

가스압력용기의 밀봉시스템에 관한 수치적 연구

조승현¹ · 김성원¹ · 김청균¹ · 김영규²
홍익대학교 기계시스템디자인공학과
한국가스안전공사 가스안전시험연구원

Numerical Study of Sealing System for a Gas Pressure Vessel

Seung Hyun Cho¹ · Sung Won Kim¹ · Chung Kyun Kim¹ · Young Gyu Kim²

¹Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University

²Korea Gas Safety Corporation, Institute of Gas Safety Technology

1. 서론

고온, 고압의 조건에서 사용되는 압력용기는 1950년대 중반에 미국에서부터 연구가 시작되어, 1970년대 오일쇼크를 거치면서 저에너지 사용에 따른 고온과 고압에 견디는 소재를 개발하기 위한 장치로서 2,000°C 이상의 고온에서 견디는 압력용기가 일본에서 개발되었다. 1980년대 들어서면서 고온, 고압용 압력용기는 특수한 소재를 개발하기 위한 상업적 산업설비로 발전되었고, 현재 미국, 일본, 유럽 등에서 활발히 연구가 진행되고 있다.

G. Nelson, K. Calderone는 최대 985°C의 온도와 1,030bar의 고압에서 사용되는 대형 압력용기의 냉각시스템[1]을, Anders Traff는 압력용기의 안전성과 경제성을 연구하면서 경제성의 개념으로 1,100°C의 온도와 1,000bar의 고압의 작업사이클의 빠르기를 연구하였다[2]. 또한 Kosaku Watando는 2,000bar에서 견디는 압력용기의 안전성과 가스누출이 발생한 경우에 대한 안전성을 연구하였다[3]. 국내에서는 Cho, S.H etc.이 1,500°C와 2,000bar에 견디는 플랜지 형태의 압력용기의 기계적 안전성에 관한 연구를 발표한 바 있다[4].

이와 같이 국외에서는 고온, 고압하에서 작동되는 압력용기의 성능과 안전성에 관하여 활발히 연구가 진행중이며, KS, JIS, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, API, BS 등의 각종 기준이나 표준규격으로 엄격하게 관리하고 있다. 압력용기의 국제적 설계표준화를 위한 노력이 진행되어 1994년에 미국과 일본을 중심으로 초안이 준비되었다. 결국 각국의 전문가들이 최종적으로 준비한 압력용기의 "국제합의 기준과 표준설계도(Specification for Internationally Harmonized Codes and Standards)"는 압력용기의 안전한 설계와 제작, 사용과 관리가 체계적으로 진행될 수 있게 되었다. 현재는 압력용기에 대한 기준과 표준 설계도는 국제적으로 공인된 "압력용기 기준과 표준 설계도"가 사용될 것으로 예상된다[5].

따라서 본 연구에서는 고온, 고압용 압력용기의 성능과 안전성을 위하여 밀봉시스템에 대한 컴퓨터 수치해석을 수행하였다.

2. 해석모델 및 해석조건

본 해석에 사용된 원통형상의 압력용기를 Figs. 1~2에 제시하였다. 압력용기의 실린더는 일체형으로 이루어져 있고, 원통형 실린더 상부에 플랜지가 덮개 역할을 한다. 본 연구에서는 효율적인 유한요소 해석을 위하여 Fig. 1의 점선으로 표시한 부분을 해석하였다.

Fig. 2는 압력용기의 단면을 나타낸 것으로서 그림에서 보여주는 바와 같이 압력용기는 원통모양의 실린더가 외부에 설치되고 고온이 직접적으로 실린더에 가해지지 않도록 충분한 두께의 단열재가 내부에 설치된다. 또한 고압의 가스가 누출되는 것을 방지하기 위하여 플랜지 덮개 아래에는 메탈시일 기능의 알루미늄 판과 플랜지 덮개 주위에 2개의 고탄성 특수 O-링이 설치된다. 압력용기의 실린더와 플랜지 재질은 기존의 압력용기 연구[6]에 사용된 SCM4에 비하여 항복강도와 극한강도가 각각 48.6%, 68%가 증가한 SKD61(AISI type H13, Hot work tool steel)로서 항복강도와 극한강도가 각각 48.6%, 68%가 증가한 SKD61(AISI type H13, Hot work tool steel)로 항복강도가 1,650MPa이고, 극한강도는 1,990MPa로 기계적 성질이 매우 우수하기 때문에 고압용 압력용기 제작에 적합한 소재이다.

