

균일한 외압을 받는 원환보강 원통구조의 비선형 좌굴 특성

안당* · 김수영** · 신성철** · 정보영** · 구윤희***

*삼성중공업
**부산대학교 조선해양공학과
***(주)에이스브이

Nonlinear Buckling Characteristics of Ring-stiffened Circular Cylinders under Uniform External Pressure

Dang Ahn*, Soo-Young Kim**, Sung-Chul Shin**, Bo-Young Chung** and Youn-Hoe Koo***

*Samsung Heavy Industries Co. Ltd, Geoje-si, Gyeongsangnam-do, Korea

**Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

***Acevalve Co. Ltd, Gimhae-si, Gyeongsangnam-do, Korea

KEY WORDS: Ring-stiffened circular cylinder 원환보강 원통구조, Nonlinear buckling analysis 비선형 좌굴 해석, Pressure vessel 압력 용기, Shell yielding 외판 항복, Shell buckling 외판 좌굴, Overall buckling 전체 좌굴

ABSTRACT: This study aimed to analyze the nonlinear buckling of ring-stiffened circular cylinders under uniform external pressure, e.g. hydrostatic pressure, considering material nonlinearity and initial imperfection. In the present study, we analyzed the collapse pressure of pressure vessels using ANSYS Workbench, which is a framework of finite element methods. First, linear buckling analysis is performed to find collapse modes of the model. Second, scaling the first mode shape with small factor, geometric model is pre-deformed. And then, by analyzing the nonlinear buckling of the pre-deformed shape, the collapse pressure is estimated. To verify the validity of the analyses, we compared the results with Ross' experimental results. Finally, we applied it to ring-stiffened circular cylindrical shell of the pressure hull of a small submarine.

1. 서 론

잠수함의 압력선체와 같이 해수면 아래에서 밀폐 체적을 유지해야 하는 구조물은 외부의 해수 압력과 내부의 대기압 사이의 높은 차압(Differential pressure)을 견디는 구조를 가져야 한다. 최소 표면적에 대해 가장 안정적인 구조 형상은 구(Sphere)이지만, 유체동역학적 측면이나 체적효율 측면을 고려하면 원통형(Circular cylinder) 구조를 적용하는 것이 유리하다. 내압이 작용하는 경우와 달리 외압이 작용하는 경우, 원통형 외판만으로는 재료의 항복점에 이르기까지 지탱하지 못하고 좌굴이 일어나기 때문에 원환 늑골(Ring frame)로 외판을 보강하는 것이 효과적이다. 잠수함의 압력선체의 기본적인 구조는 Fig. 1과 같이 원환보강 원통형 구조를 주로 하고, 길이에 대한 직경의 변화에 따라 원추형 외판(Conical shell)을 적용하기도 하며, 원통부의 양 끝단은 반구형 돔(Hemispherical dome)이나 근사타원형 돔(Torispherical dome)으로 폐쇄한다. 또한 원환 늑골과 외판이 동시에 붕괴되는 것을 막기 위해 대형 늑골이나 횡격벽을 설치하기도 한다.

이러한 형상의 조합으로 인해 압력선체의 붕괴 모드는 보장되지 않은 원통형 구조에 비해 복잡해진다. 원환보강 원통형 구조물의 주요 붕괴 모드는 축대칭 변형(Axisymmetric deforma-

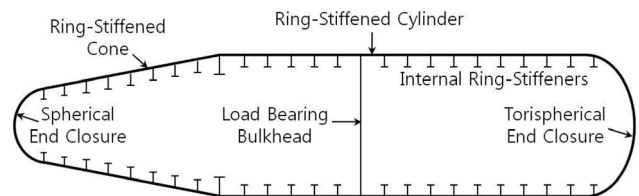


Fig. 1 Structural profile of a submarine pressure hull

tion)에 의한 외판의 항복(Shell yielding), 외판 비대칭 좌굴(Asymmetric buckling) 그리고 전체 좌굴(Overall buckling)로 구분할 수 있다. 균일한 외부 압력을 받는 원환보강 원통의 축대칭 변형에 관한 초기 연구로는 von Sanden and Günther (1920)이 있으며, Faulkner(1983)는 von Sanden and Günther 수식의 오류를 수정한 수식을 발표하였다. 외판의 비대칭 좌굴 압력에 대한 초기 연구는 Bryan(1888)와 von Mises(1929)가 있으며, Windenburg and Trilling(1934)은 von Mises의 수식을 간소화하였다. 전체 좌굴에 대한 연구로는 Bryant(1954)와 Kendrick(1953)이 있다. Ross(2011)는 외압을 받는 원통, 원추 및 돔형의 붕괴에 관한 이론적 해석과 실험적 연구를 정리하여 설계 도표를 이용한 압력 선체의 설계 방법을 제시하기도 하였다.

