

가스압력용기의 응력거동특성에 관한 유한요소해석

†김 청 균 · 조 승 현

홍익대학교 기계·시스템디자인 공학과
(2003년 9월 8일 접수, 2003년 9월 24일 채택)

Finite Element Analysis of Stress Behaviour Characteristics in Gas Pressure Vessels

Chung Kyun Kim and Seung Hyun Cho

Department of Mechanical and System Design Engineering
Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received 8 September 2003 ; Accepted 24 September 2003)

요 약

본 연구에서는 압력용기의 안전설계에 대한 해석결과를 제시하고 있다. 압력용기에 가스 압력과 온도하중이 동시에 작용할 경우, 응력과 변위량에 대한 해석적 연구를 수행하였다. 용기에 대한 설계는 ASME Sec. VIII Div. 2 code를 따라 설계하였다. 이 결과를 사용하여 열적 하중과 기계적 하중을 받는 압력용기를 FEM 해석기법으로 설계 안전성을 검증하고자 한다. 유한요소해석 결과에 의하면, ASME 설계코드로 압력과 온도하중을 동시에 받는 경우를 해석한 데이터는 압력용기의 설계 안전성을 보장을 할 수 없을 것으로 예상된다. 또한, 압력용기 설계에서 일정한 두께를 갖는 일체형이 보강테를 설치한 압력용기보다 안전하다는 결과를 제시하고 있다.

Abstract - This paper presents design safety analysis of pressure vessels. The gas pressure and thermal loads are applied to the pressure vessel simultaneously. In this study, ASME Sec. VIII Div. 2 code was accepted for the safety design of high-pressure vessel. And this result was analyzed using a coupled thermal-mechanical FEM analysis technique. The FEM computed result shows that ASME design code may not guarantee for combined loads of high gas pressure and thermal loads. And solid pressure vessel may be safe compared to other pressure vessels with supporting rings round the cylinder body.

Key words : pressure vessel, FEM, gas pressure, thermal load, ASME

1. 서 론

압력이 부가된 기체를 안전하게 저장하거나 잠시 체류시키기 위해 사용하는 압력용기 (pressure vessel)는 가정에서 연료용으로, 산업체에서 가스제품 저장을 위한 산업용으로 가스 사용량이 급격히 증가하면서 우리들이 흔히

접하는 구조물이 되었다. 압력용기가 기체를 대기압 이상으로 저장하고 있다면 넓은 의미에서 압력용기라 분류할 수 있다. 그러나, 일상적으로 사용하는 압력용기는 좁은 의미의 압력용기이지만, 용기내의 체류압력이 대기압보다 크게 높아 용기가 파손되면 주변에 미치는 위험성이 현저하기 때문에 특별히 안전성을 강조하

여 설계해야 하는 용기를 말한다.

가스 매체는 공기, 아르곤, 수소, 산소, 질소, 헬륨, 아세틸렌, LPG, LNG 등 다양하므로 이들 가스류를 안전하게 저장하고, 운반하기 위한 압력용기도 많이 개발되었다. 화학 공장이나 반도체 공장을 비롯한 많은 산업현장에서 여러 종류의 가스를 안전하게 저장하고, 사용하기에 편리한 압력용기의 개발은 안전성 확보 측면에서 대단히 중요하다.

최근 불안정한 국제 유가에 따른 국내 연료 값의 동반 인상과 날로 심각해지고 있는 대기 오염 문제를 완화시키고자 LPG나 LNG와 같은 대체 청정가스의 사용량이 크게 늘어나면서 가스에 의한 위력적인 폭발 참사를 많이 경험하고 있다. 가스 압력용기에 의한 폭발 위험성은 늘 상존하기 때문에 공기관에 의한 압력용기의 총체적 안전관리라는 당위성이 인정되고, 이에 따른 제도적 안전장치가 법규로 마련되어 있다. 따라서, 압력용기는 설계, 제작, 검사, 운반 및 관리 등의 모든 과정이 엄격한 관리 대상으로 분류되어 있다. 가스에 관련된 압력용기는 한국가스안전공사에서, 그리고 일반 산업용 압력용기는 한국산업안전공단에서 분담하여 압력장치에 대한 안전인증 업무를 관장하고 있다.

화학탱크, 가스탱크, 공기탱크, 증기 보일러, 유압장치, 수압장치 등의 용어로 널리 표현되고 있는 압력용기는 고압의 기체나 액체를 저장하는 유체 용기로 압력의 크기와 사용재질이 다를 뿐 다양한 환경에서 활용되고 있다. 이렇게 폭넓은 분야에서 사용되고 있는 압력용기 구조물의 안전성을 ASME 압력용기 설계조건에 적합하도록 설계하고, 이 데이터의 안전성을 유한요소해석으로 고찰하고자 한다.

