

심해용 무인잠수정의 내압용기 구조설계

정태환^{†*}, 이재환^{*}, 노인식^{*}, 이판묵^{**}, Taro Aoki^{***}

충남대학교 선박해양공학과^{*}, 한국해양연구원 해양시스템안전연구소^{**}
일본해양과학연구센터 해양기술부^{***}

Pressure Vessel Design and Structural Analysis of Unmanned Underwater Vehicle

Tae-hwan Joung^{†*}, Jae-hwan Lee^{*}, In Sik Nho^{*}, Pan-mook Lee^{**} and Taro Aoki^{***}

Chung-Nam National University, College of Engineering, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering^{*}
Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering^{**}
Japan Agency for Marine-Earth Science and Technology^{***}

Abstract

This paper presents the structural analysis of the pressure vessels in the unmanned underwater vehicle (UUV) under developing at KORDI, which consists of a ROV, an AUV and a launcher at 6000 m depth in the ocean. Analytical, linear and nonlinear stress and buckling analysis of cylindrical pressure vessels using FEM (ANSYS) are performed to verify the safety of the current design.

※Keywords : ROV(심해용 무인잠수정), Pressure Vessel(내압용기), Buckling(좌굴), FEA(유한요소 해석)

1. 서 론

심해저 탐사용 원격 무인 잠수정(ROV, Remotely Operated Vehicle)은 잠수부의 작업이 불가능한 지역에 보조역할을 수행하기 위해 개발되기 시작하였다. 최근에 와서는 해저 자원의 개발, 과학 조사와 통신케이블의 설치 및 보수, 구난

작업 등의 용도로 증가하고 있다(조상래 등 2001).

ROV는 구조부재(프레임), 부력재, 조정 및 항법 장비, 로봇 팔(매니퓰레이터)등과 함께 각종 전자 장비를 대기압 상태로 보호할 수 있는 내압용기로 구성로 구성된다. ROV가 작동되는 심해에는 높은 수압이 작용하는데, 다른 구조물들은 정적인 수압(Hydrostatic)상태이나, 내부가 대기압을 유지하는 내압용기는 외부의 높은 수압을 안전하게 지지하여야 한다. 또한 내압용기는 작업자의 오작동으로 인한 충돌, 온도변화에 의한 응력 증가 등 사전에 예측할 수 없는 돌발적인 사태에 의해 예상 압력 이상의 외력이 작용할 수 있다(조상래 등 2002).

접수일: 2003년 3월 18일, 승인일: 2004년 12월 14일

† 주저자, E-mail: s_joung@cnu.ac.kr

Tel: 042-821-7766

본 논문에서는 심해 6,000m하의 압력(600bar)에서 견딜 수 있는 내압용기, 특히 높은 수압으로 좌굴에 의한 붕괴 가능성이 높은 원통형 실린더에 관해 살펴보았다. 원통형 실린더는 외부에 고리형 보강재가 보강된 경우와 보강되지 않는 경우에 대해 설계하였으며, FEM에 의한 선형, 탄소성 해석과 참고 문헌의 선형, 탄소성 이론식과 좌굴압력식을 이용하여 안전성을 검증하였다.

2. 내압용기의 설계

2.1 설계조건

내압용기의 재료로 적합한 소재는 내부식성과 강도가 우수한 재료인 Ti합금과 Al합금인데, 본 연구에서는 알루미늄 합금 AL7075-T6를 고려하여 설계하였다. 구조해석을 위한 AL7075-T6의 기계적 특성인 탄성계수(E), 프와송비(ν), 항복응력(σ_y), 극한응력(σ_u)은 각각 73 GPa, 0.33, 450 MPa, 550 MPa이다.

내압용기의 길이와 직경 및 두께는 내부에 설치될 전자장비의 크기에 따라 가변적이므로, 본 연구에서는 설계자가 적용될 길이와 직경에 따라 두께를 선택하기 쉽도록 설계 지침을 제시하였다.