본 해석의 압력용기에 적용되는 온도조건은 1,000℃~1,500℃의 매우 높은 온도이다. 그러나 압력용기의 기계적 안전성을 위해서는 반드시 실린더의 표면온도를 200℃이하로 온도를 낮추어야 하는데, 해석결과에 의하면 100℃이하로 되어야만 한다. 이와 같은 역할을 수행하는 단열재는 97% Al₂O₃, 3% SiO₂로 구성된 알루미나가 사용되는데 작은 다공성 구조로 되어 탁월한 단열성과 아울러 1,600℃의 고온에서도 치수를 유지하며 짧은 시간에 1,700℃까지 가열해도 기계적, 열적 특성을 유지할 수 있다.

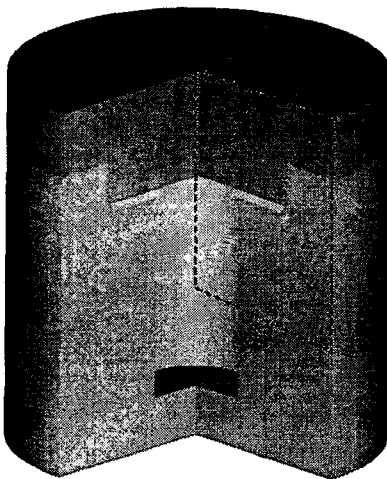


Fig. 1 Gas vessel model.

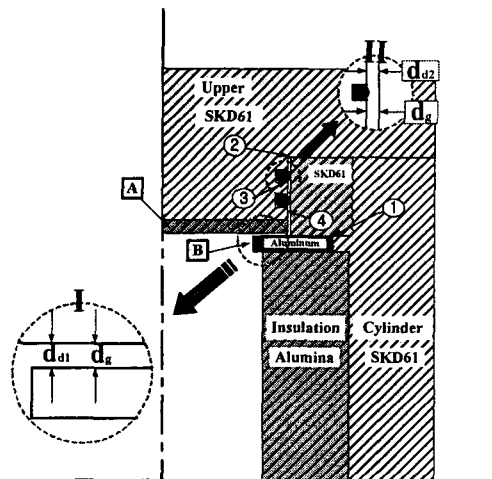


Fig. 2 Observation positions and construction of gas vessel

압력용기의 설계에 있어서 압력용기의 기능과 안전성을 위하여 고압의 가스를 밀봉하는 것은 대단히 중요하다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2에서 표시한 "B"의 알루미늄판을 설치함으로써 고압과 고온에 의해 알루미늄판이 밴딩과 팽창이 발생하여 플랜지의 아랫부분과 접촉하여 1차 밀봉을 담당하도록 설계하였다. 또한 압력용기의 플랜지 밀부분에 열팽창 능력이 우수한 알루미늄을 설치하여 고온에 팽창된 알루미늄이 실린더의 내경과 밀착하여 2차 밀봉을 수행하는 메탈시일의 역할을 할 수 있게 설계하였고, 2차 밀봉 후 누출된 가스는 최종적으로 플랜지에 설치된 2개의 고탄성 특수 O-링이 밀봉하도록 설계하였다.

Fig. 3은 압력용기의 밀봉성능을 유한요소법을 이용하여 해석하기 위한 해석모델과 경계조건을 나타낸 그림이다. 효과적인 계산을 위하여 2차원의 축대칭 모델을 사용하였고, 단열재는 해석에서 제외하였다. 그러나 실린더의 내부에는 단열재의 단열 성능을 고려하여 온도를 가하였다. 압력용기에는 고온과 고압이 동시에 가해지기 때문에 본 해석에서는 열과 압력을 동시에 사용한 해석에 높은 정확도를 보이는 유한요소 상용프로그램 MARC7.3을 사용하였다.[6]

Fig. 4는 압력용기의 밀봉시스템 해석에 적용되는 고온과 고압의 조건을 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 압력용기의 1회 사용동안 총 10시간의 시간이 소요되는데 작업 후 약 3시간이 경과하면 온도와 압력은 각각 1,500℃, 2,000bar로 최대가 되고 약 2시간동안 최대치를 유지한 후 0~11℃/min.의 속도로 냉각을 하며, 0~22.2bar/min의 속도로 강압을 한다.

본 연구에서는 다음과 같은 순서로 해석을 수행하였다.

- (1) 1차 밀봉을 담당하는 Fig. 2에서 표시한 "B"가 변형거동 후 플랜지 바닥과의 접촉여부를 해석하였다.
- (2) 2차 밀봉을 담당하는 플랜지 아랫부분(Fig. 2에서 표시한 "A")의 소재를 알루미늄과 SKD61을 각각 사용하여 열팽창 정도를 비교하였다.
- (3) 3차 밀봉을 수행하는 고탄성 특수 O-링의 사용가능한 온도를 감안하여 O-링이 장착될 그루브 주위의 온도를 계산하였다.

