

내압용기 모형의 설계, 제작 및 압력시험에 관한 연구

정태환* · 노인식** · 이재환** · 이종무*** · Tadahiro Hyakudome**** · Karl Sammut*

*호주플린더스대학교, 정보통신 및 공과대학

**충남대학교, 선박해양공학과

***한국해양연구원, 해양개발시스템연구본부

****일본해양과학연구센터, 해양기술연구부

Study on the Design, Manufacture, and Pressure Test of a Pressure Vessel Model

TAE-HWAN JOUNG*, IN-SIK NHO**, JAE-HWAN LEE**, CHONG-MOO LEE****, TADAHIRO HYKUDOME**** AND KARL SAMMUT*

*School of Informatics and Engineering, Flinders University, Adelaide, Australia

**Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

***Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejeon, Korea

****Marine Technology Department, Japan Agency for Marine-earth Science and Technology (JAMSTEC)

KEY WORDS: Pressure vessel model 내압용기모형, Pressure test 내압시험, Finite Element Analysis (FEA) 유한요소해석, Model test 모형시험, Model similarity 모형 상사성

ABSTRACT: In this paper, the authors demonstrate a new idea to take the place of the real pressure vessel test, which should be carried out in a high pressure experiment unit before the real sea trial test. The idea is to make a pressure vessel model as a replica of the real pressure vessel test, which can reduce the cost of making a pressure vessel and large pressure experiment unit. The pressure vessel model was designed based on linear-elastic, buckling equations and Finite Element Analysis. The manufactured pressure vessel model was investigated and monitored while the pressure test was being conducted. After the test, the result and the validity of the pressure vessel model as a replica of the real pressure vessel test was studied.

1. 서 론

전원공급장치, 통신 및 제어장비 등과 같은 고가의 장비를 탑재하고, 심해의 높은 외압을 견디기 위한 목적으로 사용되는 내압용기는 기본형상이 유지되지 않으면, 사용되는 장비 전체의 기능에 영향을 미칠 수 있으므로 충분한 안전강도를 가지도록 세심하게 설계 및 제작되어야만 한다(신장용과 우종식, 1999).

현재까지 내압용기의 설계는 과거에 사용하였던 복잡한 경험식이나 유한요소해석에 의해 행하여져왔다. 그러나 경험식이나 유한요소해석에 의한 설계는 초기설계단계에서는 효과적이거나 최종설계 및 제작 후 사용되는 단계에서는 기하학적 치수나 재료 물성치, 작용되는 하중 등 필수불가결한 여러 불확실한 사항들을 고려하여야 하므로 좀 더 세밀한 설계의 과정을 거쳐야 한다. 따라서 일반적으로 설계된 내압용기는 탄성좌굴해석, 초기 변형을 고려한 소성좌굴해석, 신뢰성 해석 등의 상세설계를 요

이러한 상세설계 후 제작된 내압용기는 또 다시 실제 시험에 앞서 반드시 사용될 심해의 수심에 상응하는 압력이 가동되는

하게 된다.

고압 시험탱크에서 시험을 수행하게 된다. 내압용기의 압력 성능평가를 위한 내압시험은 사용되는 실제 제작될 내압용기 자체의 비용도 고가일 뿐만 아니라 고압용기의 시험탱크의 크기가 크면, 시험탱크의 건설비용과 사용비도 고가일 수 있다. 따라서 이러한 부대비용의 절감과 정확한 내압용기의 압력성능평가 예측을 위해, 사용되는 내압용기의 모형을 제작하여 실제 내압용기의 모사를 위한 새로운 착상이 요구된다.

본 연구에서는 초기설계단계에 있어서 간단한 선형탄성해석식과 좌굴붕괴식 및 유한요소해석(FEA; Finite Element Analysis)을 이용하여 설계하고, 이를 바탕으로 내압용기의 모형을 설계하는 과정을 도출하여보고, 수행된 압력시험과정과 결과를 살펴보고, 이를 바탕으로 내압용기모형의 사용 효율성에 대해 검토하여 보았다.

