

형상변화에 따른 가스압력용기의 응력거동특성 연구

조승현 · 김성원 · 김청균
홍익대학교 기계시스템디자인공학과

Stress Behaviour Characteristics of Gas Pressure Vessels With a Profile Design

Seung Hyun Cho · Sung Won Kim · Chung Kyun Kim
Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University

1. 서론

압력용기(pressure vessel)는 압력을 가진 기체나 액체와 같은 유체를 안전하게 저장하거나 체류시키는 등의 역할을 하는 구조물을 말한다. 넓은 의미에서 압력용기는 대기압 이상에서 유체를 저장한다면 압력용기라 분류는 할 수 있다. 그러나, 실제로 사용하는 좁은 의미의 압력용기는 용기내의 체류압력이 대기압보다 크게 높아서 용기가 파손될 경우에 주변에 미치는 영향이 현저하기 때문에 안전성을 특별히 강조하여 설계해야 하는 용기를 말한다.

압력용기는 공기, 아르곤, 수소, 산소, 질소, 헬륨, 아세틸렌, LPG, LNG와 같이 다양한 가스를 저장하며, 화학 공장이나 반도체 공장을 비롯한 모든 산업현장에서 널리 사용되고 있다. 최근에는 불안정한 국제 유가에 따른 국내 연료값의 인상과 날로 심각해지고 있는 대기오염 문제를 완화시키고자 LPG나 LNG와 같은 대체 청정가스의 사용이 크게 늘어나면서 가스에 의한 위력적인 폭발 참사를 여러번 경험하였다. 이러한 위험성은 늘 상존하기 때문에 특별기관에 의한 압력용기의 총체적 안전관리라는 당위성이 인정되고, 이에 따른 제도적 안전장치가 법규로 마련되어 있다. 따라서, 압력용기는 설계, 제작, 검사, 운반 및 관리 등의 모든 측면에서 특별 관리 대상으로 분류되어 있으며, 가스에 관련된 압력용기는 한국가스안전공사에서, 그리고 일반 산업용 압력용기는 한국산업안전공단에서 분담하여 압력장치에 대한 안전인증 업무를 담당하고 있다.

화학탱크, 가스탱크, 공기탱크, 증기 보일러, 유압장치, 수압장치 등의 용어로 널리 표현되고 있는 압력용기는 고압의 기체나 액체를 저장하는 유체 용기로 압력의 크기만 다를뿐 다양한 환경에서 활용되고 있다. 이렇게 폭넓은 분야에서 사용되고 있는 압력용기 구조물의 형상변화에 따른 설계조건이 압력용기의 응력이나 변형거동에 미치는 안전성과 최적의 설계조건에 대하여 논하고자 한다.

2. 압력용기의 설계조건 및 기준

가스를 저장하는 탱크 구조물, 즉 압력용기는 높은 압력을 안전하게 유지하기

위해 제작된 것으로 유체를 저장하는 원통형의 보디 부분을 동체(cylinder)라 하고, 양 끝의 뚜껑에 해당하는 부분을 플랜지(flange)라 한다. 이러한 압력용기는 항상 위험하기 때문에 각국에서는 각종 기준이나 표준규격으로 엄격하게 관리하고 있다.

압력용기에 대한 주요국의 규격을 보면 한국의 KS, 일본의 JIS, 미국의 ASME Boiler and Pressure Vessel Code와 API, 영국의 BS 등이 있다. 안전용기에 대한 기준을 이렇게 각국에서 별도로 규정하기보다는 국제적으로 통일된 것이 필요하다는 공감대가 형성되어 1994년에 미국과 일본을 중심으로 초안이 준비되었다. 결국 각국의 전문가들이 최종적으로 준비한 압력용기의 “국제합의기준과 표준설계도(Specification for Internationally Harmonized Codes and Standards)”는 각국의 기준을 국제적으로 수용할 수 있도록 조화와 일치라는 합의점을 찾아내고, 표준화를 추구함으로써 압력용기의 안전한 설계와 제작, 사용과 관리가 체계적으로 진행될 수 있게 되었다. 따라서, 압력용기에 대한 안전성은 국제적으로 충분히 인증된 규격치와 표준성이 확보될 것으로 예상된다.