2. 압력용기의 설계기준

압력용기는 높은 압력을 안전하게 유지하기 위해 제작된 것으로 가스를 저장하는 원통형의 몸체 부분을 동체(cylinder)라 하고, 동체에 연결된 양 끝단 부분을 플랜지(flange)라 한다. 압력이 걸린 가스를 저장하기 위한 압력용기는 항상 위험성을 갖고 있기 때문에 모든 국가에서 기준이나 표준규격으로 엄격하게 관리하고 있다.

압력용기에 대한 규격을 보면, 한국의 KS, 일본의 JIS, 미국의 ASME Boiler and Pressure Vessel Code와 API, 영국의 BS 등이 대표적이다. 압력용기에 대한 기준을 모든 나

라들이 별도로 규정하기보다는 국제적으로 통일된 것이 필요하다는 공감대가 형성되어 1994년에 미국과 일본을 중심으로 추진된 압력용기에 대한 “국제합의기준과 표준 설계도(Specification for Internationally Harmonized Codes and Standards: SIHCS)”는 국제적 압력용기 규격으로 수용할 수 있는 표준기준으로 발전하였다. 따라서, 압력용기의 안전한 설계와 제작, 사용과 관리가 체계적으로 진행될 수 있게 되었다. HIHCS에 의거 압력용기에 대한 안전성은 국제적으로 충분히 인증된 규격치와 표준성이 확보될 것으로 예상된다.

미국과 일본 주도의 압력용기 안전성에 대한 국제회의가 추진될 1994년 당시는 국제압력설비기준(International Pressure Equipment Code: IPEC)으로 시작하였으나, 1997년 11월의 ISO/TC 11 동경회의에서는 IPEC 대신에 “국제압력설비표준(International Pressure Equipment Standard: IPES)으로 변경하였고, 일본 동경대의 Y. Asada 교수가 준비한 압력장비에 대한 기준과 표준안은 캐나다 몬트리올의 1차 회의에서 “국제압력설비기준 및 표준 설계도(Specification on International Pressure Equipment Codes and Standards)로 수정되었다. 그러나, 미국의 샌디에고 2차 회의에서는 “국제압력설비 조율기준과 표준 설계도”로 명칭을 다시 바꾸었다. 따라서, 앞으로는 그동안 각 나라에서 사용하였던 압력장비에 대한 기준과 표준 설계안을 대체할 것으로 예상되며, 우리나라도 압력용기에 대한 기준과 표준 설계도를 국제적으로 공인된 “압력용기 기준과 표준 설계도”로 대체 사용할 것으로 예상된다[1].

가스를 안전하게 저장하기 위한 압력용기의 재질은 기계적 성질이 우수한 강판이 널리 사용되지만, 주철, 청동, 알루미늄 합금 등도 사용환경에 따라 안전용기의 소재로 활용되고 있다. 압력용기는 이러한 재질을 사용하여 안전하게 설계해야 하는데, 압력용기 설계에서 일반적으로 고려해야 될 조건을 요약하면 다음과 같다.

- ① 용기압력의 급격한 변화와 주기적 변화에 견딜 수 있어야 한다.
- ② 용기온도의 변화에 따른 재료의 강도를 고려하여 설계해야 한다.
- ③ 용기 구조물의 마모와 부식에 대한 대책을 고려하여 설계해야 한다.
- ④ 사용 재질이 균일하고, 탄성한계가 높으며, 강인하고, 가벼워야 한다.

- ⑤ 내용물의 누설을 방지하고, 안전도를 충분히 고려해야 한다.
- ⑥ 공인된 국제규격과 기준에 적합해야 한다.

3. 수치해석

3.1. 해석조건

원통형상의 압력용기에 작용하는 최대압력은 200MPa이고, 압력용기 내부에 작용하는 최고 온도를 100°C라 가정하여 압력용기 구조물의 기계적 안전성을 충분히 확보할 수 있도록 안전설계를 하였다.

본 연구에서는 압력용기에 가스압력과 온도 조건이 동시에 작용하기 때문에 발생될 수 있는 응력거동 특성을 해석하기 위해 사용한 비선형 유한요소해석 프로그램은 MARC[2]이다.

