

초고압용 기계시스템의 밀봉장치 설계

조승현*, 이병관*, 김청균*, 김영규**

*홍익대학교 기계시스템디자인공학과

**한국가스안전공사 가스안전시험연구원

Design of seals for mechanical system under ultra high pressure

Seung Hyun Cho*, BoungKwan Lee*, Chung Kyun Kim*, Young Gyu Kim**

*Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University

**Institute of Gas Safety Technology, Korea Gas Safety Corporation

Nomenclature

μ_n, α_n : Constant of PTFE

K : Initial Bulk modulus

J : Volumetric ratio, $J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: Main elongation ratio

1. 서론

초고압용 기계시스템의 설계할 때 구조설계는 사용조건에 따라 ASME, JIS 기준이나 국내기준에 따라 이미 체계가 잡혀 있다[1]. 그러나 밀봉장치에 설계야말로 초고압용 기계시스템의 설계에 관건이라 해도 과언이 아니다. 일반적인 고압의 밀봉은 "Pressure seal" 또는 "Bridgeman seal" 이라고 하여 미케니컬 시일, breech-blocks 등과 같은 체결요소나 가스켓 등을 사용하여 내부의 가스가 누출되는 것을 방지 한다[2,3].

Cho. 등은 200MPa의 초고압이 작용하는 구조물의 밀봉시스템을 위해 간단히 장착할 수 있고 제작비용도 저렴한 복합시일 모델을 설계하여 발표하였으나, 알루미늄소재로 제작된 백업링이 압축되도록 설계하여 체결과 해체시 곤란하다는 문제점이 발견되었다[4].

따라서 본 논문에서는 이와 같이 문제점을 해결하고 반복적으로 밀봉장치를 사용할 수 있도록 하여 밀봉성능이 향상된 복합시일을 설계하였다.

2. 해석모델

일반적으로 고압용 밀봉장치에 사용되는 웨지링은 탄성체보다 강하고 강재보다 약한 황동계열의 소재가 많이 사용된다. 백업링의 소재는 알루미늄강, 스테인

레스강이나 나일론 등이 사용되는데 가스압에 의해 오링의 압착이 용이하게 발생하도록 밀도가 낮은 소재를 사용하기 때문이다. Table 1은 초고압용 복합 밀봉 장치의 웨지링과 백업링의 소재로 사용된 황동과 알루미늄의 기계적, 열적 특성치를 나타낸 표이다.

Table 1 Mechanical properties of brass and aluminum.

Materials Properties	Materials		
	Brass	Aluminum	PTFE
Elasticity module, GPa	101	370	0.46
Density, kg/m ³	8,390	3,960	2,190
Poison's ratio	0.35	0.22	-

밀봉장치에서 오링은 압력에 의해 압축이 되면서 높은 가압력을 변형에너지로 흡수하여 밀봉을 담당함과 동시에 웨지링에 과도한 가압력이 전달되는 것을 방지하는 역할을 하는 핵심요소로서 본 논문에서는 내열성, 내화학성, 내마모성 등이 우수한 Polytetrafluoroethylene(PTFE)를 사용했다. Cho. etc의 연구결과에 의하면 초고압용 밀봉장치의 오링의 소재로서 Nitrilebutadiene rubber(NBR)은 강성이 낮아 고압가스에 의해 돌출(Extrusion)이 발생하여 고압용 오링으로 부적합하고, Polyetheretherketone (PEEK)은 변형에너지가 낮아서 웨지링으로 가압력이 대부분 전달되어 웨지링에 손상이 발생하며, 가공성이 어렵고 가격이 높아 부적절하다[4].

PTFE와 같은 탄성체의 거동특성을 유한요소법을 이용하여 계산하기 위해서는 실험에 의해 획득한 응력-변형률 곡선을 적절한 모델로 가정하여 해석을 수행하게 된다. 본 논문에서는 PTFE 소재를 Ogden 모델로 가정하여 비선형 거동특성을 해석하였다. 탄성체의 Ogden 모델은 일반적으로 2차항이나 3차항으로 정의되며, 본 논문에서는 2차 모델을 사용하였다. Ogden 모델의 변형에너지 함수는 식(1)과 같고, 식(1)에 적용된 PTFE의 상수인 μ_n , α_n 는 상용프로그램인 MSC/MARC에 의해 계산되어 μ_1, μ_2 는 각각 $3.36461e^{10}$, $6.36017e^9$ 이며, α_1, α_2 는 각각 0.00490239와 0.00455973을 적용하였다[5].