2. 내압용기모형의 설계

2.1 증압 실린더 부

일반적으로 실린더의 직경이 상대적으로 크면, 좌굴강도를 증가시키기 위하여 원환 보강재를 사용하지만, 실린더의 직경이

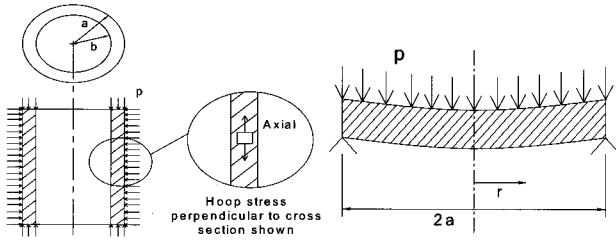


Fig. 1 Definition of cylindrical and covering part

상대적으로 작은 경우에는 보강재가 쓰이지 않는다 (JAMSTEC, 1991; Jeou, 1971). 본 연구에서는 실제내압용기와 내압용기모형의 상사를 보다 단순화시키기 위하여 Fig. 1과 같은 보강재가 없는 내압용기를 설계하였다.

내압용기는 최대응력에 의해 붕괴될 경우, 식 (1)과 같은 원주방향응력(Circumferential stress or Hoop stress)에 의해 붕괴된다. 이때 최대응력이 발생하는 위치는 내압용기의 가장 안쪽 벽면($r=b$)이므로, 최대응력 계산식 (1)은 식 (2)와 같이 단순화시킬 수 있다(Young, 1989).

$$\sigma = \frac{-qa^2(b^2+r^2)}{r^2(a^2-b^2)} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{-2qa^2}{a^2-b^2} \quad \text{at } r = b \quad (2)$$

여기서 q 는 외부압력, r 은 내압용기 임의의 점까지의 반경, a 는 내압용기의 외반경이고, b 는 내반경이다.

한편, 내압용기가 좌굴에 의해 붕괴될 경우, 여러 가지의 좌굴 붕괴압력식이 있으나, 본 연구에서는 식 (3)과 같이 가장 일반적으로 쓰이는 von-Mises 의해 제시된 박판에 대한 좌굴붕괴압력식(Thin wall equation)을 사용하였다(Young, 1989). 이 좌굴붕괴압력식은 반경과 두께의 비(r/t)가 10이상일 경우에 적용되며, 만약 길이(l)와 반경(r) 및 두께(t)의 비가 $60 < (l/r)^2(r/t) < 2.5(r/l^2)$ 이라면 허용압력은 식 (4)로 근사될 수 있다(Young, 1989).

$$q' = \frac{E \cdot t}{r} \left\{ \frac{1}{n^2 \left[1 + \left(\frac{nl}{\pi r} \right)^2 \right]^2} + \frac{n^2 t^2}{12r^2(1-\nu^2)} \left[1 + \left(\frac{\pi r}{nl} \right)^2 \right]^2 \right\} \quad (3)$$

$$q' = \frac{0.92 E}{\left(\frac{l}{R} \right) \left(\frac{r}{t} \right)^{0.25}} \quad (4)$$

여기서, q' 는 붕괴압력이고, E 는 탄성계수, r 은 반지름, t 는 두께, 그리고 n 는 로우버 수(2보다 큰 정수로서 좌굴붕괴가 일어나는 가장 작은 수)이다.

Table 1 Design specification and computed collapse pressure of the pressure vessel models

Specification	L	D	t	Max. pressure of the pressure chamber [MPa]	
	(mm)	(mm)	(mm)		
	150	100	.	120 (12,000 m)	
Specification	L	D	t	Collapse pressure [m]	
	(mm)	(mm)	(mm)	Yielding	Buckling
First design	150	100	8	13,953	33,394
Second design	400	100	8	13,953	17,833
Final design	150	37.5	3	13,953	17,956

2.2 덮개 부

본 연구에서는 이론식의 검증과 제작의 편리를 위하여 단순 평판형 덮개를 설계하였다. 평판형 덮개는 Fig. 1의 우측에 보이는 바와 같이 중앙 실린더 부에 의해 단순 지지된 것으로 단순화 될 수 있다. 이때 발생하는 최대응력과 최대변위는 식 (5)와 (6)으로 각각 표현될 수 있다(일본기계학회, 1997; Timoshenko and Woinowsky, 1959).

