

공학석사 학위논문

선체거더의 수중폭발 휘핑응답 해석을 위한
모델링 방법 연구

Study on Modeling Methods for the Underwater Explosion
Whipping Response Analysis of a Ship Hull-girder

지도교수 박 한 일

2005년 2월

한국해양대학교 대학원

해양시스템공학과

이 정 욱

목 차

목 차	i
List of tables	ii
List of figures	iii
Abstract	vi
1. 서 론	1
2. 보유추 해석을 위한 보 이론	4
2.1 Timoshenko보 이론	4
2.2 양단 자유인 보의 상하진동	8
2.3 유한요소법을 이용한 보의 상하진동 해석	15
3. 보유추 해석을 이용한 선체진동 해석	16
4. 보유추 휘핑응답 해석	25
4.1 1차원 보유추 해석의 휘핑운동 지배방정식	25
4.2 LS-DYNA/USA를 이용한 3차원 휘핑운동 지배방정식	25
4.3 가스구체의 거동해석 및 유체충격력 산정	27
5. 가스구체 압력파에 의한 휘핑응답 해석	32
5.1 1차원 보유추 모델 및 3차원 유한요소 모델	32
5.2 휘핑응답 해석 조건결정	34
5.3 휘핑응답 해석결과 및 고찰	34
6. 결 론	39

List of tables

Table 2.1 Material and property of cylinder	9
Table 2.2 Comparison of frequency of Timoshenko theory and MSC-Nastran	15
Table 3.1 Category of section shape permissible from Lewis form approximation	20
Table 3.2 Estimates of midship section C_v for full ship	20
Table 3.3 Correction C_v for bilge keel	20
Table 3.4 Three dimensional correction factor(J_v) for inertia ellipsoid	21
Table 3.5 J_v derived from finitely-long elliptic cylinders.	22
Table 4.1 Constants of bubble maximum radius and 1st pulsating period for a few different explosives	28
Table 5.1 CPU Time in 3-D Analysis	38

List of figures

Fig. 1.1 Example of whipping-induced damage	2
Fig. 1.2 Pulsation of gas bubble from UNDEX	2
Fig. 1.3 Surface phenomena	3
Fig. 1.4 Surface phenomena from UNDEX	3
Fig. 2.1 Deflections of a beam with uniform load	4
Fig. 2.2 Bernoulli-Euler beam elements	4
Fig. 2.3 Timoshenko beam elements	5
Fig. 2.4 Cross section of cylinder (unit : inch)	9
Fig. 2.5 Graph of cylinder w^2 and $\mathcal{A}(Hz)$	14
Fig. 2.6 Finite element mesh of cylinder model	15
Fig. 3.1 Equivalent lumped mass model for the hull girder	16
Fig. 4.1 Schematic history of an UNDEX	28
Fig. 4.2 Examples of the calculated time history of bubble radius and migration velocity	29
Fig. 4.3 An UNDEX gas bubble	30
Fig. 4.4 Calculation example of the time history of fluid acceleration and pressure due to pulsating gas bubble	31
Fig. 5.1 Example of 1-D analysis model	32
Fig. 5.2 Example of 3-D analysis model	33
Fig. 5.3 3-D Beam Model	34
Fig. 5.4 UNDEX attack geometry	35
Fig. 5.5 Comparison of the whipping displacements at typical time steps according to 3-D analysis models	36
Fig. 5.6 Comparison of time history of whipping-induced bending moment	37

Study on Modeling Methods for the Underwater Explosion Whipping Response Analysis of a Ship Hull-girder

Jeong Yook, Lee

*Department of Ocean Systems Engineering
Graduate School of Korea Maritime University*