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} [J^{-\frac{\alpha_n}{3}} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) + 4.5K(J^{\frac{1}{3}} - 1)^2] \quad (1)$$

Fig. 1은 200MPa의 초고압용 시일이 설치되는 기계시스템을 보여주는 그림으로서 시일이 설치되는 기계시스템의 내경은 직경이 400mm이다.

Fig. 2(a)-(c)는 초고압용 기계시스템의 밀봉장치 개발을 위한 유한요소 해석모델과 경계조건을 나타낸 그림으로서 오링은 5.1%의 압축률로 압축이 된다. 각각

의 링들이 접촉하는 모델을 사용하여 상호간의 마찰계수는 0.4로 일정하다고 가정하였고, 링들이 설치되는 벽면은 변형이 없는 강체(Solid body)로 가정하였다.

해석의 편이성과 정확성을 높이기 위해 쉐기 링, O-링, 백업 링은 축대칭 모델을 사용하였고 3번의 반복계산을 한 결과가 수렴 비(Convergence ratio)보다 작을 때 다음 단계로 넘어가도록 하였다.

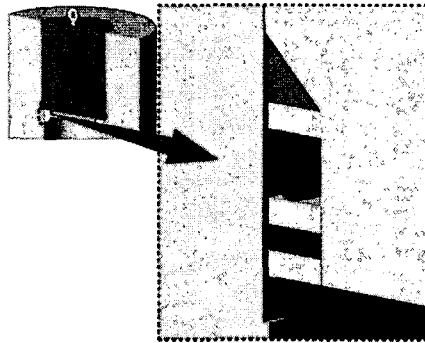
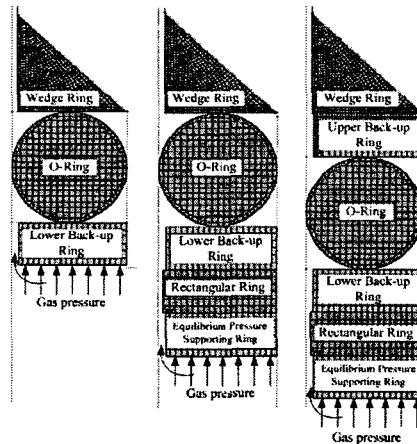


Fig. 1 Complex seal for ultra high gas sealing



(a) Model I (b) Model II (c) Model III

Fig. 2 Boundary condition and finite element analysis model

3. 해석결과 및 토의

Figs. 2(a),(b)는 초고압용 기계시스템의 밀봉장치로서 가스압이 180MPa에 이르렀을 때 Fig. 2(a)인 모델I에서 발생한 Cauchy stress와 변형을 분포를 나타낸 결과이다. Fig. 2(a)에서 알 수 있는 바와 같이 밀봉장치가 설치할 때 알루미늄으로 제작된 백업링은 체결의 편리성을 위해 벽면과 0.1mm의 간극을 두고 설치하게 되는데, 초고압의 가스가 가해지면 간극을 통해 가스가 통과된다. 이때 가스압력이 증가할수록 백업링에서 Fig. 3(a)에서 보여주는 바와 같이 불균형의 변형이 발생하게 되고 벽면과의 과도한 접촉으로 인한 항복강도 이상의 응력이 발생

하였다. 또한 오링에서도 불균일한 가스압의 적용에 의해 그림에서 표시한 부분에서 돌출현상이 발생하여 오링이 안정적인 변형거동이 불가능하게 되었다.

Fig. 3(b)는 모델I에서 발생한 변형률 분포를 보여주는 결과로서 오링에서 발생한 돌출현상에 의한 과도변형이 잘 나타나 있다. 이와 같은 오링에서 국부적인 돌출에 의한 과도변형은 찢어짐으로 이어져 오링은 밀봉력을 잃게 된다.