$$w_{\max} = (w)_{r=0} = \frac{(5+\nu)pa^4}{64(1+\nu)Z} \quad (5)$$

$$\sigma_{\max} = (\sigma_r)_{r=0} = (\sigma_\theta)_{r=0} = \mp \frac{3(3+\nu)pa^2}{8h^2} \quad (6)$$

여기서 h 는 덮개부의 두께, a 는 외경, p 는 외부압력, E 는 탄성계수, ν 는 프와송의 비이며, Z 는 판의 굽힘강성이다.

2.3 이론식에 의한 설계

설계될 내압용기모형의 사양은 내압시험이 수행될 고압시험 탱크(High-pressure tank unit, JAMSTEC)의 최대압력 120MPa, 그리고 소재(Titanium)의 최대 사용조건을 길이(L) 150mm, 외경(D) 100mm로 하였다. 내압용기의 설계는 수심 6,000m에 상응하는 압력(약 60MPa)을 목표로 제시된 내압용기모형의 사양을 만족시키도록 설계되었는데, 식 (2)와 식 (4)에 의해 계산된 허용압력이 내압시험이 수행될 고압시험탱크의 최대압력(120MPa)을 고려하여 충분히 안전하도록 안전계수 2.25이상(수심 13,500m에 상응하는 압력)을 만족하도록 하였다.

내압용기의 설계는 우선 Fig. 2와 같이 설계사양에 맞는 길이(L)와 외경(D)이 고정된 상태에서 두께(t)를 변화시켜가며, 안전계수를 만족시키는 것을 선택하였다. 선택된 내압용기의 치수에 대하여, Fig. 3과 같이 축방향 길이(L)를 증가시켜 L/D 를 변화시켜가며, 좌굴붕괴가 길이에 영향을 받지 않고 일정한 값으로 수렴해가는 설계 값을 선택하여, 일정한 비율로 축소, 최종 내압용기를 설계하였다. 내압용기의 설계과정에서 얻어진 해석결과 자료를 Table. 1에 나타내었다.