3.2. 사용소재

해석에 사용된 용기의 재질은 SCM4로 항복강도가 1,110MPa이고, 탄성계수는 205GPa로 온도가 수반되는 고압용 압력용기 제작에 적합하다. 또한, 압력용기의 동체와 플랜지를 안전하게 체결하기 위한 볼트의 항복강도는 1,250MPa로 안전한 유니파이드 나사를 사용하였다. 여기에 원통형 동체와 플랜지 사이에서 발생될 수 있는 고압가스 누설을 완벽하게 차단하기 위하여 2개의 메탈시일(metal seal)과 2개의 특수 O-링을 사용하였다.

Fig. 1은 압력용기 소재로 사용한 SCM4의 열전도 특성과 열용량 특성을 각각 제시하고 있다. 본 연구에서 압력용기의 작동온도를 100°C로 잡고 있기 때문에 기계적 강도에 큰 문제가 되지 않을 것이라 예상하고 있다.

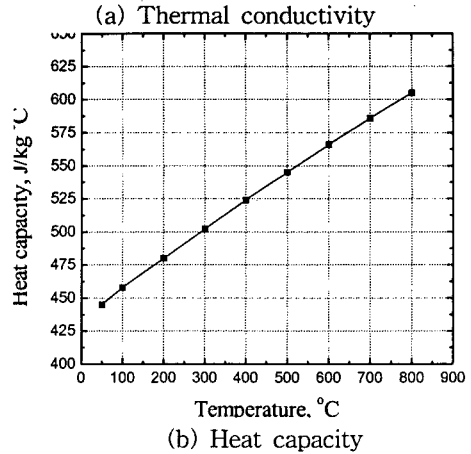
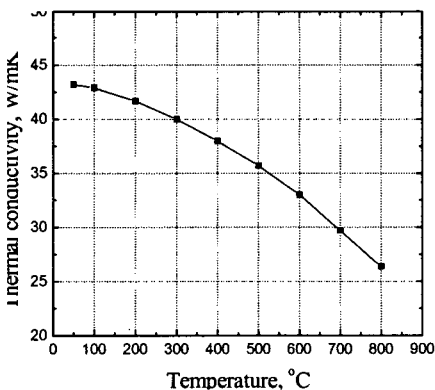


Fig. 1 Thermal properties of SCM4 steel material.

4. 유한요소해석

4.1. 플랜지부 해석결과

원통형 압력용기는 미국의 ASME Sec. VIII Div. 2와 일본의 JIS에서 제시한 압력용기 기준에 의거 설계하는 것이 일반적이지만, 온도 조건이 고려된 압력용기에 대한 설계는 유한요소법으로 해석하여 압력용기의 치수조건을 결정하는 것이 보다 안전할 수 있다.

본 연구에서 제시한 압력용기의 해석모델은 내경이 300mm이고, 높이가 600mm인 원통형 구조물이다. 이러한 압력용기를 일본 규격에 따라 계산하면 압력용기 두께가 81mm이지만, 미국의 ASME Sec. VIII Div. 2에 의하면 107.5mm로 계산된다. 따라서, 본 연구에서는 압력용기 동체부의 안전두께를 110mm, 플랜지부의 두께를 140mm로 결정하여 안전설계를 하였다. 국제 규격에 따라 설계한 압력용기의 유한요소해석 모델을 Fig. 2에서 보여주고 있다. 압력용기 해석모델을 보여준 Fig. 2는 압력용기의 동체와 플랜지를 고장력 볼트로 조립하여, 축대칭 형상을 하고 있는 압력용기의 1/4만을 수치해석 대상으로 고려하였다. 압력용기의 사용조건에 적합한 최적의 동체 형상과 플랜지의 형상을 각각 설계하여 안전성을 증대시키기 위한 유한요소해석을 수행하고자 한다.

Fig. 3(a)에서 압력용기 모델에 작용하는 최

대 가스압력을 200MPa이라고 가정할 경우, 압력용기 구조물에 걸리는 최대 von Mises 응력이 488MPa라는 사실이다. 이러한 최대 응력은 압력용기의 동체 중간부 내벽면에서 발생하고 있음을 Fig. 3(a)에서 잘 보여주고 있다. Fig. 3(b)에서 최대 변위량은 동체가 아닌 플랜지의 중심부에서 0.93mm가 발생하고 있음을 제시하고 있다. 결국 원통형의 동체는 원주방향의 후프응력(Hoop stress)에 의해 많이 구속되는 것에 비하여 수직 상방향의 가스압력을 지지해야 하는 플랜지는 볼트에 의한 체결력이 약간 부족하다는 것을 의미한다. 따라서, 200MPa의 가스압력 작용에 따른 Fig. 2의 압력용기에 의한 안전성은 항복강도(1,110MPa)의 약 44% 수준으로 비교적 안전하다고 할 수 있다.