국내에는 신장용과 우종식(1999)이 심해용 압력용기에 대한 붕괴 해석에 대해 이론적으로 접근하였으며, 실험적 연구는 조상래와 김승민(2000)의 원환보강 원통의 최종강도에 대한 실험연구와 조상래 등(2007)의 복합재 원통의 최종강도 연구 등이 있다. 최근에는 김을년 등(2010)이 잠수함 압력선체의 피로강도에 대한 실험적 연구를 발표하였다. 또한 박치모와 이승훈(2001; 2002) 그리고 김승민(2001)은 유한요소해석 소프트웨어 MSC/NASTRAN과 ABAQUS를 이용한 비선형 좌굴 해석 결과를 조상래와 김승민(2000)의 실험 결과와 비교하였다.

본 연구에서는 김홍열 등(2012)이 초기 설계한 소형 잠수함 압력선체의 원통부 구조를 비선형 좌굴 해석으로 검증하고자 하였다. 해석 대상은 원환보강 원통형 구조로만 한정하였다. 본 연구에서는 원추형, 돛형 및 횡격벽 구조는 다루지 않았다. 좌굴 해석은 유한요소해석 소프트웨어인 ANSYS Workbench 13.0으로 초기 결함을 반영하여 수행되었다. 먼저, 선형 좌굴 해석을 통해 좌굴 모드를 예측하고, 결과의 첫 번째 선형 좌굴 모드 형상을 크기 조정(Scaling)하여 비선형 좌굴 해석의 기하학적 초기 결함 모델로 생성하였다. ANSYS Workbench를 이용한 좌굴 해석 방법의 타당성을 검증하기 위해, 해석 결과를 Ross(2011)의 외판 비대칭 좌굴(모델 1, 2, 3)과 전체 좌굴(모델 4, 5, 6) 실험 결과와 비교하였다. 비선형 좌굴 해석의 적용 가능성을 확인한 후, 본 해석 방법으로 소형 잠수함 압력선체의 좌굴 해석을 수행하였다.

2. 원환보강 원통구조의 붕괴 모드

본문에 들어가기에 앞서, 우선 본 논문에서 다룬 원환보강 원

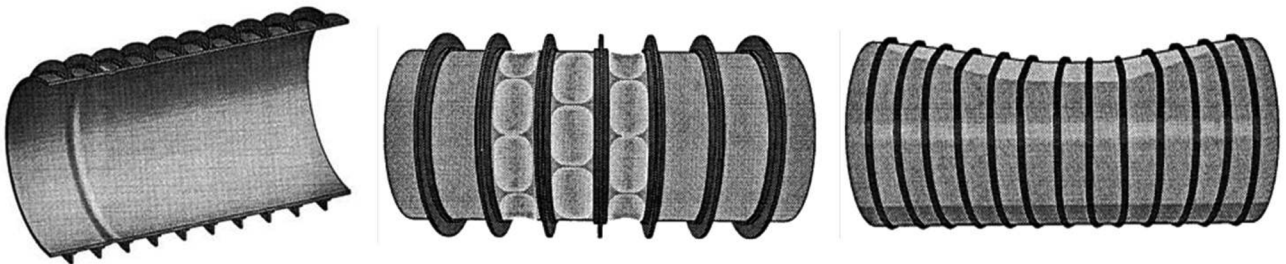


Fig. 2 Collapse modes of ring-stiffened circular cylinder: Shell yielding (left), asymmetric buckling (middle) and overall buckling (right)

통형 구조물의 주요 붕괴 모드를 정리하였다. 원환 늑골은 방사상의 강성을 제공하면서 또한 압력 선체의 외판이 받는 응력과 변형의 형태를 더욱 복잡하게 만든다. 주요 붕괴 모드는 Fig. 2에 보듯이 축대칭 변형에 의한 외판의 항복, 외판 비대칭 좌굴 그리고 전체 좌굴이 있다. 축대칭 변형에 의한 외판의 항복은 외판이 비교적 두껍고 원환 늑골 간격이 좁은 경우에 원환 늑골 사이에서 축대칭의 아코디언(Accordion)형의 주름이 발생하면서 붕괴하는 현상이며, 외판 비대칭 좌굴은 원환 늑골 간격이 넓고 외판이 상대적으로 얇은 경우에 외판의 불안정에 기인하여 원주 방향으로 불규칙한 돌출부(Lobe)가 발생하며 붕괴하는 현상이다. 그리고 전체 좌굴은 강성이 큰 보강재 또는 격벽 사이에서 외판과 원환 늑골이 동시에 좌굴되어 붕괴하는 현상을 말한다.