압력용기의 안전성에 대한 논의 필요성이 제기되어 1994년에 미국과 일본 주도의 국제회의가 추진될 당시는 국제압력설비기준(International Pressure Equipment Code: IPEC)로 시작하였으나, 1997년 11월의 ISO/TC 11 동경회의에서는 IPEC 대신에 “국제압력설비표준(International Pressure Equipment Standard: IPES)으로 변경할 것을 합의하였고, 동경회의 결과에 따라 압력용기 실무위원회가 일본 동경대학의 Y. Asada 교수를 중심으로 구성되었다. 이 위원회에서 준비한 압력장비에 대한 기준과 표준안은 캐나다 Montreal의 1차 회의에서 “국제압력설비기준 및 표준설계도(Specification on International Pressure Equipment Codes and Standards: SIPECS)로 명칭이 수정되었다. 그러나, 미국의 SanDiego 2차 회의에서는 그 명칭을 “국제압력설비 조율기준과 표준설계도”로 다시 개명되어 합의하였기 때문에 그동안 각국에서 사용된 압력장비에 대한 기준과 표준설계안을 대체할 것으로 예상된다. 따라서, 압력용기에 대한 기준과 표준설계도는 국제적으로 공인된 “압력용기 기준과 표준설계도”가 사용될 것이다.[1]

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 널리 참고할 수 있는 각종 조건을 요약하면 다음과 같다.

- 압력의 급격한 변화와 주기적 변화에 견딜 수 있어야 한다.
- 온도의 변화에 따른 재료의 강도를 고려하여 설계해야 한다.
- 마멸과 부식에 대한 대책을 고려하여 설계해야 한다.
- 사용재료가 균일하고, 탄성한계가 높으며, 강인하고, 가벼워야 한다.
- 내용물의 누설을 방지하고, 안전도를 충분히 고려해야 한다.
- 국제적으로 공인된 규격과 기준에 적합해야 한다.

3. 해석조건 및 물성치

원통형상의 압력용기에 작용하는 최대압력은 200MPa이고, 용기의 내부에 작용하는 최고온도는 100℃ 이내로 유지할 수 있도록 단열설계를 하였기 때문에 압력용기 구조물의 기계적 안전성을 충분히 확보도록 설계하였다.

압력용기의 재질은 SCM4로 항복강도가 1,110MPa이고, 탄성계수는 205GPa로 높기 때문에 고압용 압력용기 제작에 적합한 소재이다. 또한, 압력용기의 동체와 플랜지를 체결하기 위한 고장력 볼트의 항복강도는 1,250MPa로 안전한 유니파이드 나사를 사용하였다. 여기에 원통형 동체와 플랜지 사이에서 발생될 수 있는 고압가스 누출을 완벽하게 차단하기 위하여 2개의 메탈시일과 2개의 고탄성 특수 O-링을 사용하였다.

Fig. 1은 안전 구조물 소재인 SCM4의 열적특성을 제시하고 있는데, 압력용기에서 단열의 작동온도로 사용하고자 하는 100℃ 부근의 열전도율이나 열용량 변화의 정도는 그리 크지 않다는 사실을 보여주고 있다.

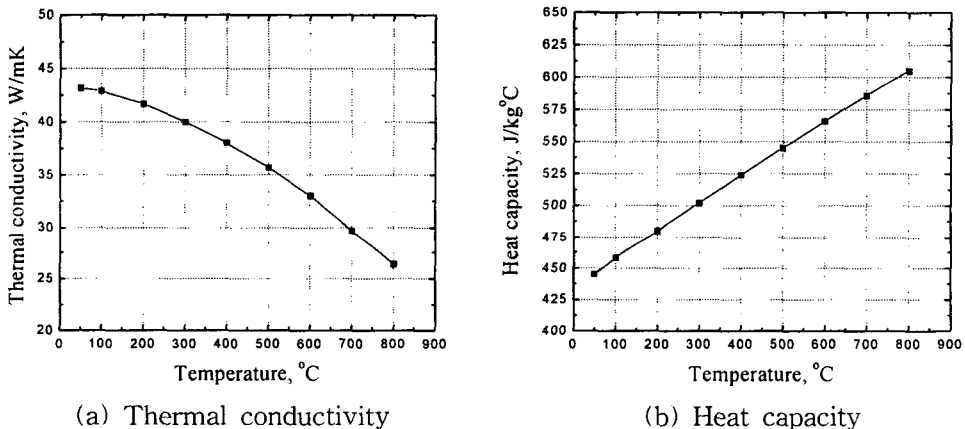


Fig. 1 Thermal properties of pressure vessels, SCM4.