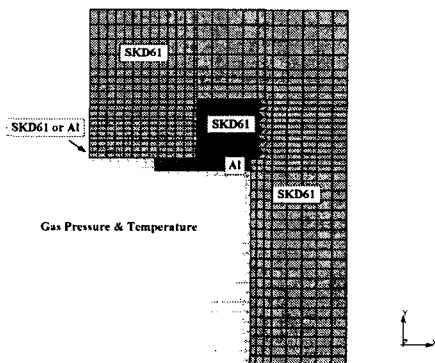


Fig. 3 FE generation and boundary conditions

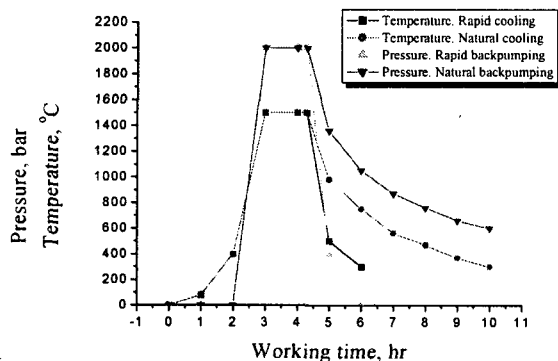


Fig. 4 Gas pressure and temperature conditions

3. 해석결과 및 고찰

3.1. 변위량 분포

Fig. 5는 10시간의 작업시간동안 압력용기의 내부에 가해지는 압력이 1,000bar~2,000bar이고, 압력용기의 내부 표면온도가 100℃일 때 Fig. 2에서 표시한 I 부분에서 알루미늄 판과 플랜지 바닥과의 간극을 설계기준인 알루미늄과 플랜지 바닥의 간극으로 나누어 무차원화한 그림이다. 이때 d_{dl} 은 압력용기의 I 지역에서 변형이 발생한 후 거리를 나타내고, d_g 은 압력용기의 I 지역의 알루미늄과 플랜지 바닥의 간극으로 1mm로 설계되었다.

결과에 의하면, d_{dl}/d_g 은 압력용기의 작업시간 동안 0.986~0.998을 나타내는데, 이와 같은 결과는 알루미늄 판과 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄이 온도와 압력에 의해 변형이 발생하여 작업전 간극 d_{dl} 이 1mm에서 작업 후 2~14 μ m로 좁혀졌다는 것을 의미한다. 가스압이 1,000~1,500bar조건에서는 간극이 비교적 고르게 분포하지만 가스압이 1,500bar 이상에서는 상대적으로 불균일한 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 10시간의 작업시간동안 압력용기의 내부에 가해지는 압력이 1,500bar로 일정하고, 압력용기의 내부 표면온도가 100℃~200℃일 때 Fig. 2에서 표시한 I 부분에서 알루미늄 판과 플랜지 바닥과의 간극에 대한 온도영향을 해석하기 위하여 설계기준인 알루미늄과 플랜지 바닥의 간극으로 나누어 무차원화한 그림이다.

그림에서 보여주는 바와 같이, d_{dl}/d_g 은 작업시간 후 최대온도와 최대압력이 되는 3시간 동안은 약 0.97~0.99로서 간극 d_{dl} 이 1~3 μ m이었으나 작업시간 3시간 이후에는 압력용기 내부표면 온도에 따라 $d_{dl}/d_g > 1$ 이 됨으로써 알루미늄판과 플랜지 바닥의 알루미늄이 작업하는 동안 완전하게 밀착했음을 알 수 있다.

특히 실린더 표면의 온도가 300℃ 이상이 되면 $d_{dl}/d_g > 1$ 이 되는데 이것은 열팽창률이 높은 알루미늄이 고온하에서 열변형이 크게 발생하여 설계 간극 $d_g = 1$ mm을 초과하여 알루미늄의 표면이 응착, 마멸 등이 발생할 가능성이 있음을 의미한다.

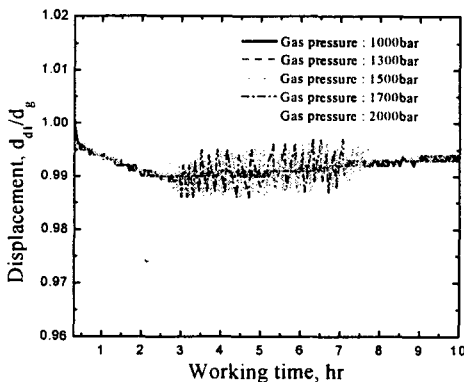


Fig. 5 Displacement distributions at zone I in fig. 2 as function of gas pressure during working of gas vessel