압력용기의 내부에 균일하게 작용하는 온도가 100°C일 경우, 압력용기 구조물에 나타난 온도분포를 Fig. 4에서 보여주고 있다. Fig. 2의 압력용기 모델에서 110mm 두께를 갖는 원통형 몸체는 플랜지에 비해 열용량이 상대적으로 작고, 고온에 노출된 면적은 오히려 크기 때문에 몸통부가 100°C의 높은 온도가 분포하지만, 140mm 두께의 플랜지는 상대적으로 작은 수열면적과 큰 열용량으로 인해 온도분포가 양호하다. 이러한 온도분포는 Fig. 5에서 보여준 von Mises 응력과 변형량 해석처럼 온도하중이 큰 영향을 주고 있음을 예측해 하는 해석 데이터이다.

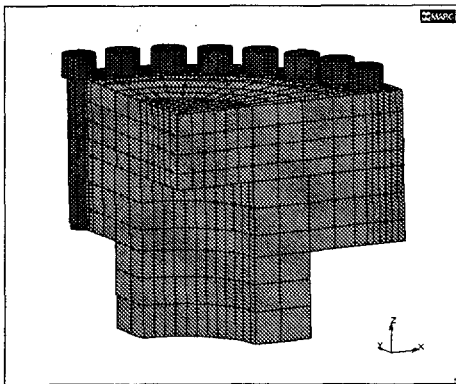
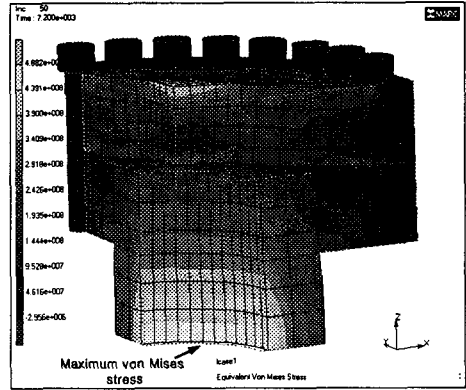
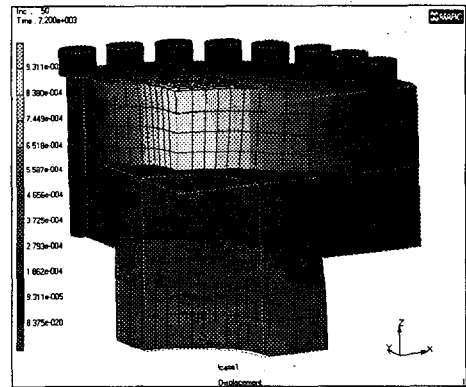


Fig. 2 FEM model of cylindrical pressure vessels.



(a) von Mises stress distribution



(b) Displacement distribution

Fig. 3 FEM results by gas pressure in pressure vessels.

Fig. 5는 압력용기에 가해진 최대압력 200MPa과 최고온도 100°C가 동시에 작용할 경우, 압력용기에서 발생된 최대 von Mises 응력은 1,098MPa이고, 이러한 최대응력이 플랜지의 볼트구멍 부근에서 발생하고 있음을 Fig. 5(a)에서 제시하고 있다. 최대응력 위치가 Fig. 3(a)의 동체 중심부에서 Fig. 5(a)의 플랜지 볼트구멍 부위로 이동한 것은 온도하중에 의해서 변위량이 Fig. 5(b)와 같이 1.05mm로 Fig. 3(b)의 결과에 비하여 더 크게 발생하면서 플랜지의 볼트구멍 부근에 모멘트가 더 크게 작용함으로써 응력이 볼트구멍의 힌지부에 집중하기 때문이다.

따라서, 보통의 압력용기가 단지 가스압력을 받게되면 최대응력이 동체의 중심부에서 발생하기 때문에 ASME Sec. VIII로 설계해도 안

전하지만, 압력용기가 온도하중을 동시에 받게 되면 열변형 거동량에 의한 최대 응력점이 플랜지의 볼트구멍으로 이동하고, 최대응력도 소재의 항복응력에 거의 도달하기 때문에 압력용기의 안전성에 문제가 발생하였음을 알 수 있다. 이러한 안전성 문제를 해결하기 위해서는 플랜지부의 수직 상방향 압력에 의한 모멘트를 실린더 내부로 분산시킬 필요가 있으나, 여기에는 한계가 있다. 따라서, 압력용기의 안전성을 보다 엄격하게 확보하기 위해서는 압력용기의 외부를 충분히 냉각하는 것이 보다 바람직한 설계가 될 것이다.