4. 해석결과 및 고찰

압력용기에 대한 안전설계는 일본의 JIS와 미국의 ASME Sec. VIII Div. 2에서 제시한 기준에 의거 해석적으로 수행하였다. 이들 해석결과를 비교하여 보다 안전한 결과치를 본 연구의 안전용기의 크기로 결정하고, ASME Sec. VIII Div. 2의 이론적 결과를 유한요소해석[2]으로 수행된 결과와 비교하여 그 안전성을 고찰하고자 하였다.

이것을 위해 사용된 해석모델은 압력용기의 내경은 300mm이고, 높이가 600mm인 원통형 구조물의 두께를 일본 규격에 따라 계산하면 81mm이지만, 미국 ASME Sec. VIII Div. 2에 의하면 107.5mm로 계산된다. 따라서, 본 연구에서 고려한 탱크 동체부의 안전두께는 110mm, 플랜지부의 두께는 140mm로 결정하였다. 이러한 안전 결과치를 기초로 저장탱크를 Fig. 2와 같이 설계하였고, 주어

진 작동조건에 적합한 최적의 형상, 즉 동체의 형상과 플랜지의 형상을 각각 설계하여 안전성을 증대시키고자 한다. Fig. 2는 압력용기의 실린더 동체를 반으로 대칭되게 나누었고, 전체적으로 압력용기는 축대칭 형상을 하고 있으므로 용기의 1/4만을 수치해석 대상으로 고려하였다.

Fig. 2에서 제시한 압력용기 모델은 최대 200MPa의 압력을 받고 있다고 가정할 경우 압력용기에서 발생된 최대 von Mises 응력 488MPa이 압력용기의 몸통 중간부 내벽면에서 발생하고 있음을 Fig. 3(a)에서 보여주고 있다. 그러나, 최대 변위량은 동체가 아닌 플랜지부의 중심부에서 0.93mm가 발생하고 있음을 Fig. 3(b)에서 보여주고 있다. 결국 원통형의 동체는 원주방향의 후프응력(Hoop stress)에 의해 많이 구속되는 것에 비하여 수직 상방향의 가스압력을 지지해야 하는 플랜지부는 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.

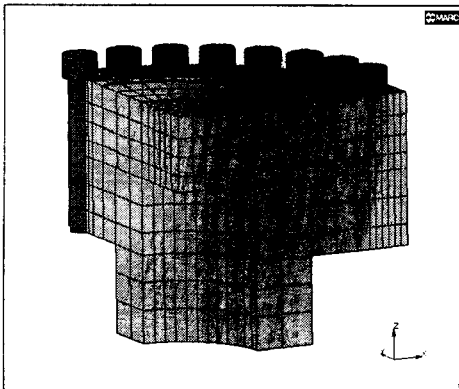
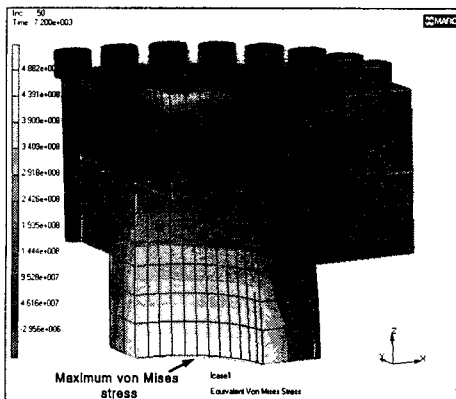
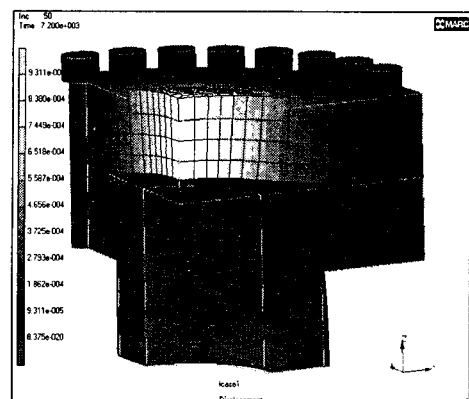