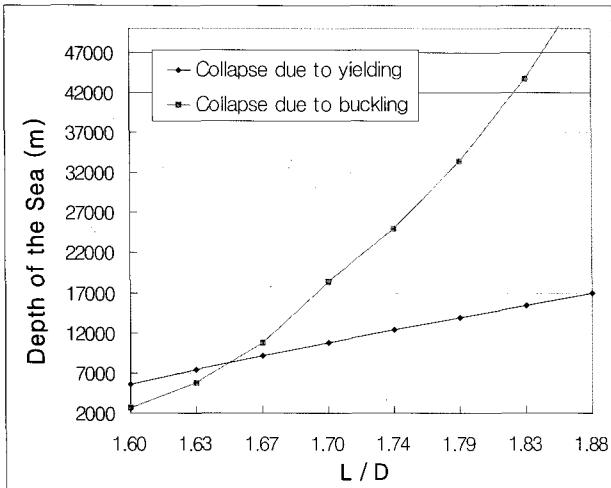


Fig. 2 Collapsing pressure of the pressure vessel model - 1

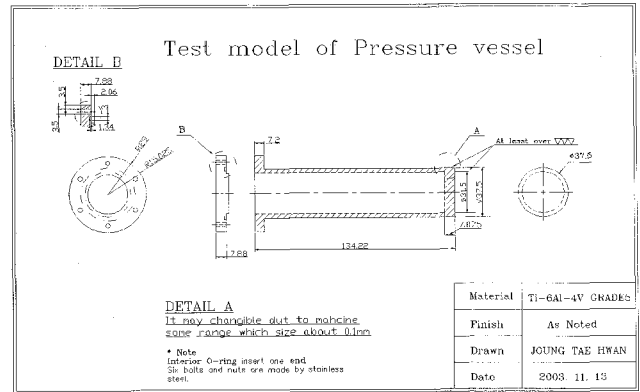


Fig. 4 Drawing of the pressure vessel model

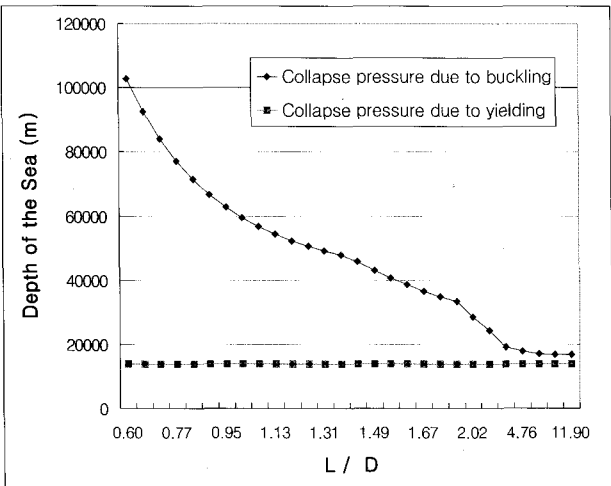


Fig. 3 Collapsing pressure of the pressure vessel model - 2

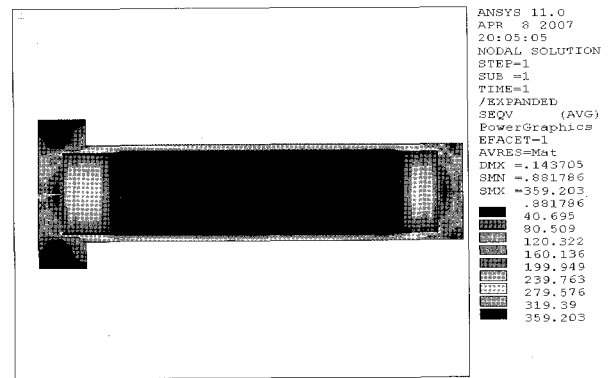


Fig. 5 FEA result of the pressure vessel model

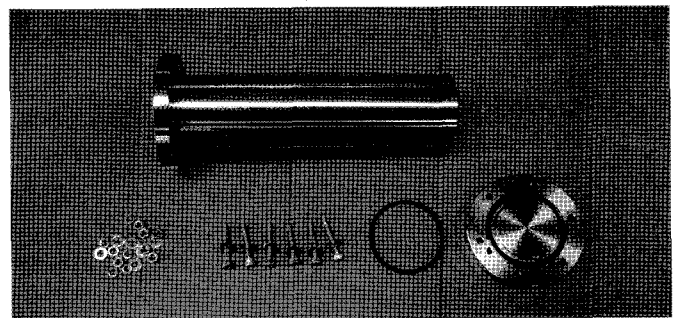


Fig. 6 The pressure vessel model

2.4 유한요소해석(FEA; Finite element analysis)

내압용기모형은 앞서 수행된 기본설계자료를 이용하여, 최종 설계되어 Ti-6Al-4V(Grade5)를 소재로 하여 일본해양과학연구 센터에서 2004년 초 제작되었다(Fig. 4 도면 및 Fig. 6 사진참조). 설계 당시 내압용기모형은 재료의 항복과 좌굴에 의한 붕괴압력 식과 함께, 실제제작에 앞서 상용구조해석코드(ANSYS 11.0)를 이용하여 유한요소해석이 수행되었다.

내압용기는 중심축에 대하여 형상과 작용하는 압력, 경계조건이 모두 회전대칭이므로, 초기부정이 없는 이상적인 내압용기가 제작이 된다면, 중심축에 대하여 내압용기의 모든 단면은 모두 같은 응력해석결과를 가진다. 그러므로 내압용기의 유한요소 해석 모델은 3차원 형상의 전체를 모델링하지 않고 2차원 단면에 대하여 축대칭 해석을 수행하였다(DeepSea Power & Light, 2001). 유한요소해석을 위해 사용된 요소는 축대칭 해석이 가능한 8절점 요소(PLANE82)를 사용하였다(ANSYS, 1994).