압력 선체를 설계할 때는 재료의 항복 응력에 도달하기 전에는 어떠한 형태의 탄성 좌굴(Elastic buckling)도 방지해야 하며, 좌굴 압력은 재료의 항복을 유발하는 압력보다 훨씬 커야 한다(Burcher and Rydill, 1995). 또한 해석 모델과 실제 압력 선체와의 기하학적, 재료적 차이점으로 인해 추정 결과와 실제 거동은 크게 달라질 수 있으므로 다른 좌굴 모드들에 비해 비교적 불확실성이 적은 외판 비대칭 좌굴이 먼저 발생하도록 설계하는 것도 하나의 방법이다.

3. ANSYS Workbench를 이용한 비선형 좌굴 해석

3.1 해석 절차

ANSYS Workbench 13.0 환경에서 비선형 좌굴 해석을 하였다. 먼저, 초기 결함이 없는 기하 모델로 선형 정적 해석과 고유치 좌굴 해석(선형 좌굴 해석)을 차례로 수행하고, 고유치 해석에서 구

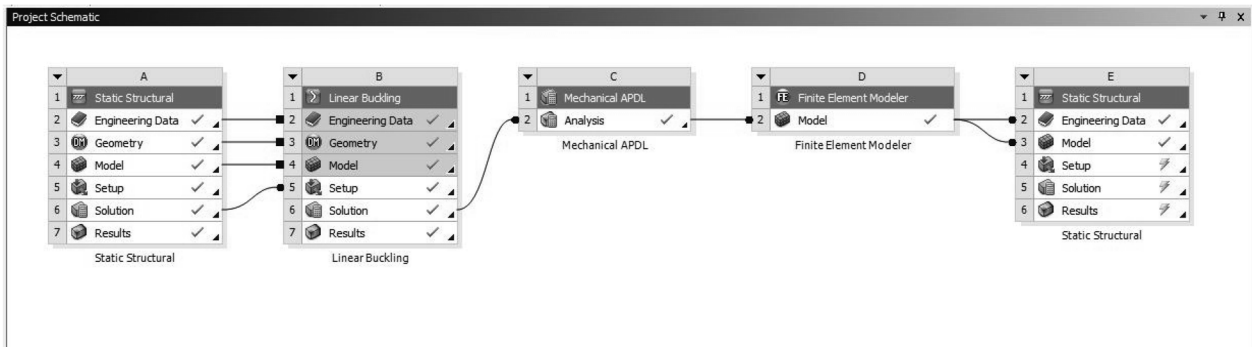


Fig. 3 Project Schematic of nonlinear buckling analysis in ANSYS Workbench

한 첫 번째 좌굴 모드의 형상을 크기 조정하여 비선형 좌굴 해석을 위한 초기 결함을 가진 기하 모델을 생성하였다. 생성된 기하 모델에 대변형을 고려한 정적 해석을 수행하였다. ANSYS Workbench에서의 해석 순서는 ERD MEDES0의 웹사이트(ERD MEDES0 ANSYS-bloggen, 2010)을 참조하여 Fig. 3와 같이 구성하였다. A, B, E는 각각 선형 정적 해석, 선형 좌굴 해석 그리고 비선형 좌굴 해석 모듈이다. C와 D는 선형 좌굴 해석 결과로부터 초기 결함을 가지는 기하 모델을 생성하기 위한 모듈이다. 모듈 A에서는 단위 하중을 주어 정적 선형 구조 해석을 하고, 해석 결과를 모듈 B의 선형 좌굴 해석을 위한 입력으로 사용하였다. 선형 좌굴 해석의 1차 모드의 좌굴 형상을 모듈 C(Mechanical APDL)에서 크기 변환하여 초기 결함을 가진 기하 모델을 생성한다. 이 기하 모델을 모듈 D(Finite Element Modeler)에서 격자를 생성하여 최종 비선형 좌굴 해석에 사용될 유한 요소 모델로 만들어 준다.