Abstract

An underwater explosion(UNDEX) interacts with the surrounding fluid in two different phases which are potentially damaging to a nearby surface ship. The first phase is a transient shock front which causes a rapid rise in the fluid velocity, and large inertial loading. It is named the shock wave which induces damage to shipboard equipments and local structure. The second phase in the explosion is a radial pulsations of the gas bubble with a duration much longer than the shock wave. The pulsations are a result of the imbalance of internal explosion product pressure and the fluid hydrostatic pressure. The bubble pulsations lead to quite significant pressure impulses on a nearby ship hull, they tend to excite the ship in heave and natural vertical vibration modes. Because the pulsation periods are often close to the two and three-noded bending vibration frequencies of a typical frigate-size warship, a near resonant condition can exist with the potential to cause large amplitude whipping displacements. These displacement in turn can overstress the hull and, in severe cases, lead to an overall hull failure. In this study, one and three dimensional whipping response analysis of a naval surface combatant of the Korean Navy subject to an UNDEX bubble pulse have been carried out. In 1-D analysis, the program 'UNDEXWHIP' developed by Korea Institute of Machinery and Materials has been used. This program is based on the thin-walled Timoshenko beam theory and the modal analysis method using 'wetted' vertical vibratory modes of the hull-girder. In 3-D analysis, a commercial program 'LS-DYNA/USA' has been used. Through comparison of result obtained by between 1-D and 3-D analysis, it has been confirmed that 1-D analysis results are in good agreement with 3-D analysis ones.

1. 서 론

함정의 생존성(survivability) 확보 측면에서 예상되는 적의 수중폭발(underwater explosion :UNDEX) 충격에 대한 대상함의 취약성(vulnerability) 평가는 함정 설계 시 고려되어야 할 가장 중요한 사항중의 하나이다. 미국해군의 경우 내충격 안정성이 요구되는 새로운 등급의 모든 수상함 개발에 있어서 시제함에 대하여 실선충격시험(ship shock trial)을 통한 수중폭발 충격에 대한 취약성 평가를 수행할 것을 의무화하고 있다. 그러나 실선 충격시험을 수행하기 위해서는 막대한 비용이 소요되며 시험 특성상 재 시험이 거의 불가능하고 환경영향의 최소화를 위한 과도한 과외비용 지출 등의 많은 현실적 어려움이 있다.

미국해군을 비롯한 선진 해군국가에서는 90년대 들어오면서 전산기 환경의 급격한 발전과 고도의 충격응답 수치 시뮬레이션 도구의 개발에 발맞춰 실선충격시험의 보조자로서 궁극적으로는 실선충격시험을 대체할 수 있을 정도로 정확한 충격응답 수치 시뮬레이션 기술개발에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다. 이와 같이 수중폭발에 의한 함정의 선체거더의 종강도 평가 및 선체구조와 탑재장비의 내충격 설계기술은 국방관련 기술임으로 선진국으로부터의 기술 이전 및 습득이 거의 불가능하기 때문에 독자적인 기술개발이 불가피하다[1,2]. 그리하여, 국내에서도 1980년대 후반부터 수중폭발 충격하중에 대한 선체거더의 종강도 평가 및 함정의 내충격 강화 문제의 중요성을 인식하여 한국기계연구원, 국방과학연구소를 중심으로 수중폭발에 의한 구조물의 충격응답 해석기법 연구, 관련 프로그램의 자체 개발과 상용 프로그램의 도입·활용을 통한 실제 함정 적용연구, 선체거더의 종강도 평가 및 탑재장비 및 받침대에 대한 내충격 성능평가등의 활발한 연구가 수행되고 있고 있다[2].

수중에서 폭발이 일어나면 매우 높은 온도와 압력을 가진 가스구체(gas bubble)가 생성됨과 동시에 급작스런 에너지의 방출로 인하여 충격파(shock wave)가 발생한다. 충격파는 선체의 국부 구조 및 주요 탑재 장비에 치명적인 손상을 야기시키지만, 폭발 시 생성된 가스구체는 주위 수압에 대해 주기적인 팽창과 수축의 맥동(pulsating)운동과 부력에 의해 수직상승(migration)을 하면서 가스구체 압력파(gas bubble pulse)를 발생하게 된다. 이러한 가스구체 맥동운동의 주기는 함정 선체거더(hull girder)의 저차 상하방향 고유진동 주기와 비슷하기 때문에 가스구체 압력파는 선체거더의 상하방향 보 거동(beam-like behavior) 즉, 휘핑(whipping)을 유발시키며, 심한 경우 과도한 휘핑 굽힘모멘트로 인하여 Fig. 1.1에서 보는 바와 같이 선체거더의 종강도를 상실할 수 있다.