유한요소해석 결과, 최대압력은 내압용기의 최대안쪽 벽면과 내압용기의 실린더부와 덮개부가 만나는 모서리부에서 발생하였다. 내압용기의 최대안쪽벽면에서 발생하는 최대응력은 359.2MPa로서 이론식의 결과값(353.0MPa)과 2%미만의 차이를 보이며, 덮개부도 또한 최대응력이 292.5MPa로서 이론식의 결과값(297.9MPa)과 3%미만의 차이가 발생하여 잘 일치하였으므로 해석결과는 신뢰할 수 있음을 알 수 있다.

최종 제작된 내압용기모형을 Fig. 6에 나타내었다. 최종 제작된 내압용기는 내압시험에 앞서 좌굴에 영향을 미칠 수 있는 편심이 내압용기의 실린더 부 전체부위에 대하여 사전 조사되었으며 1/1000mm 미만의 편심이 있음을 확인하였다(Fig.7 참조).

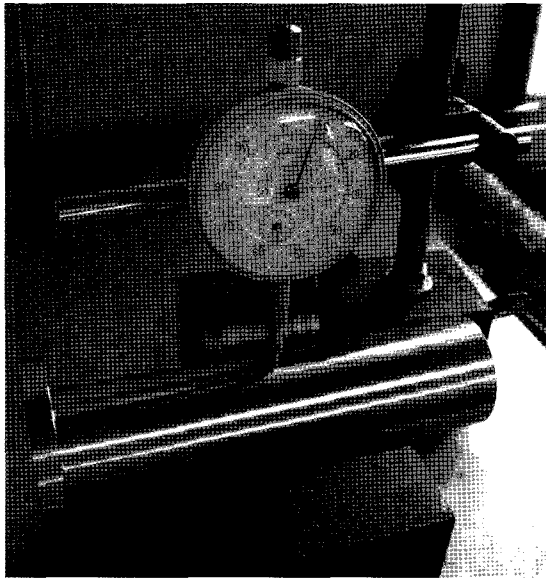


Fig. 7 Investigation of eccentric of the pressure vessel model

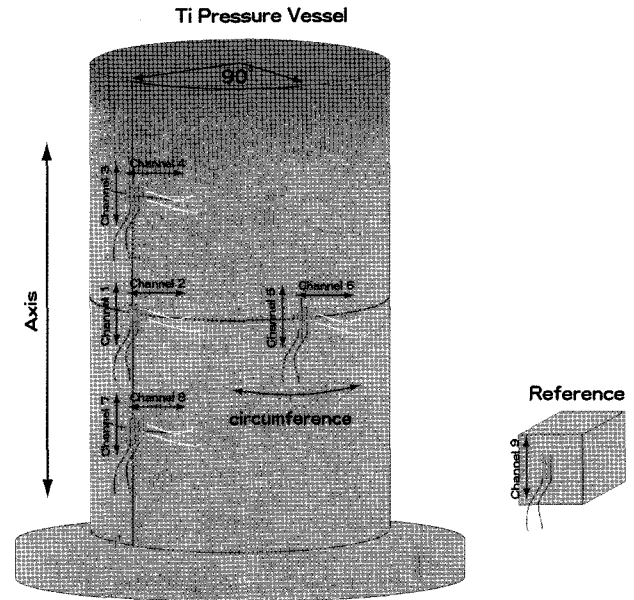


Fig. 9 Position of the strain gage at the pressure vessel model

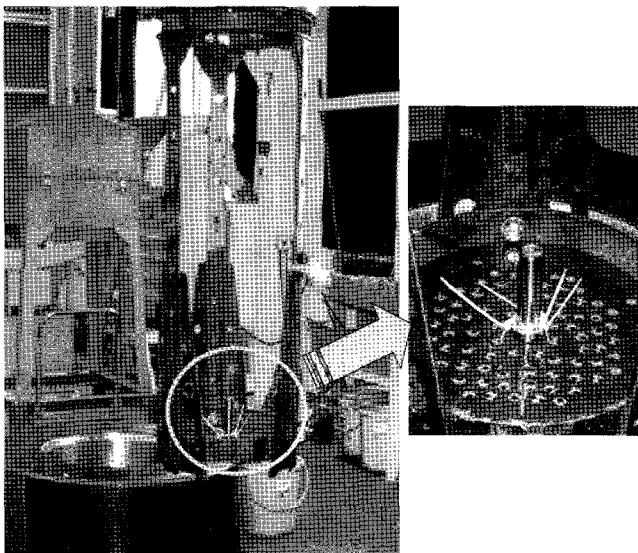


Fig. 8 Pressure test of the pressure vessel model at the High-pressure Tank Unit (JAMSTEC)

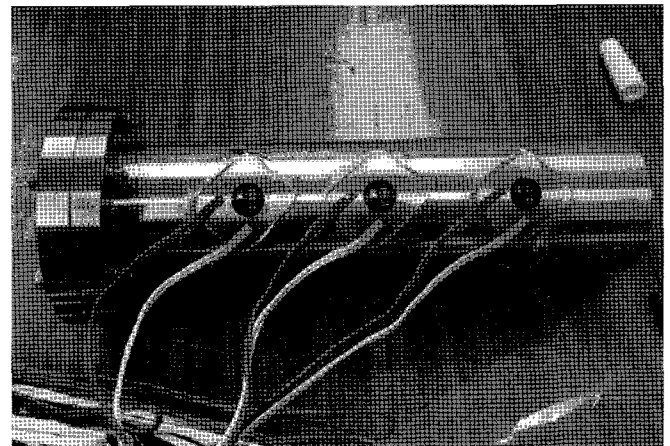