Fig. 4는 가스압력이 증가하면서 오링에서 발생한 Cauchy 응력과 변형률을 오링에서 돌출이 발생한 위치에서 관찰한 결과이다. 결과에 의하면 가스압력이 70MPa까지 증가할 때 변형률은 급격히 증가한 후 70MPa 이후의 가스압력에 의해 선형적으로 상승하여 180MPa에서는 약 130%의 변형률이 발생하였다. 이때 발생한 Cauchy 응력은 약 420MPa이 발생하였다. 한편, 180MPa이상의 가스압력이 가해지면 과도변형에 의한 상용프로그램에서 에러가 발생하여 계산이 종료되어 결과를 관찰할 수 없었다. 이러한 결과는 모델I은 초고압용 기계시스템의 밀

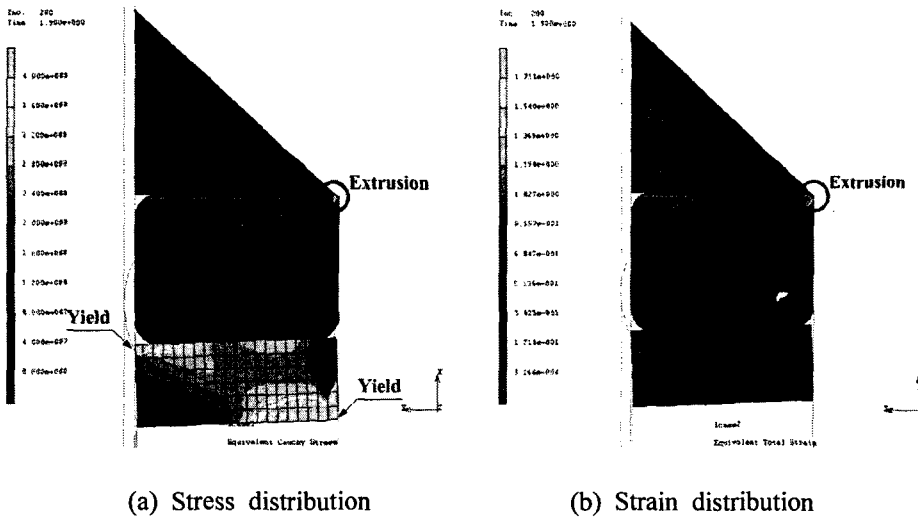


Fig. 3 Maximum cauchy stress and strain distribution of complex seal(Model I) with gas pressure of 180MPa.

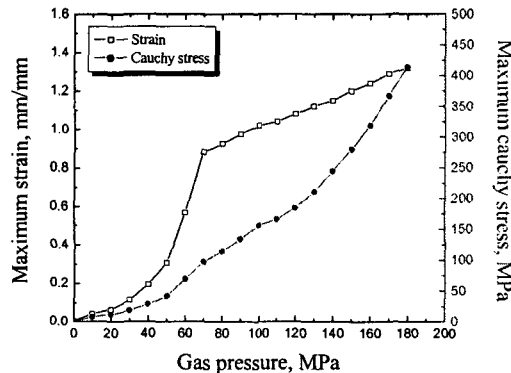


Fig. 4 Maximum cauchy stress and strain of o-ring in complex seal(Model I)

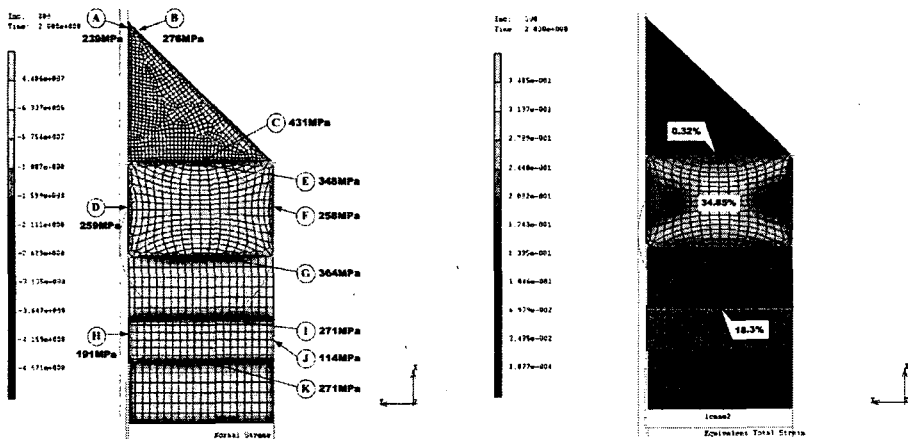
봉장치로서 부적합하다는 것을 의미한다.