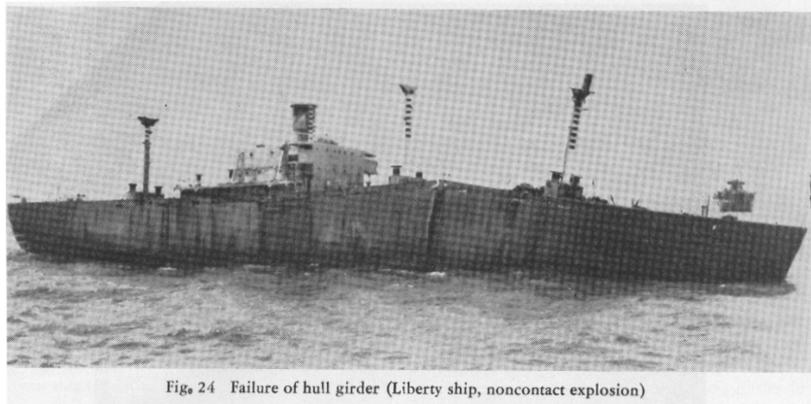


Fig. 1.1 Example of whipping-induced damage

Fig. 1.2는 폭발원으로부터 일정거리 떨어진 임의의 한 점에서 수중폭발에 의한 유체압력과 폭발시 생성된 가스구체의 반경 및 수직상승 이동량의 시간이력을 개략적으로 보여주고 있다. Fig. 1.3은 수중폭발 시 자유수면 위에서 일어나는 물리적 현상을 보여주고 있다. 수중폭발 직후 발생한 충격파가 먼저 수면에 도달하면 스프레이 돔(spray dome)이 형성되고, 이어서 가스구체 압력파가 수면에 도달하면 스프레이 돔을 관통하는 물기둥(plume)이 형성된다. Fig. 1.4는 실제 수중폭발에 의한 자유수면 현상을 나타내고 있다[2,3]

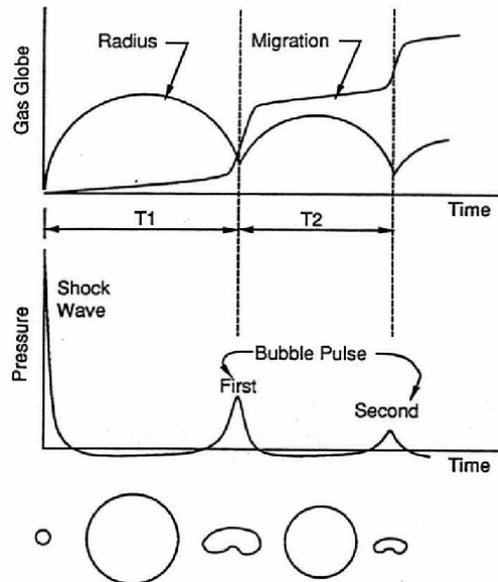


Fig. 1.2 Pulsation of gas bubble from UNDEX

본 연구에서는, 수중폭발 가스구체 압력파에 의한 선체거더의 휘핑응답 해석을 수행하기 위하여 다음과 같은 연구를 수행하였다. 제1장의 서론에 이어 제2장에서는 선체 자유진동 해석의 기본이론이 되는 티모셴코(Timoshenko)보 이론에 대하여 개략적으로 정리 해 보았고, 유한요소 프로그램과 이론적인 식을 이용하여 실린더보에 대한 고유진동수와 비교 검토해 보았다. 3장에서는 티모셴코보 이론 바탕으로 하는 선체저차진동에 대하여 간략하게 정리 해 보았다. 4장과 5장에서는 대상함 선체거더의 휘핑 지배방정식 및 휘핑해석 방법과 모델에 대해서 고찰을 해 보았다. 마지막으로 6장과 7장에서는 선체거더 휘핑응답 해석 결과를 비교 해 보았다.