Fig. 2 Analysis model of cylindrical pressure vessels



(a) von Mises stress distribution



(b) Displacement distribution

Fig. 3 Analyzed FE results applying the gas pressure in the pressure vessel

Fig. 4는 압력용기의 내부에 100℃의 온도가 균일하기 작용하는 경우에 나타난 온도분포로 110mm 두께의 원통형 몸체는 열용량이 플랜지에 비하여 상대적으로 작고 고온에 노출된 면적이 크기 때문에 몸통부가 100℃의 높은 온도가 분포하지만, 140mm 두께의 플랜지는 상대적으로 작은 수열면적과 큰 열용량을 갖고 있으므로 온도분포가 양호하게 나타나고 있다. 이러한 온도분포는 Fig. 5에서 제시될 응력과 변형량이 온도하중에 의해 크게 영향을 받을 수 있음을 예측해 주는 데이터이다.

Fig. 5는 압력용기의 내벽면에 최대압력 200MPa과 최고온도 100℃가 동시에 작용할 경우에 압력용기에서 발생된 최대 von Mises 응력 1,098MPa이 플랜지부의 구멍부근에서 발생하고 있음을 Fig. 5(a)에서 제시하고 있다. 이러한 최대응력 위치가 Fig. 3(a)의 동체 중심부에서 Fig. 5(a)의 플랜지 구멍부위로 이동한 것은 온도하중에 의해서 변위량이 Fig. 5(b)와 같이 1.05mm로 Fig. 3(b)의 결과에 비하여 더 크게 발생하면서 플랜지의 구멍부에 모우멘트가 더 작용함으로써 응력이 구멍의 힌지부로 집중되기 때문이다.

따라서, 압력용기가 가스압력을 받게되면 최대응력이 동체의 중심부에서 발생하기 때문에 ASME Sec. VIII로 설계해도 안전하지만, 용기가 온도의 영향을 받게되면 열변형 거동량에 의한 최대 응력점이 플랜지의 구멍으로 이동하고, 최대응력도 소재의 항복응력에 거의 도달하였기 때문에 압력용기의 안전성에 문제가 발생하였음을 알 수 있다. 이러한 안전성 문제를 해결하기 위해서는 플랜지부의 수직 상방향 압력에 의한 모우멘트를 실린더 내부로 분산시킬 필요가 있으나, 한계가 있다. 따라서, 압력용기의 안전성을 보다 엄격하게 확보하기 위해서는 압력용기의 외부를 충분히 냉각하면 가능하다.

Fig. 5의 해석결과에서 제시된 문제점을 해결하기 위하여 플랜지의 내벽면에 걸리는 수직 상방향의 압력이 수평방향의 압력으로도 작용할 수 있도록 플랜지의 압력 접수면을 둥근 형상으로 수정·설계하고자 한다. 따라서 주어진 작동조건