따라서 고압의 가스가 백업링의 간극으로 통과하여 오링을 직접적으로 가압하면서 발생하였기 때문에 초고압용 밀봉장치를 위해서는 오링은 직접적으로 가스에 노출되지 않고, 백업링에 의해 균일하게 압축이 되도록 해야한다. 이렇게 함으로써 오링은 안정적인 변형거동을 할 수 있고, 백업링이 변면에 불균일하게 접촉하는 것을 예방할 수 있다.

Fig. 5(a),(b)는 모델I의 문제점을 개선한 모델II에 200MPa의 가스압이 가해졌을 때 발생한 수직응력과 변형률 분포를 나타낸 결과이다. 모델II는 모델I의 해석 결과 백업링의 간극으로 가스가 유입되어 오링에 직접 닿지 않아야 한다는 점에서 가스의 누출을 방지하기 위해 PTFE로 제작된 사각링(Rectangular ring)을 설치하고, 사각링의 앞·뒤로 알루미늄으로 제작된 백업링을 설치하여 오링을 평형을 유지하면서 압축할 수 있도록 설계하였다.

밀봉력은 가스가 누출되는 방향의 수직방향으로 작용하는 힘(Normal force)으로서 이러한 힘이 가스압보다 크면 가스의 누출은 없게 된다. 따라서 Fig. 5(a)와 같이 밀봉력에 해당되는 수직응력을 관찰하였다. 그림에서 보여주는 바와 같이 웨지링과 오링의 접촉면에서 발생한 수직응력은 모두 가스압력보다 높기 때문에 가스의 누출은 없다고 판단된다. 그러나 Fig. 5(b)에서 표시한 바와 같이 오링과 접촉하는 웨지링의 아랫면에서 발생한 변형률이 일반적인 항복조건의 판단기준이 되는 0.2%보다 높은 0.32%이 발생하여 신주로 제작된 웨지링에서 항복강도 이상의 응력이 발생했음을 알 수 있다.

Fig. 6(a)-(c)는 Fig. 5(a)에서 표시한 모델II의 각 위치에서 가스압의 증가에 따라 관찰한 수직응력을 나타낸 결과이다. Fig. 6(a)는 웨지링의 접촉면에서 발생



(a) Normal stress distribution

(b) Strain distribution

Fig. 5 Normal stress and strain distributions of complex seal(Model II) with gas pressure of 200MPa

한 수직응력으로서 모두 가스압력보다 높은 응력이 발생하였으나 오링과 접촉하는 위치 ㉔에서 항복강도 이상의 응력이 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 오링의 접촉면에서 발생한 수직응력으로서 웨지링과 접촉하는 위치 ㉕와 사각링과 접촉하는 위치 ㉔에서 상대적으로 높은 응력이 발생하였고, 벽면과 접촉하는 위치 ㉖, ㉗에서 낮은 응력이 발생하였으나 모두 가스압력보다 높은 응력이 발생하여 가스의 누출을 오링에서도 차단하였다.

Fig. 6(c)는 사각링의 접촉면에서 발생한 수직응력으로 오링과 백업링과 접촉하는 위치 ㉘, ㉙에서는 가스압보다 높은 응력이 발생하였으나 벽면과 접촉하는 면에서는 낮은 응력이 발생하여 가스압력과의 응력차이만큼 가스가 누출될 것으로 예상된다. 그러나 이러한 사각링은 초기가스의 누출을 방지하는데 목적이 있다는 점에서 충분히 제 기능을 발휘했음을 알 수 있다.

Fig. 5, 6의 결과로부터 모델II는 가스의 누출을 방지하는 밀봉기능을 발휘할 수 있으나 최종적으로 가스의 누출을 차단하는 웨지링에서 항복강도 이상의 응력이 발생함으로써 안정적인 내구성을 확보할 수 없게 되었다.