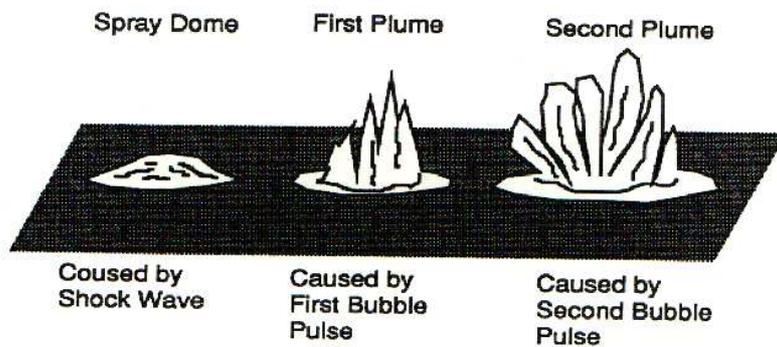


Fig. 1.3 Surface phenomena



Fig. 1.4 Surface phenomena from UNDEX

2. 보유추 해석을 위한 보 이론

2.1 Timoshenko보 이론

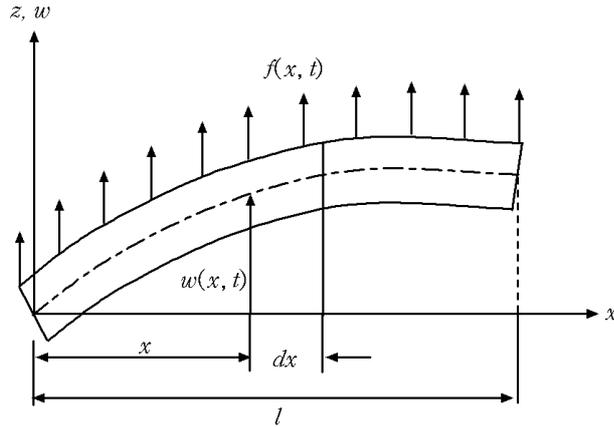


Fig. 2.1 Deflections of a beam with uniform load

선체저차진동 해석의 바탕은 보 이론인데, 선박 및 함정은 길이에 비해 단면치수가 큰 편이어서 전단변형 및 굽힘변형으로 인한 단면의 회전관성의 효과를 고려한 티모셴코보 이론이 채용된다. 티모셴코보 이론에 앞서, 일반적으로 보에 하중을 받는 굽힘 보를 나타내면 전형적으로 Fig. 2.1처럼 보이는 바와 같다. 만약, 회전 관성과 전단 변형을 고려 할 필요가 없다면 우리가 알고 있는 알은 보이론 또는 Bernoulli-Euler beam 이론이라고 한다. 이 이론은 다음과 같은 세 가지 기본가정에 그 근거를 두고 있으며[4], 회전 관성과 전단 변형의 요소들을 제외한 굽힘에 영향을 주는 요소들을 나타내면 Fig. 2.2와 같다. 이때 M 는 굽힘모멘트이고, V 는 전단력, 그리고 $f(x, t)$ 는 보의 단위길이당 외력이다[5].

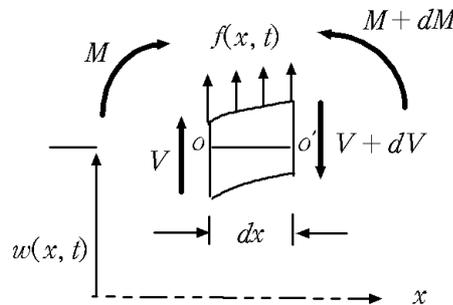


Fig. 2.2 Bernoulli-Euler beam elements

- 1) 보의 횡방향 수직응력(transverse normal stress)은 무시한다.
- 2) 보의 중립축에 수직인 단면은 변형후에도 수직을 이룬다. 따라서 전단변형은 매우 미소하므로 무시한다.
- 3) 보의 횡방향 진동에 있어서 회전관성의 영향은 무시한다.