3.2 해석 대상

해석 방법의 타당성을 확인하기 위해, Ross의 저서(Ross, 2011)에서 실험 모델의 치수와 비대칭 좌굴 및 전체 좌굴 실험 결과를 확인할 수 있는 6개의 원환보강 원통에 대하여 비선형 좌굴 해석을 수행하고, 그 결과를 Ross의 실험 결과와 비교하였다. Ross 모델의 형상과 치수는 Fig. 4와 Table 1에 정리하였다. 6개의 모델은 모두 반경 a 가 131mm이고, 외판 두께 h 는 2mm이다. 실험 모델의 진원도(Out-of-roundness)는 최대값이 0.076mm로 반경의 0.0006배이며, 이는 실제 잠수함 압력 선체 건조 시에 발생하는 결함에 비해 매우 작은 값이다. 모델 1, 2, 3은 원환 늑골의 간격이 비교적 넓어서 외판의 비대칭 좌굴이 발생하고, 모델 4, 5, 6은 강성이 약한 원환 늑골을 부착하여 전체 좌굴이 발생한다. 모델 1, 2, 3은 원환 늑골 사이의 외판만을 표현한 Single bay model과 전체 모델(Full model) 두 가지로 해석하였고, 모델 4, 5, 6은 전체 모델에 대해서만 해석하였다.

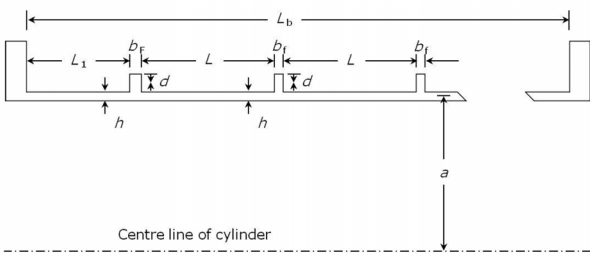


Fig. 4 Geometrical details of Ross' circular cylinders

Table 1 Geometrical details of Ross' circular cylinders

Cylinder	L_1 (mm)	L (mm)	L_b (mm)	b_f (mm)	b_f (mm)	d (mm)	N
1	88.90	114.30	676.28	8.26	8.26	15.75	5
2	95.25	95.25	616.59	10.16	8.26	15.75	5
3	63.50	57.15	400.69	10.16	8.26	15.75	5
4	40.64	50.80	505.95	2.03	2.03	2.03	9
5	40.64	50.80	505.95	2.03	2.03	3.05	9
6	40.64	50.80	505.95	2.03	2.03	4.06	9

Table 2 Material data of HE9-WP aluminium alloy

Material	Isotropic elasticity		Bilinear isotropic hardening	
	Young's modulus	Poisson's ratio ^a	Yield strength	Tangent modulus
HE9-WP	71 GPa	0.32	155.82 MPa	0

^a Poisson's ratio is assumed.

실험 모델의 재료인 HE9-WP 알루미늄 합금은 탄성-완전소성 재료 모델로 가정하였으며, 재료의 물성은 Table 2와 같다. 항복 강도는 0.2% Proof stress를 기준으로 하였고 포아송 비(Poisson's ratio)는 0.32로 가정하였다.

3.3 요소 분할

해석 대상은 보강된 얇은 외판(Thin-walled shell)로 막(Membrane) 구조로 보아도 무방하다. 요소는 Shell181(4-Node structural shell)을 사용하였고, 격자(Mesh)는 균일 사각 격자(Uniform quad method)로 생성하였다. 먼저, 단순지지(Simply supported) 조건으로 격자의 크기를 바꿔가며 격자 크기에 따른 해석 결과의 수렴성을 검토하였다. Table 3과 같이 Single bay model의 원환 늑골 사이의 간격을 6, 8, 10, 12개로 분할하는 크기로 격자 모델을 생성하였다. 격자 크기의 변화에 따른 해석 결과의 차이는 Table 3과 Fig. 5에 나타나 있다. 선형 좌굴 압력의 변화량에 비해 비선형 좌굴 압력의 변화량은 매우 적었다. 비선형 좌굴 압력은 6개로 분할하였을 때와 12개로 분할하였을 때를 비교해도 2.4% 밖에 차이 나지 않았다. 4개의 격자 모델에서 좌굴 돌출부의 수는 8개로 Ross(2011)의 실험 결과와 일치하였다. 이러한 수렴 결과를 근거로 다음과 같이 격자의 크기를 결정하였다. 모델 2, 3은 원환 늑골 간격에 따라 중간의 지지되지 않은 외판 길이가 방향으로 각각 10개와 12개로 격자의 크기를 결정