2.2 접선계수(Tangent Modulus)

AL7075-T6는 항복현상이 뚜렷이 나타나지 않는 재료 중 하나이다. 따라서 탄소성역 부분에서는 접선계수가 요구된다. 항복현상을 보이지 않는 재료에 대해서 적합하다고 알려진 Ramberg-Osgood곡선은 매개변수 u, w, σ_1 에 의해서 접선계수 E_t 를 다음과 같이 표현한다.

$$E_t = \frac{E}{1 + \frac{u(1-w)}{w} \left(\frac{\sigma}{\sigma_1}\right)^{u-1}} \quad (1)$$

여기서 매개변수 u, w, σ_1, E 는 단축인장시험으로부터 결정되는데, 심장용/우종식(1999)은 단축인장시험으로부터 매개변수를 결정하여 접선계수를 식(2)와 같이 정하였다. 식(1)에서 σ_1 는 실제 구성곡선을 Ramberg-Osgood곡선으로 표현하는 과정에서 얻어진 하나의 매개변수로서

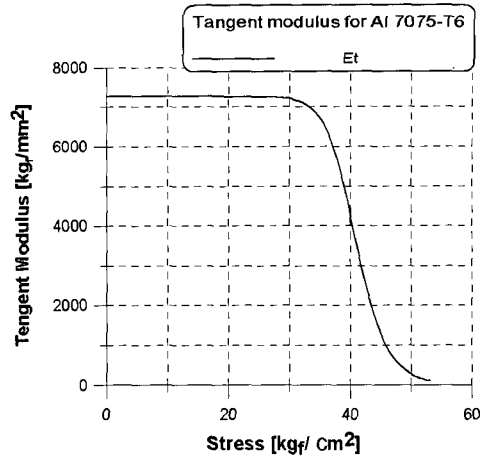


Fig. 1 Tangent modulus for AL7075-T6

38.4kgf/cm², 약 384 MPa이고, 응력과 접선계수의 단위는 kgf/cm²이며, 접선계수에 대한 그래프는 Fig. 1과 같다.

$$E_t = \frac{7258.77}{1 + \frac{17(1-0.979)}{0.979} \left(\frac{\sigma}{38.4}\right)^{16}} \quad (2)$$

2.3 내압용기의 설계

2.3.1 보강되지 않은 원통형 실린더

내압용기 설계 시, 굽힘에 저항하는 형상보다 막 형상이 보다 더 효과적이므로, 구 형상이 우수하나 효율적으로 장비를 배치하기 위해 Fig. 2와 같은 원통형 실린더가 많이 사용되며, 덮개부분은 반구형이 주로 사용된다.

내압용기의 실린더는 길이 (L) 600mm, 내경 (D) 250mm, 두께 (t) 25mm로 초기설계 하였다. 이에 대한 선형 및 탄소성 해석은 유한요소해석과 Warren(1989)에 의해 제시된 두꺼운 원통의 이론식으로, 그리고 좌굴해석은 Von Mises의 붕괴압력을 이용한 심장용/우종식(1999)의 원통 좌굴압력 산출식으로 안전성을 검증하였다.

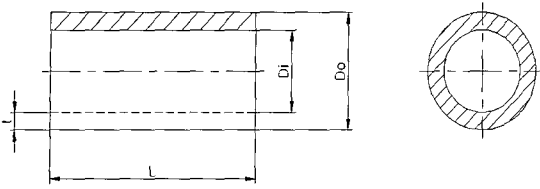


Fig. 2 Dimension of cylinder

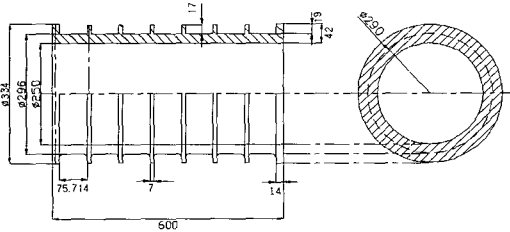


Fig. 3 Design of stiffened cylinder

2.3.2 보강된 원통형 실린더

Fig. 3과 같이 고리형 보강재(ring stiffener)로 보강된 내압용기는 보강재가 없는 경우보다 우수한 내압효과가 있는데, 특히 전체좌굴(overall buckling)을 방지하여 좌굴압력을 높일 수 있다. 일본 해양과학연구센터(JAMSTEC)의 10,000m급 잠수정인 KAICO에서도 보강된 원통형 내압용기를 사용하였으며, 좌굴에 관한 강도검토는 ABS에 의한 허용압력식을 이용하였다(大島 1971).