Fig. 10 Attached strain gage at the pressure vessel model

1차 내압시험에서의 승압속도는 잠수정의 잠수속도(1.1m/sec)를 고려하여 1.0m/sec로 하였다(Kyo et al., 1995). 따라서 승압 시간은 최종압력목표압력인 60MPa까지 약 100분이 소요되었으

3. 내압용기모형의 압력시험

3.1 1차 시험

내압용기모형의 1차 시험은 설계목표압력(60MPa)에 대하여 실험기기, 장비 및 내압용기모형의 신뢰성 시험을 위해 스트레인게이지를 부착하지 않는 상태에서 간단한 내압시험을 수행하였다. 내압용기모형의 압력시험이 수행되었던 고압수조는 최대 158MPa까지 가압할 수 있는 고압실험수조설비로서, 외부압력이 가압되는 내부압력챔버의 크기는 내경 0.6m, 높이 1.6m이다. Fig. 8은 내압용기모형이 내부압력챔버 고정대의 바닥에 부착되어 시험이 준비된 상태를 보이고 있다.

4. 내압용기모형의 압력시험 결과 및 해석

2차 내압시험에서 얻어진 각 채널별 변형률 데이터를 Fig. 12에 나타내었다. 최대가압압력인 120.52MPa까지의 내압시험은 성공적으로 수행되어 각 채널(Channel)에 대한 변형률 데이터가 모두 잘 얻어졌다. Channel 7(ST-CH07)을 제외하고 얻어진 내압용기모형의 모든 채널의 변형률 데이터는 내압용기는 최대가압압력까지 탄성영역 내에 있음을 보이고 있다. 단, 스트레인 게이지 중 Channel 7(ST-CH07)은 내부결선으로 추정되는 장비의 이상으로 데이터에 이상이 있음을 보이고 있다.