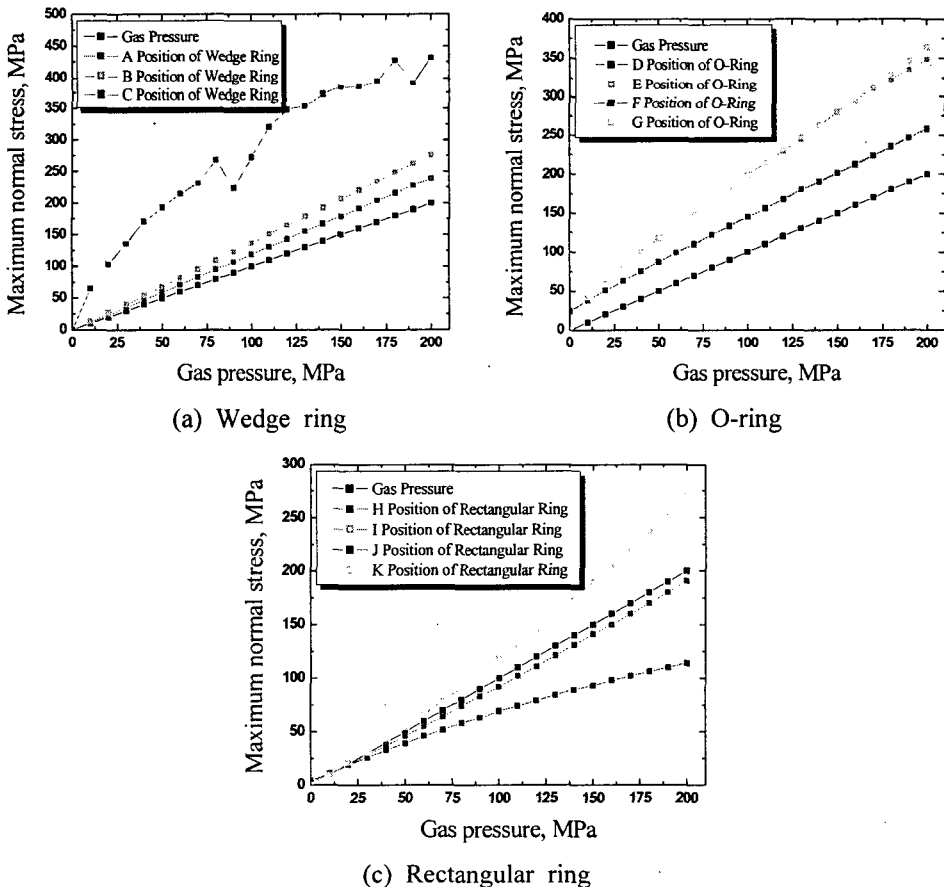
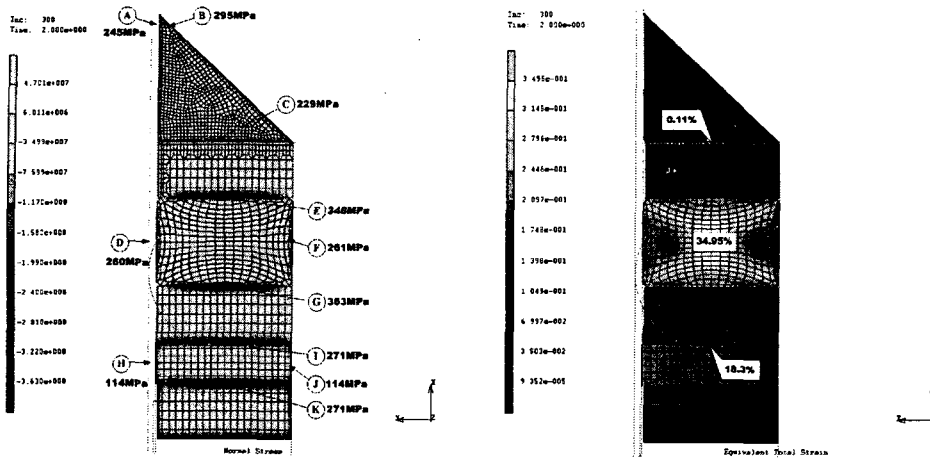


Fig. 6 Maximum normal stress at component of complex seal(Model II) as a function of gas pressure



(a) Stress distribution

(b) Strain distribution

Fig. 7 Normal stress and strain distributions of complex seal(Model III) with gas pressure of 200MPa

따라서 모델II의 이러한 단점을 개선하여 웨지링에 가해지는 가스압을 완화시키는 설계의 개선이 필요하게 되었다.