본 연구에서는 고리형 보강재로 보강된 원통형 실린더 부에 대하여 Fig. 3과 같은 설계안을 적용하였다. 계산된 중량은 약 32kg으로서 앞의 보강재가 없는 원통에 비해 약 4kg정도 가벼운 효과가 있다. 이에 대한 선형 및 탄소성 해석은 유한요소 해석을 통해, 전체좌굴압력과 국부좌굴압력은 ABS에 의한 허용압력식을 이용하여 안전성을 점검하였다.

3. 구조해석

3.1 선형해석

3.3.1 보강되지 않은 원통형 실린더

내압용기의 형상과 하중은 축방향에 대하여 대칭이므로, 2차원 축대칭 요소로, 외부벽면에 심해 6000m의 압력에 상응하는 하중인 60MPa의 하중을, 내부벽면에는 대기압 상태로 경계조건은 장축 실린더 효과(일단 UY고정, 양단 UY변위에 관해 커플링)를 부여하였다. 사용된 ANSYS 요소는 2D 8-node structural solid (PLANE82) 요소이며, 요소 수는 30개, 절점 수는 125개이다(ANSYS 2002).

유한요소해석에 의한 결과 (Fig. 4 위), 최대 응력은 392MPa로서 내측벽면에서 원주방향으로 발생하였다. Young(1989)의 이론해는 최대 변위 0.67mm와 원주방향응력 393MPa은 내측벽면에서 발생하며, Von Mises 등가응력은 340MPa로서 유한요소 해석의 결과와 잘 일치하였다. 한편, 내압용기는 압력 해석 전문 소프트웨어인 UNDER PRESSURE(2001)로 계산한 결과, 심해 8,279m까지 안전할 것으로 판단되었다.

3.3.2 보강된 원통형 실린더

하중조건, 경계조건, 사용된 요소는 보강재가 없는 경우와 동일하고, 요소수는 281개, 절점수는 1068개이다. 선형해석결과, 최대응력은 내측벽면에서 발생하는 원주방향응력(hoop stress)으로 약 405MPa이다(Fig. 4 아래). 보강재가 없는 원통의 해석결과와 비교하여 최대응력은 약 15MPa 증가하였으나 전반적인 응력 분포는 약 20~80MPa정도 감소하였다. 설계된 압력용기의 실린더 부분은 선형해석에 의한 재료의 항복에 의해서는 최대 수심 7,100m까지 안전할 것으로 보인다.

3.2 탄소성 해석

항복응력 이후의 발생하는 응력을 계산하기 위한 접선계수 E_t 는 식(2)로 계산하였으며, 신뢰성 있는 해석을 위해 일본해양과학연구센터(JAMSTEC)에서 개발한 KAICO의 내압용기 모델에 대해 ANSYS로 국부강도를 해석하고, KAICO 내압용기 강도설계서(1991)의 결과와 비교, 확인하여 유한요소해석결과의 신뢰성을 검증하였다.

탄소성 해석을 위해 하중을 15단계로, 하중의

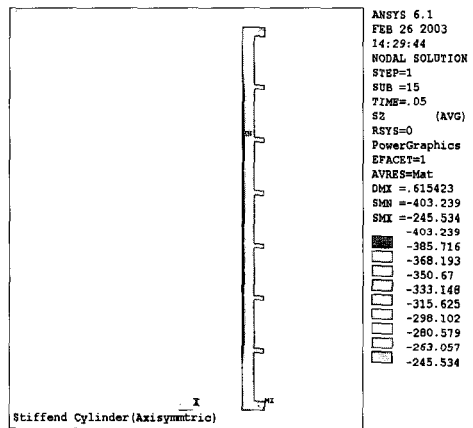
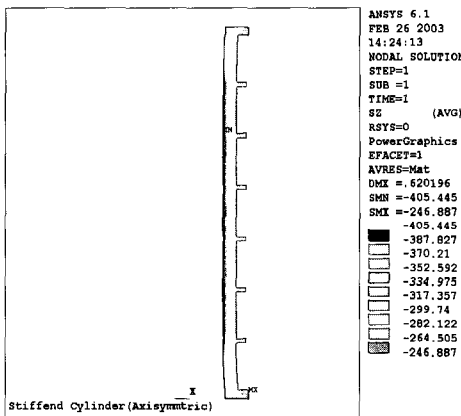
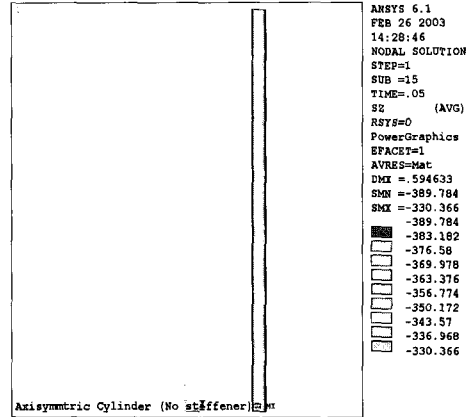
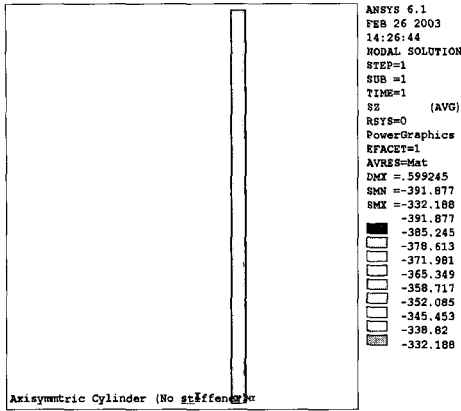