내부결선의 이상으로 데이터가 표류(Drift)하고 있는 Channel

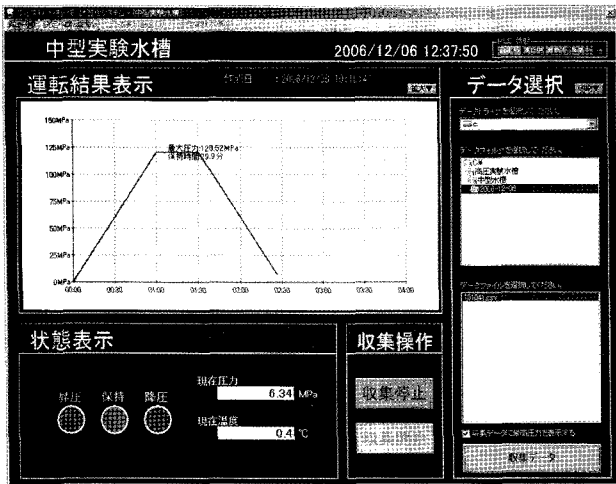


Fig. 11 Monitoring of the PVM (Pressure vessel model) test

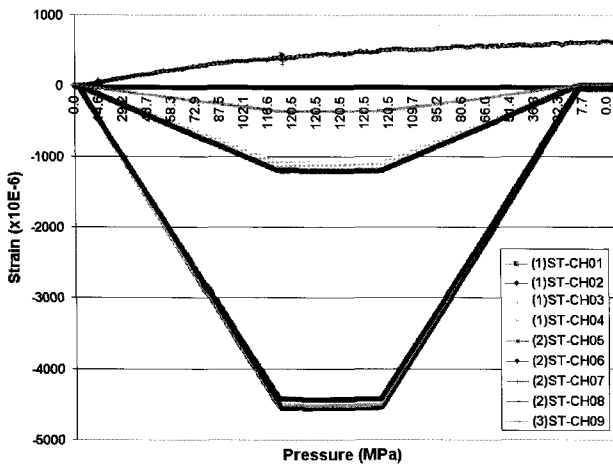


Fig. 12 Strain histories for the PVM (Pressure vessel model) test

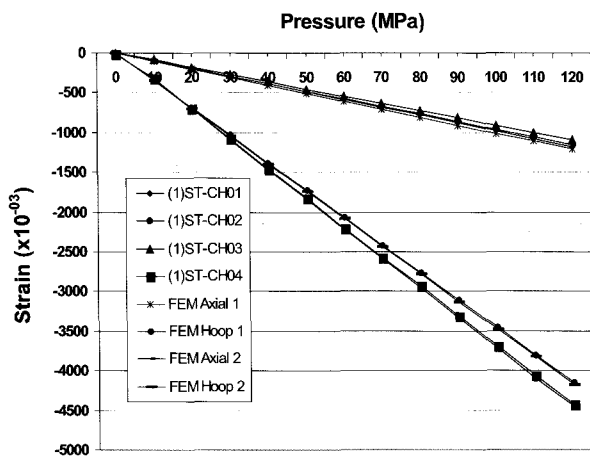


Fig. 13 Comparison of the Test data and FEA results for the points (Channel 1~4) of the PVM (Pressure vessel model)

7과 축방향, 원주방향변형률이 거의 동일한 값을 가지는 Channel들을 제외한 Channel 1~4에 대한 내압용기모형의 내압시험결과와 유한요소해석의 결과를 비교하여 Fig. 13에 나타내었는데, 내압시험과 유한요소해석의 결과 데이터는 원주방향 (Hoop strain or circumferential strain)과 축방향 변형률(Axial strain)로 나누어 비교하였다. 측정된 변형률과 유한요소해석의 차이는 약 1%미만의 차이로서 거의 일치하고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 내압용기모형의 내압시험에 앞서 주어진 조건을 만족시키는 내압용기모형의 설계과정과 내압시험을 수행하여 이로부터 얻어진 데이터를 분석하였다. 수행된 연구는 다음과 같이 요약될 수 있다.

(1) 실제의 내압용기를 모사하기 위한 내압용기모형을 사용될 소재 및 압력탱크의 크기에 의해 정해진 조건 내에서 이론식과 유한요소해석을 이용하여 설계 후 제작하였다. 내압시험에 앞서 좌굴에 영향을 미칠 수 있는 제작된 내압용기모형의 초기편심을 내압용기의 실린더 부 전체부위에 대하여 사전 조사하였으며 1/1000mm 미만의 편심이 있음을 확인하였다.