Table 3 Mesh convergence test of simply supported single bay model

Solution number	Mesh size ^a	Mesh statistics		Eigen buckling		Nonlinear buckling	
		Nodes	Elements	Pressure (MPa)	Change (%)	Pressure (MPa)	Change (%)
1	$L/6$	308	264	3.51		2.162	
2	$L/8$	506	448	3.24	8.3	2.138	1.1
3	$L/10$	792	720	3.09	4.9	2.120	0.8
4	$L/12$	1,144	1,056	3.02	2.3	2.112	0.4

^a L is unsupported length of shell between stiffeners.

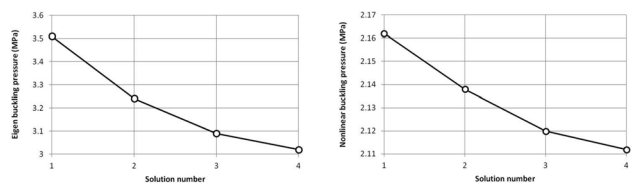


Fig. 5 Convergence history: eigen buckling (left) and nonlinear buckling (right; out-of-roundness is 0.076mm)

하였다. 모델 1의 경우, 중간 부분이 아닌 양 끝에서 비대칭 좌굴이 발생하므로 끝 부분 외판을 길이 방향으로 7개의 격자로 나누었다.

3.4 구속 조건

해석 모델의 양 끝단은 구속 조건 세 가지를 검토해 보았다. 첫 번째는 양 끝단을 단순지지로 구속하는 것이다. 끝단에서의 변위를 구속하고, 회전을 구속하지 않는다. 이는 원환 늑골이 외판의 회전에 영향을 주지 않는다고 가정하는 것이다. 두 번째는 양 끝단을 고정지지하는 것이다. 변위와 함께 회전을 모두 구속한다. 원환 늑골이 외판의 회전을 완전히 잡아준다고 가정하는 것이다. 이 두 가지 구속 조건은 외판 양 끝단에서 길이 방향으로 고정되어 있는 것인데, 실제 잠수함의 압력 선체는 외판뿐만 아니라 양 끝단의 돛에도 수압이 가해지며, 압력 선체의 구조에는 길이 방향 수축을 제한하는 보강재가 없으므로 길이 방향 수축을 고려한 구속 조건을 적용하는 것이 합리적이다. 그러므로 세 번째는 Clamped/fixed 구속으로, 한 쪽 끝단은 고정지지로 구속하고 다른 쪽 끝단은 길이 방향 변위만 구속하지 않았다. ANSYS Workbench에서는 Remote displacement로 끝단의 형상을 유지하면서 변위나 회전을 자유롭게 구속할 수 있다. Ross의 실험 모델의 한 쪽 끝단은 실험 용기의 상단에 고정되어 공기 중에 개방되어 있으며, 다른 쪽 끝단은 밀폐 판재(Closure plate)로 막혀 수압을 받고 있으므로 Clamp/fixed 구속 조건과 유사하다. 자세한 부착 형태는 Ross(2011:107)에 도시되어 있다. 모델 1, 2, 3에 대해 구속 조건을 변경시키면서 고유치 좌굴 압력과 비선형 좌굴 압력을 해석한 결과는 Table 4와 Fig. 6과 같다.

Fig. 6을 살펴보면 대체적으로 Clamped/fixed 구속일 때의 좌굴 압력이 단순지지와 고정지지 구속일 때의 좌굴 압력 사이에 형성되고 있다. 그러나 모델 1의 비선형 좌굴 압력은 고정지지구

에서 확인 할 수 있듯이 고정지지일 때 외판 돌출부의 수는 9개 속일 때가 Clamped/fixed일 때보다 낮게 나오는데, 이는 Table 4로 다른 두 구속 조건일 때(8개)와 다르기 때문으로 판단된다. 이러한 결과와 길이 방향으로의 수축을 허용하는 Clamped/ fixed 구속 조건이 다른 두 구속 조건에 비해 외판의 변형에 덜 극단적이라고 생각할 수 있다.