Fig. 7(a), (b)는 모델II의 단점을 개선한 모델III에 200MPa의 가스압력이 가해질 때 발생한 수직응력과 변형을 분포를 나타낸 결과이다. 모델III는 모델II에서 웨지링에 과도한 응력이 발생하는 것을 완화시키기 위해 오링과 웨지링 사이에 알루미늄 소재로 제작한 백업링을 추가로 설치한 모델이다. 모델III가 가스압력을 받게 되면 알루미늄의 변형에너지가 가스압의 일정부분을 흡수하여 웨지링에서 발생한 응력이 낮아지기도 하지만, 무엇보다 압축되는 초기부터 알루미늄에 의해 웨지링이 균일하게 압축되기 때문에 발생한 응력의 분포가 접촉면을 따라 균일하면서 낮게 발생한다는 점이 특징이다.

따라서 모델II와 같이 오링이 웨지링과 접촉하면서 초기에는 국부적인 접촉면적을 가지다가 가스압에 의해 접촉면적이 넓어지면서 웨지링에 밀착하면 초기에 국부적인 힘이 가해진 위치에서 항복강도 이상의 응력이 발생하지만 Fig. 7(a)에서 보여주는 바와 같이 모델III와 같이 웨지링이 가스압이 가해지는 초기부터 백업링에 의해 균일하게 압축이 되면 응력이 상당히 낮아졌다. 그러나 오링에서 발생하는 수직응력의 크기는 모델II와 차이가 없었다.

Fig. 7(b)는 변형을 분포로서 오링과 사각링에서 발생한 변형률은 모델II와 차이가 거의 없으나 웨지링에서 발생한 변형률은 0.11%로서 상당히 낮아졌음을 알 수 있다.

Fig. 8(a)-(c)는 Fig. 7(a)에서 표시한 웨지링, 오링, 사각링의 접촉면에서 발생한 수직응력을 가스압력에 따라 나타낸 그림으로서 Fig. 8(a)와 같이 오링과 접

측하는 웨지링의 위치 ㉔에서 발생한 수직응력이 Fig. 6(a)와 달리 낮고 안정적으로 증가하였다.

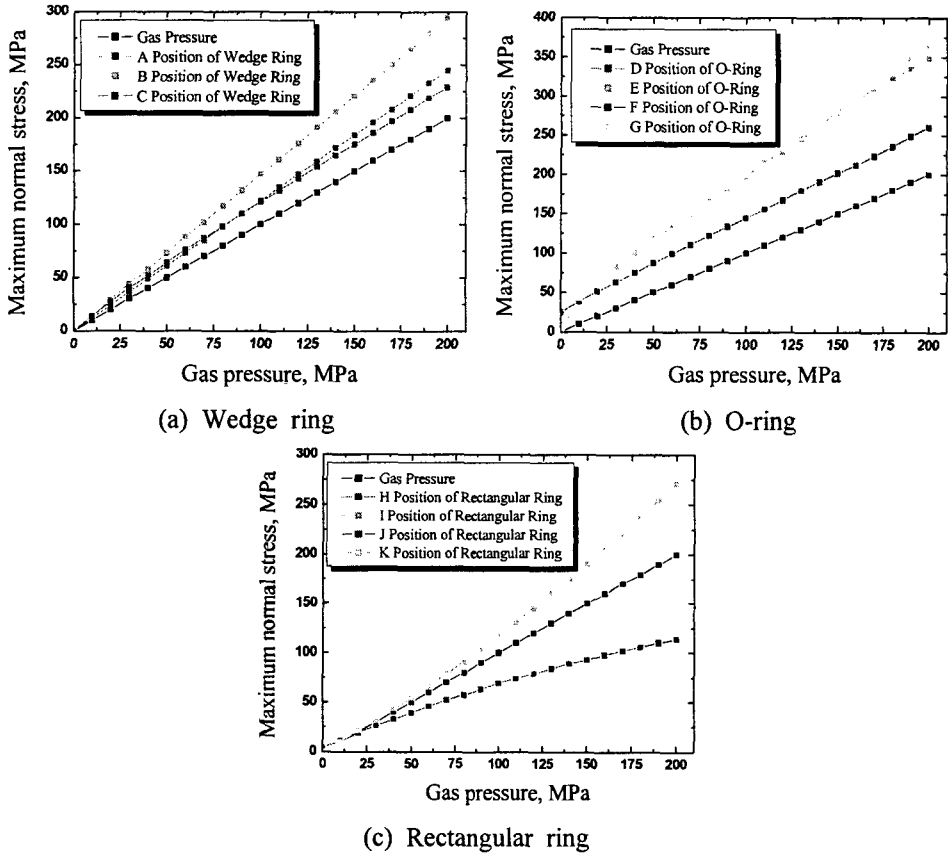


Fig. 8 Maximum normal stress at component of complex seal(Model III) as a function of gas pressure