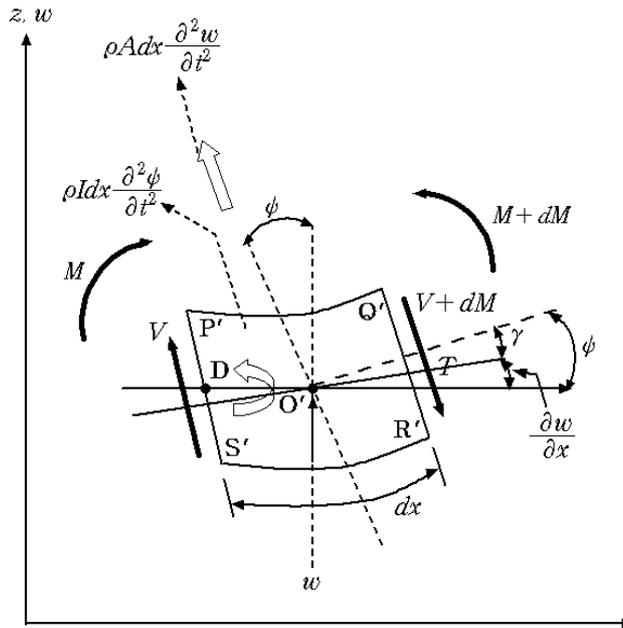


Fig. 2.3 Timoshenko beam elements

일반적으로 전단변형과 회전관성은 얇은 보의 자유진동 해석에는 미세한 영향을 미치나 깊은 보의 경우에는 그 영향이 매우 현저하므로 얇은 보 이론은 보의 동적 거동을 나타내는데 적합치 않다고 알려져 있다. 회전관성의 영향은 Rayleigh에 의해 처음으로 얇은 보 이론에 고려된 바 있으며 그 후, 티모셴코는 회전관성뿐 아니라 전단변형에 의한 영향을 얇은 보 이론에 도입하여 소위 티모셴코보 이론이라 불리우는 Fig. 2.3의 깊은 보 이론을 정립한 바 있다. 티모셴코보 이론의 기본가정은 다음과 같다[4].

- 1) 보의 횡방향 수직응력은 무시한다.
- 2) 보의 중립축에 수직인 단면은 변형 후에는 수직을 이루지 않는다.

따라서, 얇은 보의 경우와는 달리 티모셴코보에서는 전단변형이 존재하게 된다. 또한 티모셴코보 이론에서는 보의 단면에서 변형률의 선형분포를 가정하고 있기

때문에 보의 전체변형 에너지에 전단변형 에너지가 완전하게 포함될 수 없으므로 소위 전단계수(shear coefficient)가 필요하며 전단변형 에너지의 포함방법에 따라 단면형상에 따른 여러 가지 전단계수가 제안되고 있다. 일반적으로 사각형 단면에 대해서 전단계수는 5/6이고, 원형단면에 대해서는 9/10이다[6].

Fig. 2.3에서 보인 보 요소를 고찰하여 보면, 전단 변형을 고려하지 않으면 처진 중심선에 대한 접선 $O'I$ 는 전단변형 때문에 $Q'R'$ 에 수직이 아닐 것이다. 변형된 중심선에 대한 접선($O'D$)과 면의 법선(OM)사이의 각 γ 는 요소의 전단변형을 나타낸다. 오른쪽 면 $Q'R'$ 상에서 양의 전단력은 아래쪽으로 작용하므로 Fig. 2.3로부터

$$\gamma = \psi - \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2.1)$$

이때 ψ 는 굽힘변형만으로 인한 처짐곡선의 기울기를 나타낸다. 굽힘모우멘트 M 과 전단력 V 는 다음 식과 같이 ψ 와 w 에 관계가 있다.

$$M = EI \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (2.2)$$

$$V = kAG\gamma = kAG\left(\psi - \frac{\partial w}{\partial x}\right) \quad (2.3)$$