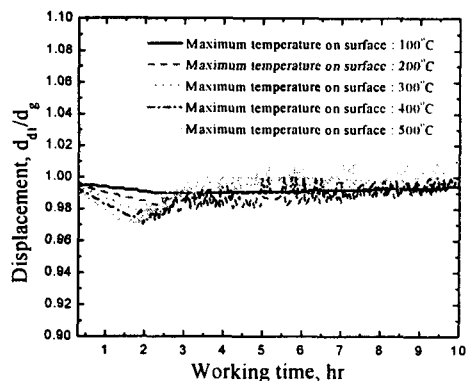


Fig. 6 Displacement distributions at zone I in fig. 2 as function of maximum temperature during working of gas vessel

Fig. 5와 Fig. 6의 결과에 의하면 압력용기의 알루미늄판(Fig. 2의 I 지역)은 충분히 1차 밀봉을 담당할 수 있으나 간극비 d_{d1}/d_g 은 가스압보다는 온도의 영향을 많이 받으며, 온도가 300℃ 이하로 낮추거나 알루미늄판의 두께를 두껍게 하여 알루미늄의 열변형량을 작게 해야 과도한 접촉을 방지할 수 있다.

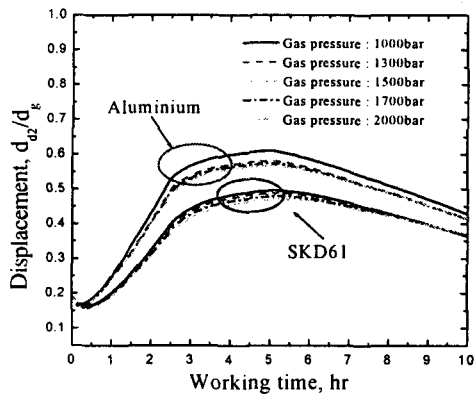
Fig. 7(a)는 1차 밀봉성능에 가스압이 미치는 영향을 파악하기 위하여 10시간의 작업시간동안 압력용기의 내부 표면온도가 100℃로 균일하고 압력용기의 내부에 가해지는 압력이 1,000bar~2,000bar일 때 Fig. 2에서 표시한 II부분의 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄 옆면과 실린더 사이의 간극을 설계기준인 간극으로 나누어 무차원화한 그림이다. 이때 d_{d2} 은 압력용기의 II지역에서 변형이 발생한 후 거리를 나타내고, d_g 은 압력용기의 II지역의 플랜지와 실린더의 간극으로 1mm로 설계되었다. 또한 간극비 d_{d2}/d_g 에 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄의 영향을 SKD61을 사용했을 경우와 비교하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄인 경우가 SKD61인 경우에 비하여 d_{d2}/d_g 가 높게 발생하는데 이것은 알루미늄의 소재의 열팽창계수가 SKD61에 비하여 높기 때문이며, 동일한 온도조건인 100℃에서 가스압이 낮을수록 d_{d2}/d_g 는 높게 발생하는 것은 Fig. 7(b)에서 보여주는 바와 같이 플랜지 바닥에 가해지는 가스압이 높을수록 플랜지가 시계방향으로 돌리면서 플랜지의 II지역이 왼쪽으로 이동하기 때문이다.

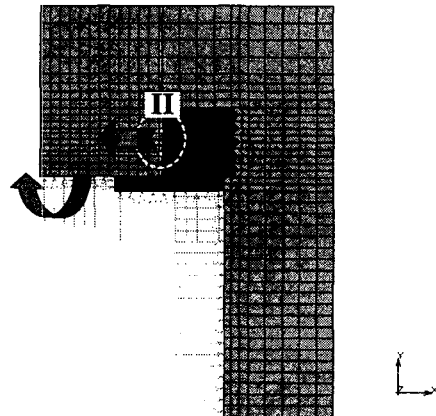
Figs. 8(a), (b)는 1차 밀봉성능에 내부온도가 미치는 영향을 파악하기 위하여 10시간의 작업시간동안 압력용기의 내부 표면온도가 100℃~500℃이고, 압력용기의 내부에 가해지는 압력이 1,500bar로 균일할 때 Fig. 2에서 표시한 II부분의 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄 옆면과 실린더 사이의 간극을 설계기준인 간극으로 나누어 무차원화한 그림이다. 또한 Figs. 7(a),(b)와 동일하게 간극비 d_{d2}/d_g 에 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄의 영향을 SKD61을 사용했을 경우와 비교하였다.