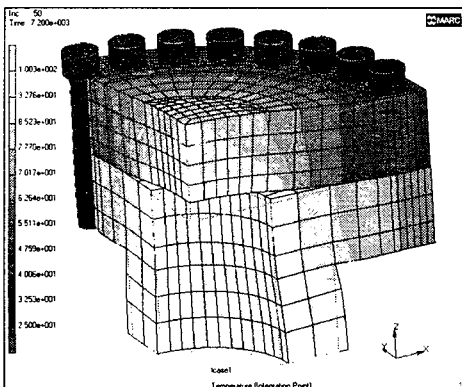
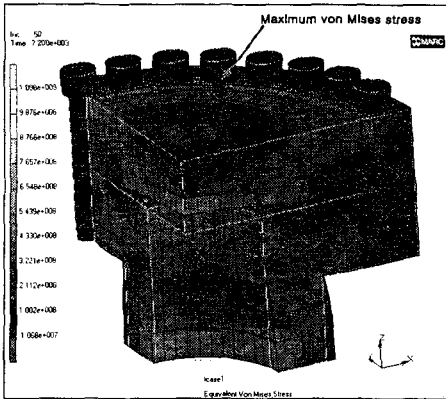
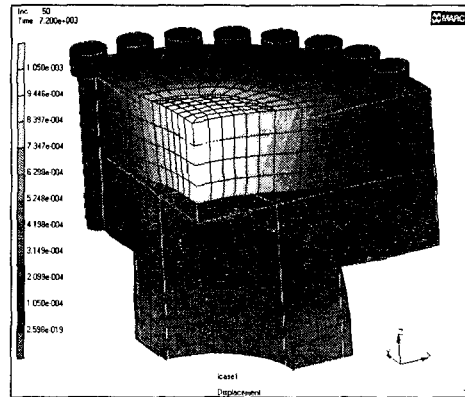


Fig. 4 Temperature distribution of the pressure vessel for a maximum internal temperature of 100℃



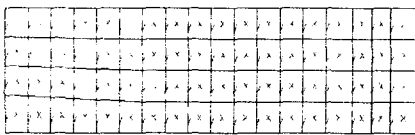
(a) von Mises stress distribution



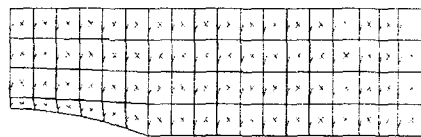
(b) Displacement distribution

Fig. 5 FE results using coupled thermal-mechanical analysis technique

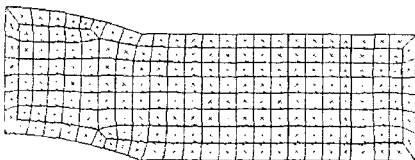
에 대하여 제시된 플랜지부의 압력 접수면 형상을 Fig. 6에서 제시한 것처럼 6개의 곡률반경을 갖는 서로 다른 프로파일을 보여주고 있다. 여기서는 플랜지의 수압면적의 형상을 최적화 하여 Fig. 5(a)에서 문제가 된 모우먼트 증가에 의한 플랜지 구멍부위에서 발생하는 최대응력을 완화시켜서 플랜지부의 응력이나 변위량 안전성을 확보하고자 하였다.



