에 대한 유한요소 해석결과를 나타낸 것으로, 그림의 왼쪽으로부터 각각 압력용기의 외면(top), 중간면(middle), 내면(bottom)에서의 응력분포를 표시하고 있다.

그림에서 보는 바와 같이 최대 등가응력(von. Mises equivalent stress)은 12.63 kg/mm²으로 압력용기 헤드(head)부위에서 발생하였다. 이는 헤드부위에서의 급격한 형상 변화에 기인하는 것으로 사료되며, 화재로 인하여 손상부위가 발생된 관심부위에서의 응력값은 6.5 kg/mm²으로 나타났다.

이 값은 압력용기 계산에 널리 이용되는 해석적 방법^(5,6)으로 구한 값과 거의 일치하므로, 본 모델링의 타당성을 알 수 있었다. 그림 6은 화재 손상부위가 발생된 지점을 중

심으로 확대한 그림이다.

다음은 작용하는 하중의 영향을 알아보기 위하여 각각의 경우에 대해서 응력해석을 수행하였으며, 화재가 발생된 관심부위에서의 등가 응력값을 알아보면 다음과 같다.

자중만을 고려했을 경우에는 0.08 kg/mm², 압력용기의 바닥에서 399°C, 꼭대기에서 120°C의 온도분포로 인한 열응력만을 받는 경우에는 0.01 kg/mm²이었으며, 화재가 발생된 부위의 반대편에서 불어오는 바람(44.7 m/sec)의 영향만을 고려했을 경우에는 0.17 kg/mm²으로, 내압이 작용할 때의 6.3 kg/mm²에 비하면 자중, 열응력, 바람의 영향은 내부 압력에 비해 무시할 수 있을 정도로 미비함을 알 수 있었다.

또한, 부식 후의 내압, 자중, 열응력, 바람의 영향을 고려한 단순용기에 대한 해석 결과로 최대 등가응력값은 15.61 kg/mm²으로 나타났으며, 관심 부위에서의 응력값은 9.1 kg/mm²으로 부식이 일어나기 전의 경향과 거의 비슷하게 나타났다.

3.3.2 손상용기

화재로 5~20 mm의 국부적인 형상 변화가 발생한 손상용기(bulged vessel)에 대하여 유한요소 해석을 수행하였다. 하중 및 경계조건은 앞의 단순용기와 같이 하였으며 이 모형에서도 압력용기 내벽에 설치되어 있는 보조 링은 고려하지 않고 단지 손상부위가 압력용기에 어떠한 영향을 미치는지를 알아 보았다.

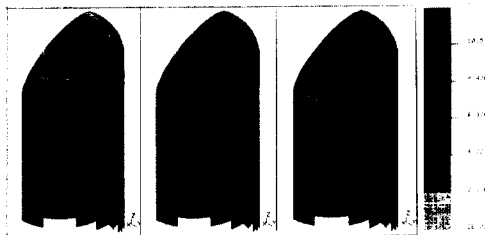


그림 6 단순용기의 등가응력 분포

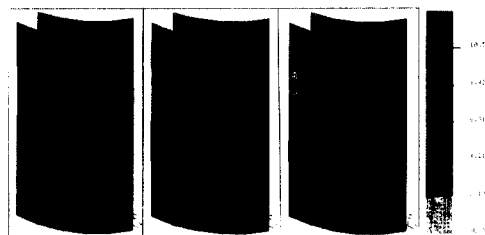


그림 7 손상용기의 등가응력 분포

해석 결과, 부식이 발생되기 전의 두께 20 mm와 부식이 발생된 14 mm에 대한 등가응력 분포는 기하학적 형상 변화로 인해 최대 손상부위(20 mm)에서 심각한 응력 집중 현상이 발생하여 부식 전에는 11.74 kg/mm², 부식 후에는 19.24 kg/mm²으로 계산되었다. 그림 7에 부식 전의 손상 부위에서의 등가응력 분포를 나타내었다.

$$\text{안전계수} = \frac{\text{소재의 인장강도}(399^{\circ}\text{C})}{\text{최대 등가응력}} \quad (1)$$

윗 식과 같이 정의되는 안전계수를 사용하는 경우, 부식 전·후 최대 손상부위에서의 안전계수는 각각 3.5와 2.1로 손상이 없는 단순용기의 6.3과 4.6보다 상당히 작음을 알 수 있었다. 따라서, 손상부위에서의 적절한 보강이 이루어져야 할 것으로 사료된다.

3.3.3 기존용기 (fire-damaged vessel)

앞에서 언급한 바와 같이 모델링의 타당성을 확인하였으므로 여기서는 화재가 발생된 압력용기에 대해서 응력상태를 구체적으로 해석하여 손상부위의 안전성을 검토하였다. 이 모형은 화재로 유발된 국부적인 변형과 손상 부위를 보강하기 위하여 내부에 설치되어 있는 보조 링을 고려하여 해석을 수행하였다.