Fig. 2.3에 보인 요소의 운동방정식은 다음과 같이 유도 할 수 있다. x 방향의 직선 운동에 대해서는 요소의 병진관성으로 나타낼 수 있다. 그리고 $\mathcal{A}(x, t)$ 는 보의 단위길이당 외력이다.

$$\begin{aligned} & -[\mathcal{V}(x, t) + d\mathcal{V}(x, t)] + \mathcal{A}(x, t)dx + \mathcal{V}(x, t) \\ & = \rho A(x)dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \end{aligned} \quad (2.4)$$

점 D 를 지나고 y 축에 평행한 선에 관한 회전에 대해서 요소의 회전관성으로 나타낼 수가 있다.

$$[\mathcal{M}(x, t)d\mathcal{M}(x, t)] - [V(x, t) + dV(x, t)]dx + \mathcal{A}(x, t)dx - \frac{dx}{2} - \mathcal{M}(x, t) = \rho \mathcal{A}(x)dx \frac{\partial^2 \Psi}{\partial t^2} \quad (2.5)$$

식(2.2), (2.3)와 함께 관계식

$$dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx, \quad d\mathcal{M} = \frac{\partial \mathcal{M}}{\partial x} dx \quad (2.6)$$

을 사용하여 위의 식(2.6)을 정리하여 보면 식(2.4)는

$$-kAG \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \mathcal{A}(x, t) = \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.7)$$

이다. 위와 같이 식(2.5)을 식(2.6)을 사용하고 dx 의 제곱을 포함한 항을 무시하고 정리해 보면 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} - kAG \left(\Psi - \frac{\partial w}{\partial x} \right) = \rho I \frac{\partial^2 \Psi}{\partial t^2} \quad (2.8)$$

식(2.8)을 $\frac{\partial}{\partial x}$ 에 미분하여 정리해 보면 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^3 \Psi}{\partial x^3} - kAG \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) = \rho I \frac{\partial^3 \Psi}{\partial t^2} \frac{1}{\partial x} \quad (2.9)$$

여기서, 식(2.7)을 $\frac{\partial \Psi}{\partial x}$ 에 대하여 풀면,

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x} = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{\rho}{kG} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \frac{\mathcal{A}(x, t)}{kAG} \quad (2.10)$$

이다. 위 식(2.10)을 식(2.9)에 대입하여 풀어 보면 강제 진동에 대한 운동방정식을 얻을 수가 있다.

$$\begin{aligned}
& EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \rho A \left(1 + \frac{E}{kG}\right) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho^2 I}{kG} \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} \\
& + \frac{EI}{kAG} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} - \frac{\rho I}{kAG} \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} - f = 0
\end{aligned} \quad (2.11)$$

자유진동에 대해서 $f=0$ 이고, 식(2.11)은 다음과 같이 간단한 다항식으로 나타낼 수가 있다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \rho A \left(1 + \frac{E}{kG}\right) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho^2 I}{kG} \frac{\partial^4 w}{\partial t^4} = 0 \quad (2.12)$$

다음의 경계조건들은 식(2.11)과 또는 식(2.12)의 해에 적용되어야 한다[5,6].

1. 고정단 : $\psi = w = 0$
2. 단순지지단 : $EI \frac{\partial \psi}{\partial x} = w = 0$
3. 양단 자유단 : $kAG \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \psi\right) = EI \frac{\partial \psi}{\partial x} = 0$

2.2 양단 자유인 보의 상하진동

앞절에서 티모셴코보 이론을 바탕으로 얻은 보의 자유진동 운동 방정식을 이용하여 Fig. 2.4의 모델과 같이 보의 고유진동수를 구해 보았다. 선박의 진동해석에 있어 경계조건은 양단 자유의 경계조건이라고 생각하기 때문에 실린더 보의 경계조건도 선박에서의 경계조건과 동일하게 하여 고유진동수를 구하였다. 그리고, 현재 널리 사용되고 있는 범용 유한요소 프로그램을 이용하여 실린더의 고유진동수를 구하여 이론을 바탕으로 한 실린더의 고유진동수와 유한요소 프로그램을 이용한 실린더의 고유진동수를 비교·검토 해 보았다. 실린더의 재원과 특성은 Table 2.1에 요약하였다.