Fig. 8(a)에서 보여주는 바와 같이 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄인 경우에는 압력용기 내부의 온도가 100℃에서는 항상 $d_{d2}/d_g < 1$ 이지만 온도가 200℃로 상승하면 최대온도 조건이 유지되는 2시간동안은 $d_{d2}/d_g = 1$ 을 유지한다. 그리고 온도가 300℃ 이상이 되면 $d_{d2}/d_g > 1$ 이 되는 시간이 많으며 완벽한 밀봉을 하게 된다. Fig. 2의 I 지역에서 d_{d1}/d_g 이 불균일한 것에 비하여 d_{d2}/d_g 이 균일한 것은 플랜지의 바닥에 설치된 알루미늄이 접촉하는 실린더가 상대적으로 강성이 높은 SKD61이기 때문에 연한 소재가 강한 소재에 완전히 밀착하기 때문이다.

Fig. 8(b)는 실린더의 바닥소재를 SKD61로 설치한 경우인데 소재의 열팽창율이 알루미늄에 비하여 낮기 때문에 압력용기의 내부온도가 300℃ 이상일 때 $d_{d2}/d_g = 1$ 이 된다. 이때 작업시간이 6시간 이상 경과하여 온도와 압력이 낮아지면 온도조건에 따라 $d_{d2}/d_g < 1$ 되기 시작하기 때문에 가스의 밀봉은 3차 밀봉을 담당하는 O-링이 최종적으로 하게 된다. 그러나 압력용기의 온도와 압력조건이 최대가 되는 시간에 내부온도가 200℃ 이상이 되면 Fig. 8(b)에서 보여주는 바와 같이 $d_{d2}/d_g = 1$ 이 되어 2차 밀봉기능을 훌륭하게 수행한다.

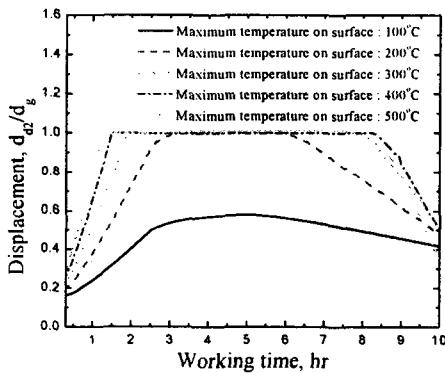


(a)

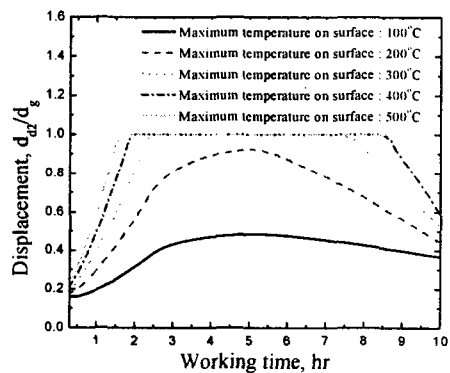


(b)

Fig. 7 Displacement distributions at zone II in fig. 2 as function of gas pressure during working of gas vessel (A material in fig. 2 is aluminium or SKD61)



(a) A material in fig. 2 is aluminium



(b) A material in fig. 2 is SKD61

Fig. 8 Displacement distributions at zone II in fig. 2 as function of maximum temperature on the inner surface of gas vessel during working of gas vessel

3-2. 응력 분포

Fig. 9는 압력용기의 내부 표면온도가 100°C일 때 압력용기에서 발생한 최대 vonMises 응력을 압력용기의 내부에 가해지는 압력의 변화를 소재의 항복응력으로 나누어 무차원화한 그림이다. σ 은 압력용기에서 발생한 최대 von Mises 응력을 나타내고, σ_y 은 압력용기의 소재인 SKD61(AISI H13, hot work tool steel)의 항복응력으로서 1,650Mpa을 나타낸다. 해석 결과에 의하면 압력용기는 Fig. 2의 ① 지역에서 발생하며 가스압의 증가함에 따라 σ/σ_y 는 서서히 증가하지만 최고압력 2,000bar에서 $\sigma/\sigma_y < 0.38$ 이기 때문에 기계적 강도측면에서 압력용기는 안전하다. 그리고 Fig. 2의 "A" 로 표시한 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄일때가 SKD61인 경우에 비해 최대 vonMises 응력인 높게 발생한다. 이것은 알루미늄의 열전도율이 SKD61에 비해 크

기 때문에 Fig. 2의 ① 지역의 온도가 높아 열응력이 크게 발생하기 때문이다.