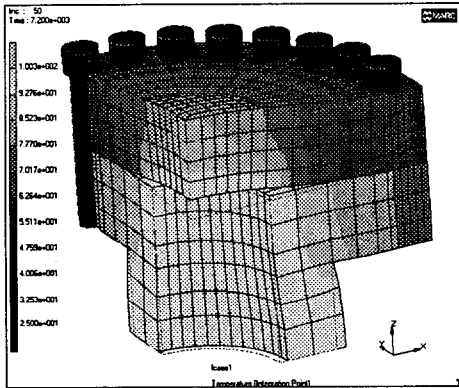
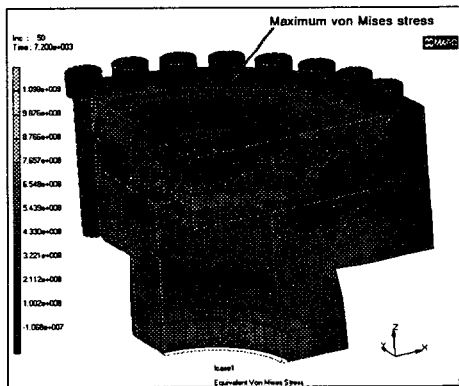
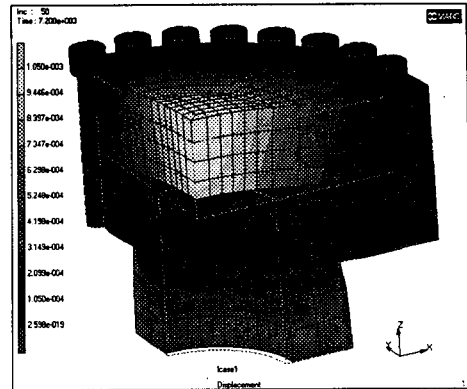


Fig. 4 Temperature distribution of pressure vessels for a maximum internal temperature of 100°C



(a) von Mises stress distribution



(b) Displacement distribution

Fig. 5 Coupled thermal-mechanical analysis results by combined loads of gas pressures and thermal loads.

4.2. 동체부 해석결과

높은 가스압이 작용하는 압력용기에 걸리는 최대 응력 분포도를 나타낸 Fig. 3(a)의 해석결과에 의하면 최대 von Mises 응력은 동체(cylinder)의 중간부에서 발생한다. 이러한 응력 집중 현상을 고르게 분산시키고 동시에 완화시킬 수 있는 방안으로 설계변경 또는 동체부의 냉각을 제시할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 압력용기 동체에 걸리는 가스압력을 안전하게 분산시키기 위해 3개가지 해석 모델을 제시하고 있다. 즉, 동체는 단순히 두께를 증가한 일체형, 두께보다는 2개 또는 3개의 보강테를 추가한 형태의 통체 설계변경에 대한 해석을 각각 수행하였다.

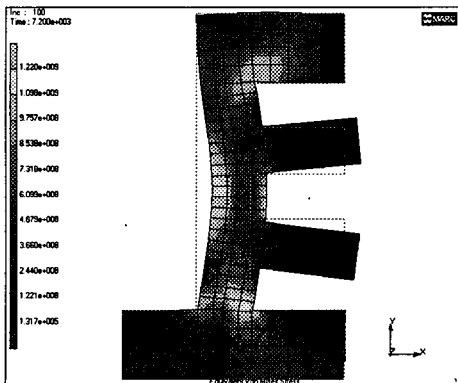
본 연구에서는 동체 구조물의 형태에 따라 달라질 것으로 예상되는 응력과 변형량 특성을 상대적으로 비교하기 위한 유한요소해석 결과를 Figs. 6~8에서 보여주고 있다. 실린더 구조물 모델은 구조적으로 가장 안정된 용기의 실린더 구조물을 개발하고자 하는 것으로 Fig. 6은 최대 von Mises 응력 1,220MPa이 동체의 중심부에서 압축응력 형태로, 그리고 최대 변위량 3.71mm이 동체의 반경방향으로 각각 나타났다. 최대 von Mises 응력은 이미 소재의 항복강도를 넘어서고 있기 때문에 압력용기 구조물의 안전성을 확보하지 못한 것으로 예측된다.