위의 세 가지 구속 조건은 모두 원환 늑골을 강체로 가정한 것이므로, 양 끝단의 구속 조건의 영향을 비교적 적게 받는 전체 모델에 대한 해석도 병행하여 실험 결과와 비교하였다. 또한 모델 4, 5, 6은 외판과 원환 늑골이 같이 붕괴하는 전체 좌굴이 일어나기 때문에 전체 모델에 대해서만 해석을 수행하였다. 해석 결과와 실험 결과(Ross, 2011)를 Table 5에 정리하였다.

Table 5 Comparison of buckling pressures

Cylinder number	Experimental (MPa)	Finite element solution (MPa)	
		Single bay model	Full model
1	2.31(8) ^a	2.16(8)	2.02(8)
2	2.41(9)	2.24(9)	2.17(9)
3	2.77(12)	2.58(11)	2.53(10)
4	0.827(4)		0.762(5)
5	1.020(4)		0.879(5)
6	1.296(4)		1.065(4)

^a The numbers in parentheses represent the number of lobes (n).

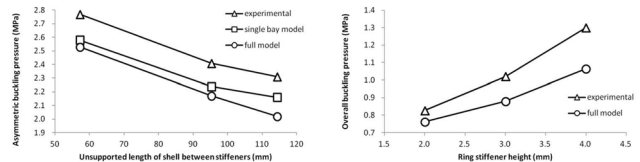


Fig. 7 Comparison of buckling pressures: Asymmetric buckling (left) and overall buckling (right)

Table 4 Buckling pressures of single bay model

Ross model	L ^a	Eigen buckling pressure (MPa)			Nonlinear buckling pressure (MPa)		
		Fixed	Clamped/ fixed	simply supported	Fixed	Clamped/ fixed	simply supported
1	114.30	3.43(9) ^b	3.29(8)	3.02(8)	2.13(9)	2.16(8)	2.11(8)
2	95.25	4.31(9)	4.05(9)	3.61(9)	2.26(9)	2.24(9)	2.16(9)
3	63.50	8.65(11)	7.63(11)	5.70(10)	2.69(11)	2.58(11)	2.28(10)

^a L is unsupported length of shell between stiffeners.
^b The numbers in parentheses represent the number of lobes (n).

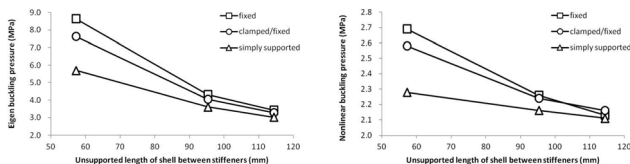


Fig. 6 Buckling pressures of single bay model: Eigen buckling (left) and nonlinear buckling (right; out-of-roundness is 0.076mm)

Table 5에 정리된 결과를 그래프로 나타낸 Fig. 7을 보면, 비대칭 좌굴 압력과 전체 좌굴 압력 모두 해석 결과가 실험 결과보다 더 비관적(Pessimistic)임을 알 수 있다. 그리고 전체 모델은 Single bay model보다 더 낮은 압력에서 좌굴이 발생하였다. 좌굴 돌출부의 수는 Fig. 8과 같이 Geometry view에서 확인할 수 있는데, 비대칭 좌굴의 돌출부 수는 원환 늑골 사이의 간격 L이 작은 모델 3에서는 잘 맞지 않았다. 그리고 전체 좌굴의 돌출부 수도 실험 결과가 차이가 있음을 알 수 있다.

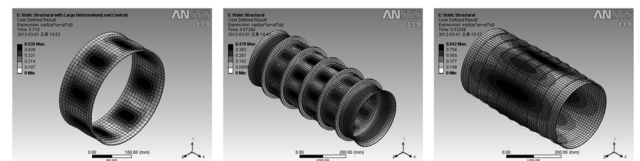


Fig. 8 Maximum deformation shape of cylinder model no. 1 (left and middle) and cylinder model no. 6 (right)

3.5 고찰

전체 좌굴 압력은 실험 결과와 20% 가까이 차이가 나지만, 비대칭 좌굴 압력은 전체 모델도 10% 정도의 차이를 보이고, 두 경우 모두 실험 결과보다 비관적인 결과를 준다. 그러므로 실제 실험을 할 수 없는 상황에서는 유한요소해석 해석을 통한 설계 검증이 충분히 활용 가능하다고 판단하였다.