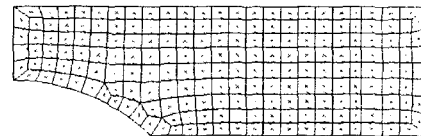
(a) Flat type model : R0



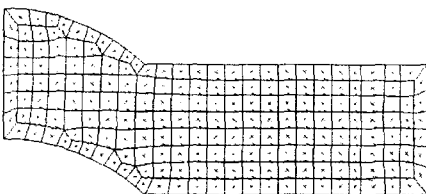
(b) Curved profile model : R467



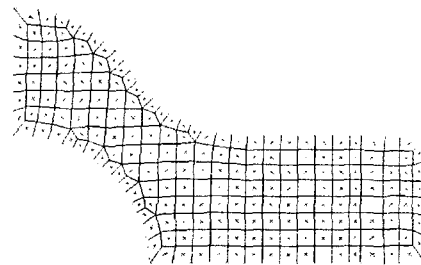
(c) Curved profile model : R467-1



(d) Curved profile model : R222



(e) Curved profile model : R222-1



(f) Curved profile model : R150

Fig. 6 Various profiles of the flange structure

Fig. 6에서 제시한 여러 가지 형상의 플랜지 모델에 대하여 플랜지부에 걸리는 응력을 최대한 분산·완화시키고, 동시에 플랜지의 중심부에서 발생하는 변형 거동량을 줄이고자 압력용기에 단지 가스압력 200MPa이 작용하는 경우에 대한 von Mises 응력분포를 나타낸 것이 Fig. 7에서 진한 회색으로 나타낸 결과이고, 플랜지에 200MPa의 가스압력과 100℃의 온도하중이 동시에 작용하는 경우에 대해 온도-기계하중을 커플시킨 유한요소 해석결과를 밝은 회색으로 나타내고 있다. 이들 해석결과에서 제시한 것처럼 가스하중을 받는 경우보다는 가스압력과 온도하중을 동시에 받는 플랜지가 더 큰 최대 von Mises 응력을 받는 것으로 나타났다. Fig. 7에서 보여준 해석결과에 의하면 플랜지부의 곡률반경이 222mm일 때가 가스압력이 작용하는 경우나, 가스압과 온도하중이 동시에 작용하는 경우를 모두 고려해도 가장 양호한 해석결과를 제공하고 있다. 이것은 플랜지부의 내측부를 곡선(curved profile)으로 가공하는 대신에 열용량을 동일하게 보강해야 응력이나 변형량 측면에서 보다 유리하다는 데이터를 제시하는 것이다.

가스압력이 작용하는 압력용기에서 발생된 최대응력을 나타낸 Fig. 3(a)의 해석결과에 의하면 최대응력은 동체의 중간부에서 발생되고 있는데, 이러한 집중응력을 분산시키고 동시에 완화시킬 수 있는 방안으로 Figs. 8, 9, 10에서 보여주는 것처럼 3가지 모델을 제시하고 있다. 이들 실린더 모델은 구조적으로 가장 안정된 용기의 실린더 구조물을 개발하고자 하는 것으로 Fig 8은 최대 변위량이 3.71mm, 최대 von Mises 응력이 1,220MPa을 나타낸다. 구조물의 중간부를 보강한 모델인 Fig. 9는 최대 변위량이 2.99mm, 최대 von Mises 응력이 1,183MPa로 약간 향상은 되었지만, 안전성에서 아직도 문제점을 갖고 있다. 따라서 압력용기의 중간부 구조물의 두께를 대폭 증가시킨 Fig. 10의 모델에서는 최대 변위량이 0.647mm로 크게 줄어들었고, 최대 von Mises 응력도 883MPa로 크게 완화된 안전한 해석결과를 보여준다.

압력용기 구조물의 중심부에서 발생하는 압력이나 변형량은 두께를 증가시키면 특히 우수해지고, 응력분포도 좋아지는 데이터를 나타내지만, 두께를 증가시키는 설계법에는 한계가 있다. 즉, 압력용기의 두께를 증가시키기 보다는 온도하중

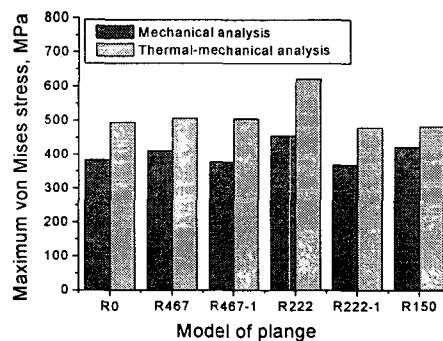
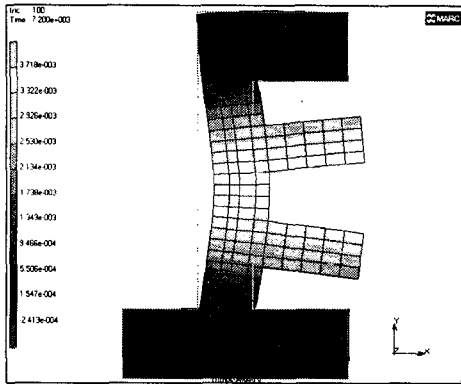
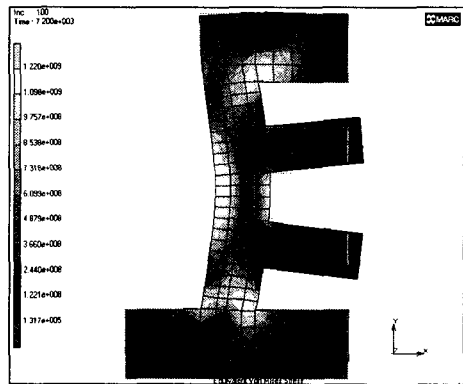


Fig. 7 Compared results of the curved profile in the flange structure.