이러한 해석결과에 의하면, 압력용기의 중심

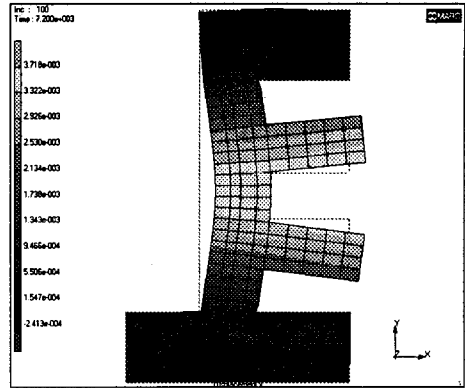
부에 보강테를 설치함에도 불구하고 Fig. 3에서 제기된 중심부의 응력과 변형량 집중 현상이 개선되지 않았기 때문에 동일한 면적을 갖는 보강테를 중심부에 두껍게 설치한 새로운 해석모델에 대한 결과를 Fig. 7에서 제시하고 있다. 즉, 동체 구조물의 중간부를 크게 보강한 Fig. 7의 결과에 의하면, 최대 von Mises 응력 1,183MPa와 최대 변위량 2.99mm이 동체에 균일하게 분포하는 개선된 패턴을 보여주고 있다. 그러나, 구조물의 안전성 측면에서 보면 아직도 개선되어야 할 문제점을 갖고 있다.

따라서, 압력용기 중간부 구조물의 두께를 일체형으로 증가시킨 Fig. 8의 해석모델에서는 최대 von Mises 응력이 883MPa로 동체의 중심부에서 멀리 떨어진 곳에서 나타났고, 최대 변위량은 0.647mm로 크게 줄어들었기 때문에 비교적 안전한 해석결과를 보여준다. 여기서, 압력용기의 동체 형상에 따라 응력과 변위량이 크게 달라진다는 사실을 확인할 수 있었다.

압력용기에 대한 유한요소해석 결과를 요약하면, 큰 가스압력을 받는 압력용기 구조물의 중심부에서 발생하는 압력이나 변형량은 용기의 두께를 증가시키면 응력이 낮아지고, 응력 분포도 좋아지는 데이터를 나타내지만, 용기의 두께를 증가시키는 설계기법에는 한계가 있다. 따라서, 온도하중과 가스압력 하중을 동시에 받는 압력용기에서는 단순히 두께를 증가시키기보다는 온도하중에 의한 문제점을 완화시키는 것이 보다 유리할 수 있기 때문에 압력용기 구조물의 외벽면에 냉각 자켓(cooling jacket)을 설치하는 것이 보다 효과적일 것이라는 사실이다.

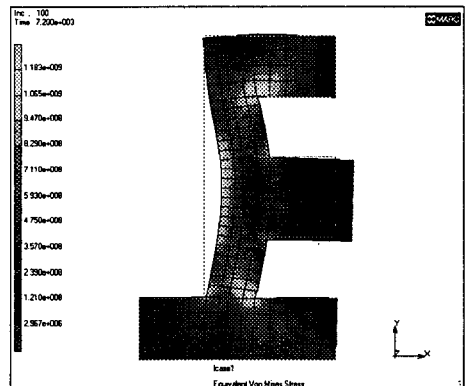


(a) Maximum von Mises stress

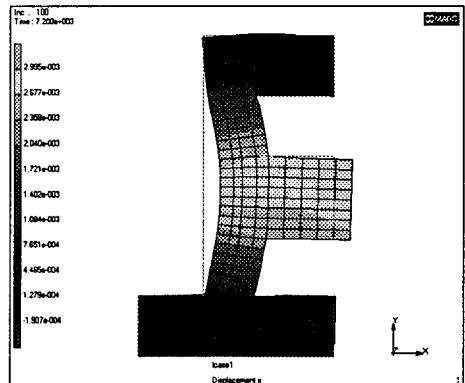


(b) Maximum displacement

Fig. 6 Pressure vessel with two supporting ring structures.



(a) Maximum von Mises stress



(b) Maximum displacement

Fig. 7 Pressure vessel with one supporting ring structure.

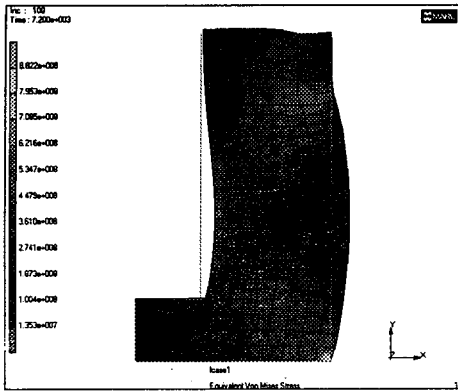
5. 결 론

압력용기에 작용하는 온도가 100℃이고, 가스압력이 200MPa일 경우, 가장 안전한 설계조건을 찾기 위해서 1차적으로 ASME 압력용기 설계조건에 적합한 두께를 결정하고, 이것을 비선형 유한요소법으로 설계 안전성을 고찰하고자 하였다. 특히, 압력용기 구조물의 몸통 형상을 달리하면서 안전한 설계조건을 찾기 위한 비선형 유한요소해석을 수행하였다.