4. 잠수함 압력 선체 모델에 적용

4.1 해석 대상

해석 대상은 김홍열 등(2012)이 설계한 소형 잠수함의 압력 선체 모델이며, 형상 정보는 Fig. 9와 Table 6에 정리한 것과 같다. 재료는 HY-100 고장력강으로 물성은 Table 7과 같이 가정하였다. 양 끝단은 대형 늑골로 지지되어 있다.

4.2 해석 조건

3장과 같이 요소는 Shell181을 사용하였고, 격자는 균일 사각 격자로 생성하였다. 격자의 크기는 해석 시간을 절감하기 위해 원환 늑골 사이 간격의 1/5(88mm)로 약간 크게 설정하였다. 격자 모델의 정보는 Table 8에 정리하였다. 축 방향 하중에 의한 영향을 고려하기 위해 한 쪽 끝단의 축 방향 변위를 Free로 주는 Clamped/fixed로 구속조건을 적용하였다.

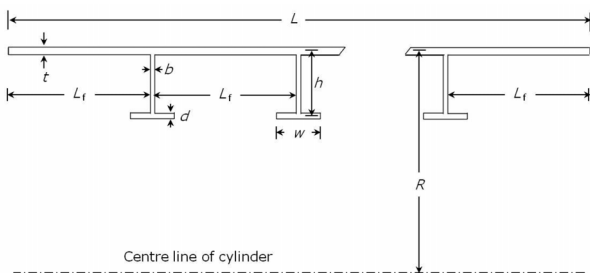


Fig. 9 Geometrical details of the ring-stiffened circular cylinder of a submarine pressure hull

Table 6 Geometrical details of submarine pressure hull

R (mm)	L (mm)	L _f (mm)	h (mm)	b (mm)	w (mm)	d (mm)	t (mm)	N
2,200	4,400	440	185	12	120	18	18	9

Table 7 Material data of HY-100 high tensile steel

Material	Isotropic elasticity		Bilinear isotropic hardening	
	Young's modulus	Poisson's ratio	Yield strength	Tangent modulus
HY-100	205 GPa	0.28	689 MPa	0

Table 8 Mesh model of the pressure hull

Element type	Mesh type	Mesh size ^a	Nodes	Elements
Shell181	Uniform quad	L/5	18,240	15,200

^a L is unsupported length of shell between stiffeners.

Table 9 Results of nonlinear buckling analyses

Out-of-roundness	Buckling pressure(MPa)
0.001R ^a	5.73
0.002R	5.27
0.003R	5.01
0.004R	4.85
0.005R	4.75

^a R is mean radius of pressure hull. 2,200mm

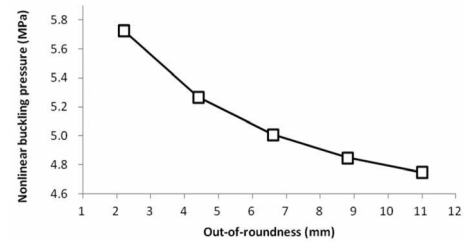


Fig. 10 Maximum deformation of cylinder no. 1 (left) and cylinder no. 6 (right)

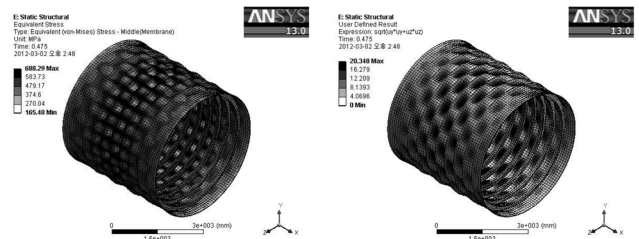


Fig. 11 Von Mises stress (left) and radial deformation (right) of 0.005R out-of-roundness model of the pressure hull

4.3 해석 결과 및 고찰

설계 모델의 진원도는 압력 선체 반경의 0.1% ~ 0.5% 사이로 가정하고 해석을 수행하였다. 그러나 실제 압력 선체를 생산할 때에는 0.5%의 진원도는 육안으로 쉽게 확인이 가능할 정도 큰 값이며, 보통은 0.2% 수준을 유지한다. 해석 결과는 Table 9에 정리하였으며 Fig. 10에 그래프로 나타내었다. 진원도의 커짐에 따라 좌굴 압력이 크게 줄어드는 것을 알 수 있다. 진원도가 0.005R인 모델의 von Mises stress와 방사상의 변형량은 Fig. 11과 같이 나타난다. 결과를 살펴 보면 진원도가 0.005R인 경우에는 김홍열 등(2012)이 가정한 설계 압력 4.8MPa 이전에 붕괴가 일어난다. 또한 원주 방향 외관의 항복 압력이 5.64MPa이므로, 해석 오차를 감안하더라도, 재료의 항복 이전에 탄성 좌굴이 발생할 가능성이 있을 것으로 보인다.