Fig. 4 Stress contours of elastic analysis

Fig.5 Stress contours of elasto-plastic analysis

부여시간(Δt)을 0.05sec로 하여 해석한 결과 (Fig. 5), 보강재가 없는 원통과 보강된 원통의 원주방향 응력은 각각 390MPa, 403MPa로서 선형해석과 비교하여 약 2~3MPa정도 낮아졌다. 하중의 크기가 항복 응력을 유발하는 정도로 크지 않아 선형해석과 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

은 식(4)와 같으며, F는 압력용기의 치수에 의해서 결정되는 형상 파라미터로 알루미늄 합금 AL7075-T6에 대해 식(5)와 같이 정의된다.

4. 좌굴해석

4.1 보강되지 않은 원통형 실린더

내압용기는 축대칭 항복 뿐 아니라 좌굴에 의해서도 파괴될 수 있으므로, 좌굴강도를 계산하기 위해 심장용/우종식(1999)이 사용한 원통의 좌굴강도식, 식(3)~(5)를 이용하였다. 원통의 좌굴압력

$$\sigma_{cr} = E_t \left(1 + \frac{h}{2R}\right) \cdot F = E_t G \tag{3}$$

$$P_{cr} = \frac{h}{R} E_t \cdot F = \frac{h}{R} \sigma_{cr} \left(1 + \frac{h}{2R}\right) = h / \left(R + \frac{h}{2}\right) \cdot \sigma_{cr} \tag{4}$$

$$F = \left(\frac{1}{3 \left[1 + 0.4057(L/R)^2\right]^2} + \left(\frac{h}{R}\right)^2 \left(0.281 + \frac{0.624}{1 + 0.4057(L/R)^2}\right) \right) \tag{5}$$

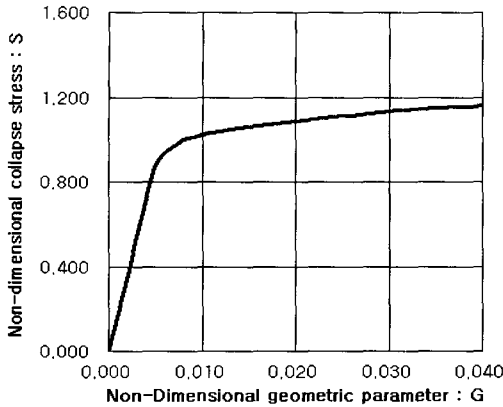


Fig. 6 Collapse stress of cylinder

식(3)에서 정의된 형상 파라미터 G와 무차원 매개변수 $S(\sigma_{cr}/\sigma_y)$ 에 대한 그래프는 Fig. 6과 같다. 길이(L), 반지름(R), 두께(t)의 치수에 의해 G 값이 결정하고 대응되는 S로 붕괴응력(σ_{cr})을 계산하여, 식(4)에 의해 좌굴붕괴압력(P_{cr})을 구하는데, 본 연구에서는 여러 조건의 내압용기의 설계 치수에 대해 (L=500~700mm, $D_i=250\sim350$ mm, $R_i=125\sim175$ mm, t=20~30 mm) 좌굴 붕괴 압력의 변화량을 계산하여, 사용자가 설계에 사용하기 편리하도록 구체적인 치수를 제공하였다. 이를 위해 먼저 내반경($R_i=125$ mm)이 고정된 상태에서 길이(L)를 조절하면서, 두께에 따른 붕괴압력의 변화량을 Fig. 7에 도시하였고, 두번째는 길이가 고정된 상태에서(L=600mm) 내반경(R_i)을 조절하면서, 두께(t)의 변화에 따른 붕괴압력의 변화량을 Fig. 8에 나타내었다.