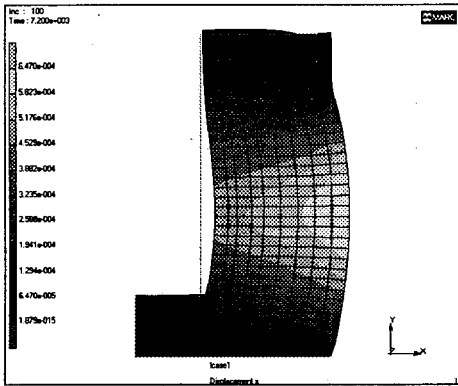
압력용기에 가스압이 작용할 경우는 ASME 압력용기 설계로 안전하지만, 용기에 온도하중이 동시에 작용할 경우는 안전성이 부적절할 수 있다는 사실이다. 압력용기에 작용하는 온도하중을 동시에 고려한 수치해석 결과에 의하면, 압력용기는 고압가스와 높은 내부온도에 노출될수록 동체의 형상은 일체형(solid type)으로 제작하는 것이 우수한 응력 특성을 나타내고 있다. 그러나, 압력용기의 두께를 증가시키기가 곤란한 경우는 용기에 작용하는 온도하중을 효과적으로 처리하기 위해서 압력용기의 외부에 냉각 자켓(cooling jacket)을 설치하여 용기의 안전성을 확보하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

- [1] 송달호, "ISO 압력용기 국제표준의 문제점," 기계저널, 제39권 12호, 1999.
- [2] MARC Analysis, Ver. 7.0, 1999.



(a) Maximum von Mises stress



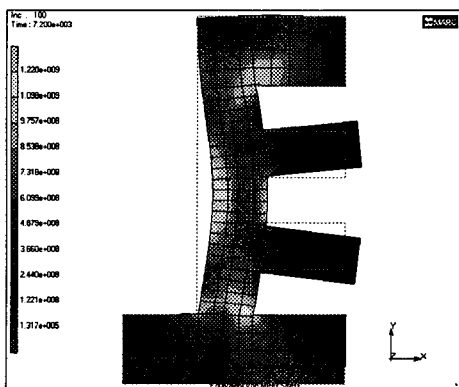
(b) Maximum displacement

Fig. 8 Thick pressure vessel.

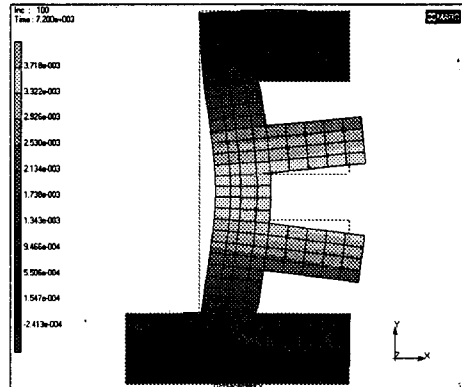
부에 보강테를 설치함에도 불구하고 Fig. 3에서 제기된 중심부의 응력과 변형량 집중 현상이 개선되지 않았기 때문에 동일한 면적을 갖는 보강테를 중심부에 두겹게 설치한 새로운 해석모델에 대한 결과를 Fig. 7에서 제시하고 있다. 즉, 동체 구조물의 중간부를 크게 보강한 Fig. 7의 결과에 의하면, 최대 von Mises 응력 1,183MPa와 최대 변위량 2.99mm이 동체에 균일하게 분포하는 개선된 패턴을 보여주고 있다. 그러나, 구조물의 안전성 측면에서 보면 아직도 개선되어야 할 문제점을 갖고 있다.

따라서, 압력용기 중간부 구조물의 두께를 일체형으로 증가시킨 Fig. 8의 해석모델에서는 최대 von Mises 응력이 883MPa로 동체의 중심부에서 멀리 떨어진 곳에서 나타났고, 최대 변위량은 0.647mm로 크게 줄어들었기 때문에 비교적 안전한 해석결과를 보여준다. 여기서, 압력용기의 동체 형상에 따라 응력과 변위량이 크게 달라진다는 사실을 확인할 수 있었다.

압력용기에 대한 유한요소해석 결과를 요약하면, 큰 가스압력을 받는 압력용기 구조물의 중심부에서 발생하는 압력이나 변형량은 용기의 두께를 증가시키면 응력이 낮아지고, 응력 분포도 좋아지는 데이터를 나타내지만, 용기의 두께를 증가시키는 설계기법에는 한계가 있다. 따라서, 온도하중과 가스압력 하중을 동시에 받는 압력용기에서는 단순히 두께를 증가시키기보다는 온도하중에 의한 문제점을 완화시키는 것이 보다 유리할 수 있기 때문에 압력용기 구조물의 외벽면에 냉각 자켓(cooling jacket)을 설치하는 것이 보다 효과적일 것이라는 사실이다.