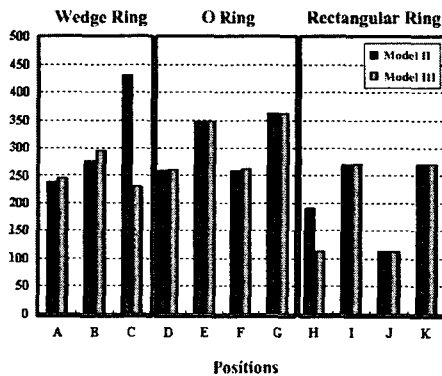


Fig. 9 Comparison of maximum normal stress between model II and model III of complex seal with gas pressure of 200MPa.

Fig. 9는 모델II와 모델III의 웨지링, 오링, 사각링의 접촉면에서 발생한 수직응력을 비교한 그림으로서 오링과 사각링의 접촉면에서는 차이가 거의 없다.

그러나 모델 III의 웨지링에서 발생한 수직응력은 벽면과 접촉하는 위치 ①, ②에서 발생한 수직응력은 모델II보다 증가하여 밀봉력이 향상되었고, 오링과 접촉하는 위치 ③에서 발생한 수직응력은 대폭 감소하여 웨지링의 안전성이 향상되었다.

4. 결론

본 논문에서는 초고압용 기계시스템의 밀봉장치를 개발하기 위해 3가지의 모델에 대해서 유한요소법을 사용하여 밀봉력을 계산하였다. 초고압용 밀봉장치는 웨지링, 오링, 백업링 등으로 이루어진 복합시일로서 최종적인 밀봉은 웨지링에서 담당하지만 탄성력으로 웨지링에 가해지는 가스압력의 완화와 압축력에 의한 밀봉력을 동시에 담당해야 하는 오링도 대단히 중요하다.

해석결과에 의하면 오링이 직접적으로 초고압의 가스에 의해 압축이 되면 웨지링과의 틈으로 오링의 돌출이 발생하여 오링이 파손될 가능성이 매우 높기 때문에 오링이 직접적으로 초고압의 가스에 노출되지 않는 설계를 해야만 한다. 이와 같은 목적으로 탄성력이 우수한 오링과 동일한 소재인 PTFE로 사각링을 설치하고 사각링의 앞·뒤로 알루미늄소재의 백업링을 설치함으로써 사각링을 균일하게 압축하도록 설계해야 한다. 이러한 사각링은 압축에 의해 가스압력의 상당부분을 차단함으로써 오링에 초고압의 가스가 직접 닿지 않도록 하는 역할을 수행할 수 있다.

또한 웨지링이 항복강도 이하의 안정적인 응력범위내에서 밀봉력을 담당하기 위해서는 웨지링이 초기부터 균일하게 압축되도록 오링과 웨지링사이에 PTFE보다 강성이 우수한 백업링을 설치해야 한다. 이러한 측면에서 설계가 개선된 모델 III가 가장 우수한 밀봉성능을 발휘하였다.

참고문헌

1. Rules for construction of pressure vessels, code VIII, Division 2, ASME, 1998.
2. P. W. Bridgeman, Studies on Large Plastic Flow and Fracture, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1952.
3. C. Rviz and M. I. R. El Magrissy, "Flangeless Closure Joints: Experimental Validation of an Unconventional Design," ASME Paper No. I-44, Second International Conference on Pressure Vessel Technology,, San Antonio, Texas, 1973.
4. Seung hyun cho, Hyun joon, Chungyun kim and Young kyu kim, "Design of sealing system for structure under high pressure and temperature, Proc., of '04 KIGAS spring Conf., pp.217-226, 2004.
5. MARC Analysis, Ver. 7.3, 1999.