좌굴붕괴압력을 계산한 결과, Fig. 7에 보는바와 같이 내경과 두께가 일정한 경우, 길이가 작을수록 내압용기가 견딜 수 있는 붕괴압력이 커지고, Fig. 8에서는 길이와 두께가 고정된 상태에서 직경이 작아질수록 좌굴붕괴압력이 커짐을 알 수 있으며, 모두 선형적으로 변화함을 알 수 있다. 그러므로 동일한 치수가 변화할 경우, 길이의 변화량보다 직경의 변화량에 대한 좌굴붕괴압력의 변화량이 크다는 것을 알 수 있다.

초기 설계된 원통형 실린더를 식(3)에 의해 계

산한 결과, 좌굴모드는 좌굴이 발생할 수 있는 최저 모드인 2차 모드였으며, 좌굴붕괴압력은 약 711bar로서 심해 약 7,110m까지 안전할 것으로 판단된다.

4.2 보강된 원통형 실린더

보강된 원통형 실린더의 좌굴붕괴압력은 ABS Rule(1990)에 의해 제공된 허용압력식을 이용하며, 전체좌굴강도(overall buckling strength)와 보강재 사이의 좌굴강도(inter-stiffener strength)로 분류하여 계산할 수 있다.

4.2.1 전체좌굴강도(Overall buckling strength)

전체좌굴(overall buckling)에 의한 붕괴압력(P_n)은 다음과 같다.

$$P_n = \left(\frac{Et}{R}\right)A_1 + \frac{EIA_2}{LR^3} \tag{6}$$

여기서,

$$A_1 = \frac{\lambda^4}{(A_2 + (\lambda^2/2))(n^2 + \lambda^2)^2},$$

$A_2 = (n^2) - 1$, $\lambda = \frac{\pi R}{L_c}$ 이고, λ 는 lobe수로서 2 이상의 정수를 사용하며, L_c 는 보강재가 작용하는 유효길이이다. 계산된 P_n 값에 안전율을 고려하는 계수인 η (0.50)을 곱하여 최대 허용작용압력이 계산된다. 설계된 원통형 실린더의 전체좌굴강도는 1,031bar이었으며, 작동 수심은 최대 10,310m까지 전체좌굴에 대해 안전할 것으로 보인다.

4.2.2 보강재 간 좌굴강도(Inner-stiffener strength)

보강재 사이의 좌굴붕괴압력(P_c)은 다음과 같다.

$$P_c = \begin{cases} P_m/2 & \text{if } P_m/P_y \leq 1 \\ P_y[1 - P_m/(2P_m)] & \text{if } 1 \leq P_m/P_y \leq 3 \\ \frac{5}{6} P_y & \text{if } 3 \leq P_m/P_y \end{cases} \tag{7}$$

여기서,

$$P_m = \frac{2.42 E (t/(2R))^{5/2}}{(1-\nu^2)^{3/4} [L/(2R) - 0.45(t/(2R))^{1/2}]},$$

$$P_y = \frac{\sigma_y t/R}{1-F}, \quad F = \frac{A(1-\nu/2)G}{A + t_w t + (2NL/\theta)},$$

$$A = A_s (R/R_s)^2 \text{ 이고, } N = \frac{\text{Cosh}(2Q) - \text{Cos}(2Q)}{\text{Sink}(2Q) + \text{Sin}(2Q)}$$

이며, $Q = \theta/2$, $M = L/\sqrt{Rt}$ 이다. 계산된 P_c 값에 전체좌굴강도에서와 마찬가지로 안전율을 고려하는 계수인 $\eta(0.50)$ 을 곱하여 최대 허용작용압력이 계산되어진다. 설계된 압력용기를 계산한 작용압력은 650bar이었으며, 최대 6,500m에서 보강재간 좌굴에 대해 안전할 것으로 보인다. 따라서 현재 보강형 실린더의 설계치수에서는 보강재 사이의 좌굴이 먼저 발생하게 되지만 실제 작업환경인 심해 6000m하의 압력(600bar)에 대하여 50bar의 여유가 있다. 향후 보강재에 대한 최적화가 수행되어 보다 여유 있는 좌굴압력을 계산할 수 있다.