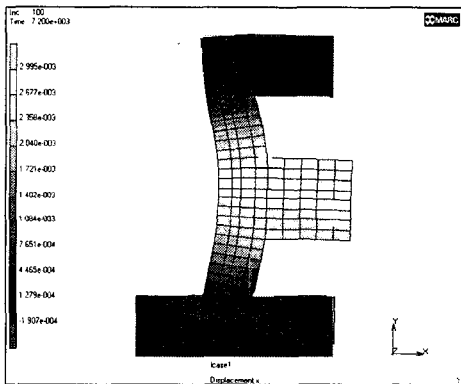


(a) Maximum displacement of 3.71mm

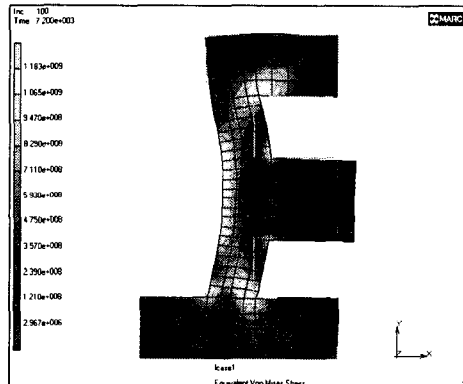


(b) Maximum von Mises stress of 1,220MPa

Fig. 8 Three grooved structure of the pressure vessel, Model I

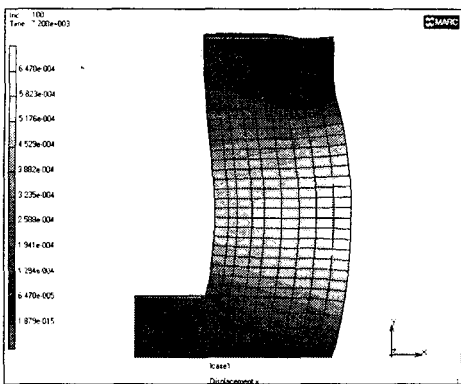


(a) Maximum displacement of 2.99mm

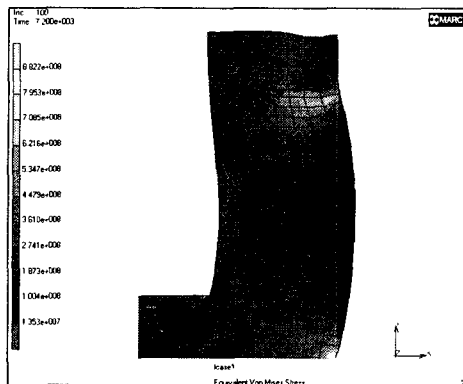


(b) Maximum von Mises stress of 1,183MPa

Fig. 9 Three grooved structure of the pressure vessel, Model II



(a) Maximum displacement of 0.647mm



(b) Maximum von Mises stress of 883MPa

Fig. 10 Three grooved structure of the pressure vessel, Model III

에 의한 문제점을 완화시키기는 것이 유리할 수 있기 때문에 압력용기 구조물의 외벽면에 냉각수 자켓을 설치하는 것이 보다 효과적일 것이라는 사실이다. 이것은 제시된 용기 구조물 측벽면 모델 3가지를 비교하면서 얻은 결과이다.

5. 결론

100℃의 온도가 작용하는 압력용기에 200MPa의 가스압력이 동시에 작용할 경우에 가장 안전한 설계조건을 찾기 위해서 압력용기 플랜지부의 곡률형상과 동체부 구조물의 그루브 형상을 서로 달리하면서 해석하였다.

수치적 해석결과에 의하면 압력용기는 고압가스와 높은 내부온도에 노출될수록 플랜지부의 곡률반경은 200~250mm 정도로 채택하는 것이 좋고, 몸체의 형상을 가능한 일체형(solid type)으로 제작되는 것이 우수한 응력특성을 나타내고 있다. 그러나, 압력용기에 작용하는 온도하중을 가장 효과적으로 처리하기 위해서는 압력용기의 외부에 냉각자켓(cooling jacket)을 설치하는 것이 바람직하다는 결론을 내릴 수 있다.

참고문헌

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