Fig. 10은 압력용기의 내부에 가해지는 압력이 1,500bar로 일정할 때 내부 표면온도가 100℃~500℃일 때 압력용기에서 발생한 최대 von Mises 응력을 나타낸 그림이다. 압력용기 내부표면 온도가 100℃일때는 Fig. 2의 ①지역에서 최대 von Mises 응력이 발생하며 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄인 경우와 SKD61인 경우의 차이는 경미하다. 그러나 온도가 200℃로 증가하면 온도가 100℃인 경우와 위치는 같고, 플랜지 바닥 소재에 따른 최대 von Mises 응력차가 증가하였다. 온도가 300℃로 증가하면 $\sigma/\sigma_y > 1$ 이 되어 압력용기의 기계적 안전성을 담보할 수 없게된다. 또한 최대 von Mises 응력이 발생하는 위치가 플랜지 바닥의 소재가 SKD61은 O-링이 설치될 그루브인 Fig. 2의 ③ 지역에서 발생한다. 한편 압력용기 내부표면 온도가 400℃이상으로 증가하면 플랜지에서 발생하는 von Mises 응력이 Fig. 11에서 표시한 바와 같이 압력용기 내부표면 온도가 300℃인 경우보다 전체적으로 높게 분포하면서 σ/σ_y 는 1이하로 감소하고, O-링이 설치될 그루브인 Fig. 2의 ③, ④ 지역에서 최대 von Mises 응력이 발생한다.

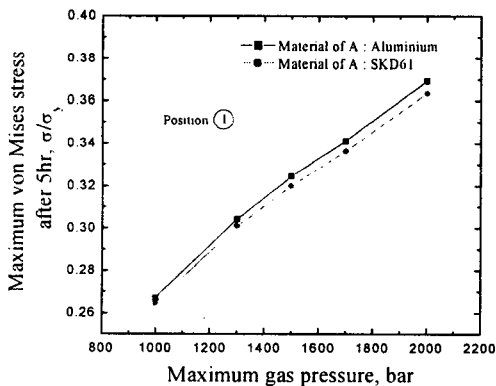


Fig. 9 Maximum von Mises stress comparison at position ① in fig. 2 as function of gas pressure after 5 hour working of gas vessel (A material in fig. 2 is aluminium and SKD61)

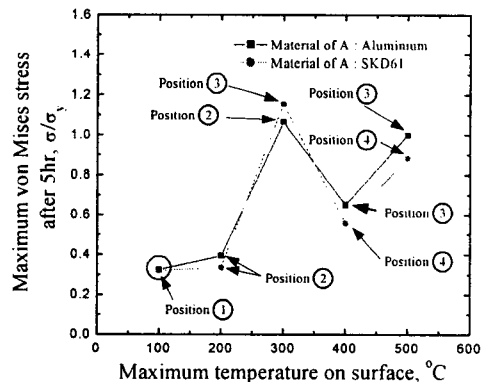


Fig. 10 Maximum von Mises stress variations and comparison at position ②, ③ and ④ in fig. 2 as function of maximum temperature on the inner surface of gas vessel after 5 hour working of gas vessel (A material in fig. 2 is aluminium and SKD61)

Fig. 11은 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄일 때 압력용기 내부온도가 100℃~500℃일 때 압력용기에서 발생한 von Mises 응력분포를 나타낸 그림이다. 위에서 언급한 바와 같이 최대 von Mises 응력이 발생하는 위치는 내부온도가 증가할수록 변하지만 플랜지의 von Mises 응력분포는 계속 증가한다. 특히 내부온도가 300℃인 경우는 $\sigma/\sigma_y > 1$ 이 되지만 내부온도가 400℃이상 이 되면 플랜지내부에서 발생하는 von Mises 응력분포가 전체적으로 높게 발생하면서 $\sigma/\sigma_y < 1$ 이 된다.