그림 8은 부식 전의 손상부위에서의 등가응력 분포를 나타낸 것으로 손상용기에서와 같이 손상부위 (~20 mm)에서 심각한 응력 집중현상이 발생하여 부식 전의 등가응력값이 10.4 kg/mm², 부식 후에는 15.8 kg/mm²

으로 나타났다.

앞에서와 같이 정의되는 안전계수를 사용하는 경우에 부식 전·후 손상 부위에서의 안전계수는 각각 4.0과 2.6으로 이 모형으로 는 응력값을 줄이는 효과를 얻을 수 없었다. 따라서, 손상 부위에 또 다른 보강이 이루어져야 할 것으로 사료된다.

3.3.4 보강용기 (fire-damaged vessel with stiffeners)

화재 손상 부위에서의 응력 집중을 완화시키기 위해서 기존용기 모형에 손상 부위를 중심으로 2개의 원형 링과 5개의 수직 보조대로 보강하는 경우에 대해서 응력해석을 수행하였다.

그림 9는 손상 부위에서의 등가응력 분포를 나타낸 그림으로 손상부위에서의 등가응력값이 많이 감소됨을 볼 수 있었다. 부식 전에는 등가응력값이 최대 손상 부위에서 조금 떨어진 부위에서 7.8 kg/mm², 부식 후에는 같은 부위에서 10.8 kg/mm²으로 나타났다. 앞서 정의된 안전계수를 이용하면 부식 전의 안전계수는 5.3, 부식 후에는 3.8 이상으로 증가하였다.

해석 결과, 원형 링과 수직 보조대로 보강된 보강용기 모형은 등가응력값이 상당히 감소되어 화재로 발생한 기하학적 형상 변화에 따른 응력 집중을 줄일 수 있었다.

4. 맺음말

화재에 의해 손상을 입은 압력용기에 대해

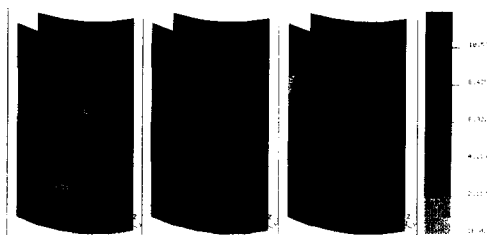


그림 8 기존용기의 등가응력 분포

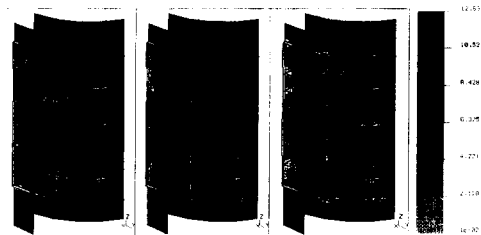


그림 9 보강용기의 등가응력 분포

유한요소법을 이용하여 응력해석을 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 응력해석 결과, 압력용기의 자중, 열응력 및 바람의 영향은 내부압력에 비해 무시할 수 있을 정도로 미미하였다.

(2) 기하학적 형상변화가 발생한 손상용기의 손상 부위에서의 부식 전·후에서의 안전계수는 각각 3.5와 2.1로 손상이 없는 단순용기의 6.3과 4.6보다 상당히 작음을 알 수 있었다. 따라서, 손상 부위에서의 적절한 보강이 이루어져야 할 것이다.

(3) 원형 링과 수직 보조대로 보강된 보강용기 모형의 등가 응력값은 상당히 감소되어 화재로 발생한 기하학적 형상 변화에 따른 응력 집중을 줄일 수 있었다. 앞서 정의된 안전계수를 이용하면 부식 전의 안전계수는 5.3, 부식 후는 3.8 이상으로 증가하였다.

(4) 안전계수는 운전 중의 부식 진행과 더불어 두께에 반비례하여 감소하므로, 운전 중 부식의 진행을 억제 또는 최소화할 수 있는 방법이 강구되어야 하겠다.

(5) 복구방안으로 본 연구에서 해석된 보강책을 채택하는 경우, 작업시 보조대 주위

에서의 잔류응력이 발생되지 않도록 특히 유의해야 하며, 복구 작업 후 철저한 시험검사(비파괴 검사, 스트레인 측정)가 수반되어야 할 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Engineering Mechanics Research Corporation, 1990, *NISA II/Display II User's Manual*.
- (2) Klaus-Jurgen Bathe, 1982, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis," Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632.
- (3) ASME Boiler & Pressure Vessel Code (Sect. III), 1968, *ASME*, p. 46.
- (4) ASME Boiler & Pressure Vessel Code (Sect. VIII), 1968, *ASME*.
- (5) Higdun, Ohlsen, Stiles, Weese, and Riley, 1976, "Mechanics of Materials," John Wiley & Sons, Inc.
- (6) Fapel and Fisher, 1983, "Engineering Design," Wiley-Interscience. 