(2) 내압시험은 스트레인 게이지를 부착하지 않고 전체적인 장비의 점검을 위한 1차시험과 게이지 부착 후 변형률을 상세히 관찰하기 위한 2차시험으로 나누어 수행되었다. 1차시험에서는 최대 60MPa까지 가압하였다. 내압시험 수행 후 내압용기모형을 실린더 부와 덮개부로 나누어 상세히 조사하였으며, 소성변형이 없음을 확인하였다. 2차시험은 최대가압압력 120.5MPa까지 수행한 후 유한요소해석결과와 비교하여 1% 이내로 잘 일치함을 확인하였다.

그러나 본 연구에서 수행된 내압용기모형의 제작 및 압력시험에 관한 결과는 다음의 문제점을 가지고 있으며 향후 보완되어야 한다.

(1) 본 연구에서 제작된 내압용기모형의 편심은 전체좌굴붕괴의 가능성을 고찰하기 위하여 외형의 형상으로부터만 계측되었다. 하지만, 기계가공을 하게 되면 외형의 편심과 함께 내부형상의 중심과 외부형상의 중심이 일치하지 않음으로 인한 두께의 불균일이 문제가 될 수 있으므로 향후 연구에 있어서는 내압용기모형의 외부와 내부의 중심 및 두께의 균일성 계측을 요하며, 발생하는 편차를 고려한 신뢰성해석이 수반되어야 할 것으로 사료된다.

(2) 내압시험은 소성영역까지 확장되지 않았고, 탄성영역내에서만 관찰되었다. 따라서 소성영역까지 확장하여 좀 더 자세한 연구 및 실험해야하지만, 탄성영역내에서 수행된 내압시험 결과는 예상치(이론식 및 유한요소해석결과)와 실제 시험 결과가 잘 일치함으로써 보아, 편심 등의 오차가 없다면, 기하학적 상사법칙을 그대로 적용하여 실제의 내압용기를 동일한 비율로 길이, 직경 및 두께 줄인 모형내압시험으로도 실제의 내압용기의 모사가 가능할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 한국해양연구원 해양시스템안전연구소의 "차세대 심해용 무인잠수정 개발 과제"의 위탁 연구 결과의 일부이며, 2007년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행되었습니다(KRF-2007-355-D00031). 연구에 도움을 주신 관계자 여러분, 특히 JAMSTEC의 Dr. Taro Aoki, Dr. Tadahiro Hyakudome에게 감사를 포함합니다.

참 고 문 헌

- 신장용, 우종식 (1999). "심해용 압력용기에 대한 붕괴해석", 한국해양공학회지, 제13권 제4호, pp 82-97.
- 일본기계학회 (1997). 기계공학편람사전 - 신판 제7판, pp A4-71.
- 정태환 (2005). 구조신뢰성기반 심해용 무인잠수정의 설계 및 제작에 관한 연구, 충남대학교 대학원 박사학위 논문, pp 89-91.
- ANSYS (1994). Verification manual 5.4, ANSYS Inc., pp 25.1-25.4.
- Deepsea Power & Light (2001). Under Pressure 4.01 Manual, Deepsea Power & Light Co., pp E-4-6.
- JAMSTEC (1991). Design criteria for 10,000m class deep-sea pressure vessel, Report of JAMCTEC (Japan Agency for Marine-Earth Science and Technology).
- Jeou, O. (1971). "Strength of stiffened cylinder with a external high pressure," J. of the Society of Naval Architects of Japan, Vol 490, pp 170-174.
- Kyo, M., Miyazaki, E., Tsukioke, S., Ochi, H., Amitani, Y., Tsuchiya, T., Aoki, T. and Takagawa, S. (1995), "전해역 심도 조사용 ROV "KAIKO"의 실험", Proceedings of Marine Technology & Science, IEEE Oceans95, pp 1991-1996
- Timoshenko, S.P. and Woinowsky-Keieger, S. (1959), "Theory of Plates and Shells - 2nd Edition", McGraw-Hill, pp 57, 282-308.
- Young, W.C. (1989). Roark's Formulas for Stress & Strain, Sixth Edition, McGraw-Hill, pp 429, 519, 638-639, 690.

2007년 5월 25일 원고 접수

2007년 10월 16일 최종 수정본 채택