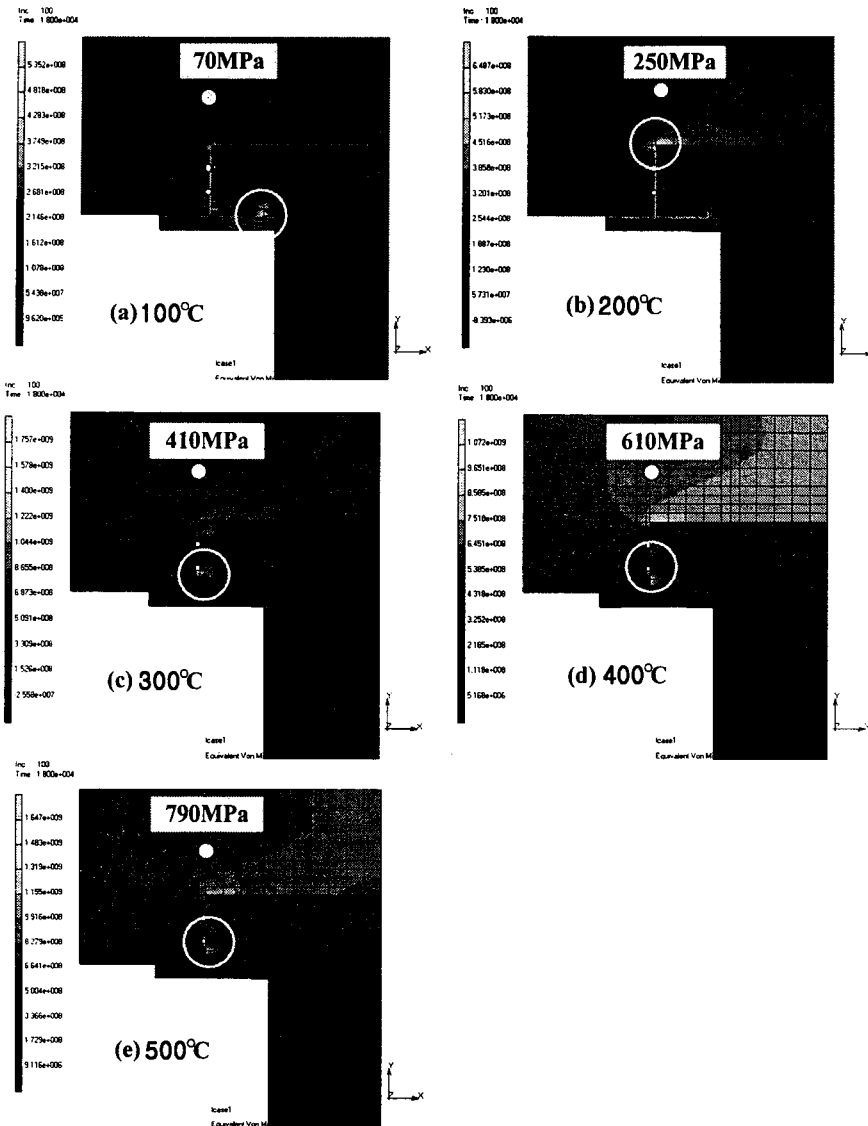


Fig. 11 Maximum von Mises stress distributions of gas vessel with temperature variations after 5 hour working of gas vessel(A material in Fig. 2 is aluminium)

3-3. 온도 분포

압력용기에서 최종적으로 밀봉을 담당하는 고탄성 특수 O-링은 소재의 종류에 따라 사용온도조건이 달라지는데 O-링의 사용온도조건보다 높은 온도에서 O-링이 사용되면 고무소재의 탄성을 잃게 되어 누설이 발생하게 된다. 따라서 O-링을 사용한 밀봉시스템은 O-링이 설치될 환경의 온도조건을 반드시 고려해야만 한다.

Fig. 12는 압력용기 내부표면의 온도가 100℃로 일정할 때 압력용기 밀봉시스템

의 3차 밀봉을 담당하는 고탄성 특수 O-링이 설치될 플랜지의 그루브에서 발생하는 최대 온도를 그루브의 가스압력 변화에 따라 나타낸 그림이다. 이때 T_g 는 압력용기에서 O-링이 설치된 그루브에서 발생한 최대온도를 나타내고, T_s 는 O-링 시일의 사용이 가능한 최대온도로서 O-링의 소재가 NBR인 경우는 최대 120°C이고, PTFE인 경우는 최대 260°C이며 FFKM인 경우는 최대 316°C이다. 결과에 의하면 T_g/T_s 는 가스압력의 변화에 거의 영향을 받지 않으며 플랜지 바닥의 소재가 알루미늄인 경우가 열전도가 SKD61에 비하여 높기 때문에 그루브에서 발생하는 온도가 높게 발생하였다. 그리고 O-링의 소재가 NBR인 경우는 T_g/T_s 이 플랜지 소재가 알루미늄과 SKD61일 때 각각 0.79, 0.72이며, PTFE와 FFKM인 경우는 각각 0.36, 0.33와 0.3, 0.27로서 낮게 발생하였다.

Fig. 13은 내부압력을 1,500bar로 고정하고 압력용기 내부표면 온도를 변화시키면서 O-링이 설치될 그루브의 온도변화를 해석한 결과이다. 결과에 의하면 플랜지 바닥의 소재와 사용하는 O-링의 소재에 따라 $T_g/T_s > 1$ 이 되는 압력용기 내부표면 온도가 다르다. 이때 $T_g/T_s > 1$ 이 되는 압력용기 내부표면 온도를 Table. 1에서 나타내었다.

따라서 O-링에 의한 안정적인 밀봉을 위해서는 그루브에서 발생하는 최대온도가 $T_g/T_s < 1$ 이 되도록 압력용기의 고온을 단열해야 한다.