5. 결 론

외압을 받는 내압용기의 원통형 실린더 부를 보강되지 않는 경우와 보강된 경우로 나누어 설계하고 안전성을 검증하였다. 선형해석에서는 2차원 축대칭 요소에 의한 유한요소해석과 이론해가 잘 일치함을 보였으며, 설계된 내압용기는 모두 항복 응력보다 적은 응력치를 보였다. 좌굴붕괴해석에서는 설계자가 내압용기의 치수 선택을 쉽게 할 수 있도록 구체적인 치수를 제공하였으며, 전체좌굴과 보강재간 좌굴로 나누어 설계지침을 마련하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 보강되지 않은 단수 원통형 실린더

내압용기의 치수변화에 따른 설계의 지침이 될 수 있는 좌굴붕괴압력을 산출하였으며, 설계된 내압용기의 경우, 선형과 탄소성 해석 결과, 수심 8,279m 까지 안전하나, 좌굴붕괴식에 의하면 7,110m까지 안전할 것으로 보인다. 그러므로 원통의 붕괴는 좌굴에 의해 지배되는 것을 알 수 있다.

(2) 보강된 원통형 실린더

단수 원통보다 무게가 4kg정도 적은 보강 원통의 선형과 탄소성의 유한요소해석 결과, 단수 원통 보다 내측벽면에서 발생하는 최대응력은 10 MPa정도 높으나, 이를 제외한 전체적인 응력분포는 20~80MPa정도 감소하였다. 선형과 탄소성 해석 결과는 7,100m의 수심까지 안전할 것으로 보이며, ABS에 의한 허용압력식에 의하면 전체좌굴의 대하여는 최대 10,310m까지, 보강재간 좌굴은 최대 6,500m까지 안전할 것으로 보인다.

현재 설계된 치수는 모두 구조적으로 안전성에 있어 만족함을 보이고 있다. 그러나 이러한 조건은 결함(편심, 두께의 편차 등)이 없는 제작 하에 서만 가능하다. 엄청난 수압에서는 미세한 초기결함에 의해 붕괴될 수 있기 때문이다. 그러므로 향후 연구에 있어서는 이러한 불확실성에 지배되는 좌굴에 대한 안전성을 높이기 위하여 보강재의 크기, 수, 배열 등에 대한 최적화 및 구조 신뢰성 해석이 고려되어야 할 것이다.

후 기

본 연구는 한국해양연구원 해양시스템안전연구소에서 진행중인 “차세대 심해용 무인잠수정 개발 과제”의 위탁 연구 결과의 일부분이며, 한국과학기술재단에서 후원하는 2004년 해외공동연구지원사업(M07-2003-000-20196-0) 결과의 일부분입니다. 연구에 도움을 주신 관계자 여러분 모두에게 감사함을 표합니다.

참 고 문 헌

- 심장용, 우종식, 1999, “심해용 압력용기에 대한붕괴해석”, 한국해양공학회지 제13권 제 4호, pp. 82-97.
- 조상래, 김승민, 김두기, 조윤식, 2001, “DR 기법을 이용한 수압을 받는 원환보강원통의 최종강도 수치해석”, 대한조선학회 2001년도 추계 학술대회 논문집, pp. 328-333.
- 조상래, 김승민, 송하영 2002, “수압을 받는 원

추통의 최종강도 실험연구,” 대한조선학회 2002
년도 추계학술대회 논문집, pp. 315-318.

- 大島, 1971, “외압을 받는 보강원통의 강도”,
일본 조선학회지 제490호, pp. 170-174.
- ABS - Rules for Building and Classing, 1990
“Underwater Vehicles, Systems and
Hyperbaric Facilities,” ABS(American Bureau
of Shipping)
- ANSYS, 2002 “Verification Manual 7.0”
- DEEPSEA POWER&LIGHT, 2001 “UNDER
PRESSURE”
- JAMSTEC, 1991, 10,000m급 잠수정의 강도설
계서

- Warren, C.Y., 1989, Roark's formulas for
Stress and Strain, McGraw-Hill Book
Company, pp. 638-639.



< 정 태 환 >



< 이 재 환 >



< 노 인 식 >