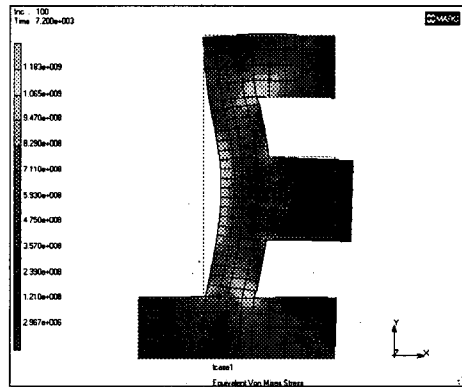


(a) Maximum von Mises stress

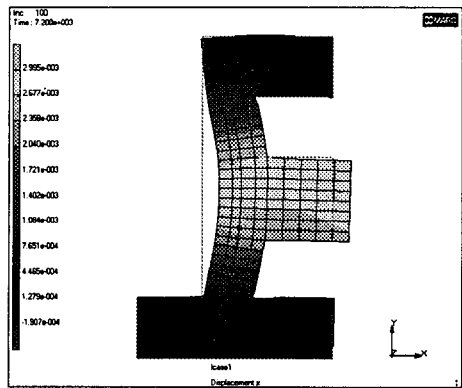


(b) Maximum displacement

Fig. 6 Pressure vessel with two supporting ring structures.



(a) Maximum von Mises stress



(b) Maximum displacement

Fig. 7 Pressure vessel with one supporting ring structure.

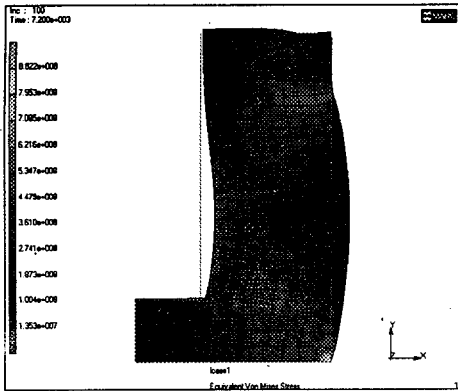
5. 결 론

압력용기에 작용하는 온도가 100℃이고, 가스압력이 200MPa일 경우, 가장 안전한 설계조건을 찾기 위해서 1차적으로 ASME 압력용기 설계조건에 적합한 두께를 결정하고, 이것을 비선형 유한요소법으로 설계 안전성을 고찰하고자 하였다. 특히, 압력용기 구조물의 몸통 형상을 달리하면서 안전한 설계조건을 찾기 위한 비선형 유한요소해석을 수행하였다.

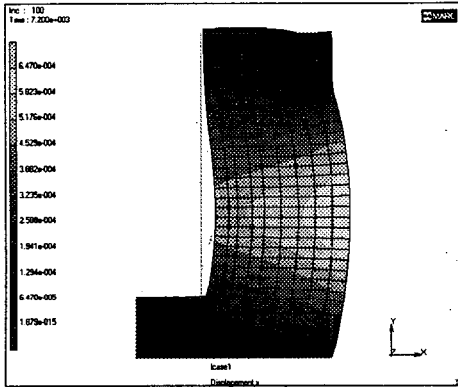
압력용기에 가스압이 작용할 경우는 ASME 압력용기 설계로 안전하지만, 용기에 온도하중이 동시에 작용할 경우는 안전성이 부적절할 수 있다는 사실이다. 압력용기에 작용하는 온도하중을 동시에 고려한 수치해석 결과에 의하면, 압력용기는 고압가스와 높은 내부온도에 노출될수록 동체의 형상은 일체형(solid type)으로 제작하는 것이 우수한 응력 특성을 나타내고 있다. 그러나, 압력용기의 두께를 증가시키기가 곤란한 경우는 용기에 작용하는 온도하중을 효과적으로 처리하기 위해서 압력용기의 외부에 냉각 자켓(cooling jacket)을 설치하여 용기의 안전성을 확보하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

- [1] 송달호, "ISO 압력용기 국제표준의 문제점," 기계저널, 제39권 12호, 1999.
- [2] MARC Analysis, Ver. 7.0, 1999.



(a) Maximum von Mises stress



(b) Maximum displacement

Fig. 8 Thick pressure vessel.