5. 결론

본 연구에서는 기하학적 비선형성을 고려하여 원환보강 원통형 구조에 대한 비선형 좌굴 해석을 수행하였다. 기존의 실험 결과를 참고하여 적절한 격자의 크기와 양 끝단의 구속 조건을

결정하고 이를 잠수함 압력 선체의 구조의 안전성을 검토하는데 적용해 보았다. 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 외판의 비대칭 좌굴에 비해 전체 좌굴은 다소 높은 오차를 보이므로 전체 좌굴에 더 큰 여유를 적용할 필요가 있다.

(2) 진원도에 따라 좌굴 압력이 차이가 커지므로 생산 정도를 높이는 것이 압력 선체의 경량화에 효과적인 방법이 될 수 있다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- 김승민 (2001). 초기 형상결함과 잔류응력이 있는 원환보강 원통의 최종강도에 관한 실험 및 이론 연구, 울산대학교 공학석사 학위논문.
- 김윤년, 김국빈, 전재황 (2010). "잠수함 압력선체의 피로강도에 대한 실험적 연구", 대한조선학회논문집, 제47권, 제1호, pp 67-75.
- 김홍열, 신용구, 김수영, 신성철, 정보영, 조정화, 김현수 (2012). "소형 잠수함 압력선체의 구조설계", 대한조선학회논문집, 제49권, 제2호, In Press.
- 박치모, 이승훈 (2001). "상용소프트웨어를 이용한 원환보강 원통의 최종강도해석(I)", 한국해양공학회지, 제15권, 제2호, pp 120-123.
- 박치모, 이승훈 (2002). "상용소프트웨어를 이용한 원환보강 원통의 최종강도해석(II)", 한국해양공학회지, 제16권, 제1호, pp 36-40.
- 신장용, 우종식 (1999). "심해용 압력용기에 대한 붕괴해석", 한국해양공학회지, 제13권, 제4호, pp 82-97.
- 조상래, 김승민 (2000). "원환보강 원통의 최종강도 실험연구", 대한조선학회 2000년도 추계학술대회논문집, pp 314-19.
- 조상래, 김현수, 구정분, 조종래, 권진희, 최진호 (2007). "수압을 받는 복합재 원통의 최종강도 실험 연구", 한국해양공학회지, 제21권, 제3호, pp 52-57.
- Bryan, G.H. (1888). "Application of the Energy Test to the Collapse of a Long Thin Pipe under External Pressure", Proc. Camb. Phil. Soc. 6, pp 287-292.
- Bryant, A.R. (1954). "Hydrostatic Pressure Buckling of a Ring-stiffened Tube", NCRE Report No 306.
- Burcher, R. and Rydill, L.J. (1995). Concepts in Submarine Design, Cambridge University Press, Cambridge.
- EDR MEDES0 ANSYS-bloggen (posted April 13, 2010). "ANSYS Tutorial: Non Linear Buckling", http://www.edr.no/blogg/ansys_bloggen/ansys_tutorial_non_linear_buckling (accessed April 4, 2012).
- Faulkner, D. (1983). "The Collapse Strength and Design of Submarines", RINA Symposium on Naval Submarine.
- Kendrick, S. (1953). The Buckling under External Pressure of Circular Cylindrical Shells with Evenly Spaced, Equal Strength, Circular Ring-frames: Part III, NCRE Report No R244.
- Ross, C.T.F. (2011). Pressure vessels: External pressure technology, 2nd ed., Woodhead publishing, Philadelphia.
- Von Mises, R. (1929). "Der Kritische Aussendruck für Allseits Belastete Zylindrische Rohre", Fest Zum 70 Geburtstag von Prof. Dr A. Stodola, pp 418-430.
- Von Sanden, K. and Günther, K. (1920). The Strength of Cylindrical Shells, Stiffened by Frames and Bulkheads, under Uniform External Pressure on All Sides, David Taylor Model Basin Translation 38.
- Windenburg, D.F. and Trilling, C. (1934). "Collapse by instability of thin cylindrical shells under external pressure", Trans. ASME 11, pp 819-825.

2012년 3월 2일 원고 접수

2012년 4월 16일 심사 완료

2012년 4월 19일 게재 확정