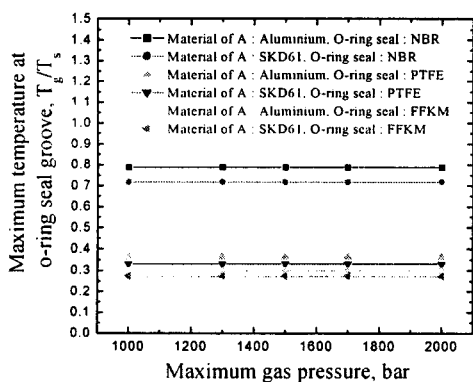


Fig. 12 Maximum temperature distributions at groove of gas vessel with gas pressure variations after 5 hour working of gas vessel

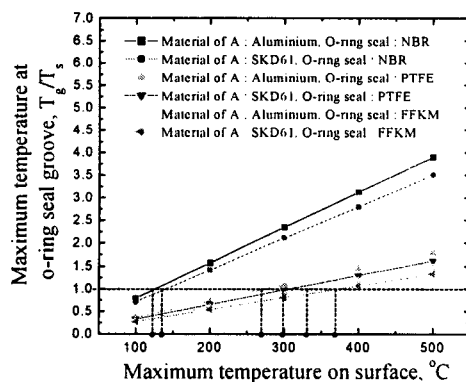


Fig. 13 Maximum temperature distributions at groove of gas vessel with temperature variations after 5 hour working of gas vessel

Table. 1 Maximum allowable temperature on surface of gas vessel when $T_g/T_s=1$ with consideration of maximum service temperature of O-ring

O-ring material	NBR		PTFE		FFKM	
Flange bottom material	Al	SKD61	Al	SKD61	Al	SKD61
Maximum temperature on the inner surface of gas vessel	120°C	140°C	270°C	300°C	330°C	370°C

4. 결론

본 연구에서 설계한 가스압력용기의 밀봉시스템은 3차에 걸쳐 밀봉을 함으로써 최고 2,000bar인 고압가스의 누출을 미연에 예방하여 압력용기의 안전성을 확보하도록 하였다. 1차밀봉을 담당하는 Fig. 2의 " I " 지역의 알루미늄판은 작업시간동안 플랜지 바닥과의 간극을 14 μ m이하로 줄였고, 최고온도와 최고압력이 적용되는 작업시간대에는 플랜지 바닥과 완전히 접촉함으로써 충분한 1차 밀봉의 역할을 수행하였다.

2차 밀봉을 담당하는 Fig. 2의 " II " 지역의 플랜지 바닥에 설치된 알루미늄은 열팽창이 우수하여 실린더와의 간극을 줄이는데 가스압력보다 플랜지 내부표면 온도의 영향을 많이 받는다. 특히 플랜지의 내부표면 온도가 200 $^{\circ}$ C 이상이 되면 알루미늄과 실린더벽이 완벽하게 접촉하여 2차 밀봉을 하게 된다.

1차, 2차 밀봉시스템에 의해 차단되지 않고 누출된 가스는 최종적으로 O-링에 의해 밀봉되는데, O-링이 효과적으로 밀봉성능을 발휘하기 위해서는 적용되는 온도를 제한하여야 한다. 그리고 O-링은 일반적으로 8~15%의 압축율을 갖도록 설계하기 때문에 Fig. 2의 " II " 지역의 간극이 지나치게 좁아져 O-링이 과도하게 압축되어 O-링이 파손된다. 따라서 그루브의 온도가 O-링의 사용온도 이하가 되고, O-링의 압축율이 과도하게 발생하지 않도록 Fig. 2의 " II " 지역의 간극도 함께 고려해서 가스압력용기 내부표면의 온도를 적절히 유지할 수 있는 단열시스템을 설계하는 것이 필요하다.

참고문헌

- [1] G. Nelson and K. Calderone, "Study in Performance Enhancement of a Large HIP," Proceedings of the international Conference on Hot Isostatic Pressing-HIP '93, Antwerp, Belgium, 21-23 April, pp. 507-519, 1993.
- [2] Kosaku Watando, "Consideration and regulation for the safety of large HIP in Japan," Proceedings of the International Conference on Hot Isostatic Pressing-HIP '93, Antwerp, Belgium, 21-23 April, pp. 501-506, 1993.
- [3] Anders Traff, M.Sc., "HIP Equipment Safety-Reliability-Cost Efficiency," Proceedings of the International Conference on Hot Isostatic Pressing-HIP '93, Antwerp, Belgium, 21-23 April, pp. 529-535, 1993.
- [4] 조승현, 김성원, 김청균, "형상변화에 따른 가스압력용기의 응력거동특성 연구," 한국가스학회 춘계학술대회 논문집. pp. 96-104, 2002.
- [5] 송달호, "ISO 압력용기 국제표준의 문제점," 기계저널, 제39권 12호, 1999.
- [6] MARC Analysis, Ver. 7.3, 1999.