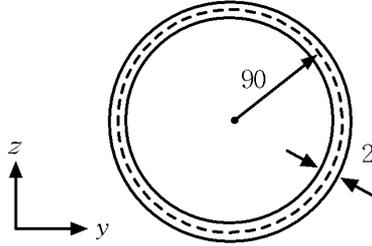


Fig. 2.4 Cross section of cylinder (unit : inch)

Table 2.1 Material and property of cylinder

Items		Unit
Modulus of Elasticity (E)		30 GPa
Shear modulus of Elasticity (G)		11.54 GPa
Density (ρ)		$7.83e-4 \frac{lb_f \cdot s^2}{in^4}$
Timoshenko's shear Coefficient	k_y	0.5
	k_z	0.5
Length		3600 in
Area		1130.9734 in^2
I_y		4581007.5 in^4
I_z		4581007.5 in^4

먼저, 이론식에 의한 고유진동수 방정식을 구해보면 다음과 같다. 먼저 식(2.7)과 식(2.8)을 다음과 같이 표기한다.

$$(EI\Psi_x)_x + kAG(w_x - \Psi) - \rho I\Psi_{tt} = 0 \quad (2.13)$$

$$(kAG(w_x - \Psi))_x - \rho Aw_{tt} = 0 \quad (2.14)$$

여기서, $w(x, t) = y(x) \cos \overline{wt}$, $\Psi(x, t) = \Theta(x) \cos \overline{wt}$ 라두고 식(2.13)과 식(2.14)에 대입하면 다음과 같다.

$$(EI\Theta_x)_x + kAG(y_x - \Theta) + \rho I\overline{w}^2\Theta = 0 \quad (2.15)$$

$$(kAG(y_x - \Psi))_x + \rho A \overline{w^2} y = 0 \quad (2.16)$$

여기서, $\overline{w^2}$ 은 고유치 변수이며 식(2.15)과 식(2.16)을 이제부터 다음과 같이 표기한다.

$$EI\theta'' + kAG(y' - \theta) + \rho I \overline{w^2} \theta = 0 \quad (2.17)$$

$$kAG(y'' - \theta') + \rho A \overline{w^2} y = 0 \quad (2.18)$$

초기 자유단의 경계조건에서 w 와 Ψ 는 다음과 같이 된다.

$$y_x - \theta \Big|_{x=0, L} = 0, \quad \theta_x \Big|_{x=0, L} = 0 \quad (2.19)$$

여기서, $\xi = \frac{x}{L}$, $\beta^2 = \frac{\rho AL^4 \overline{w^2}}{EI}$, $r^2 = \frac{I}{AL^2}$, $s^2 = \frac{EI}{kAGL^2}$ 라 정의하면 식(2.17)와 식(2.18)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$s^2 \theta'' - (1 - \beta^2 r^2 s^2) \theta + \frac{y'}{L} = 0 \quad (2.20)$$

$$y'' + \beta^2 s^2 y - L \theta' = 0 \quad (2.21)$$

식(2.19)의 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{y'}{L} - \theta \Big|_{\xi=0,1} = 0, \quad \theta' \Big|_{\xi=0,1} = 0 \quad (2.22)$$

식(2.20)과 식(2.21)을 y 와 θ 에 관하여 풀어보면 다음과 같은 4차 방정식이 된다.

$$y'''' + \beta^2 (r^2 + s^2) y'' - \beta^2 (1 - \beta^2 r^2 s^2) y = 0 \quad (2.23)$$

$$\Theta'''' + b^2(r^2 + s^2)\Theta'' - b^2(1 - b^2 r^2 s^2)\Theta = 0 \quad (2.24)$$

식(2.23)과 식(2.24)을 풀기 위해서는 $y = Ce^{\lambda x}$ 라 놓고 풀면 다음과 같다.

$$\lambda^4 + b^2(r^2 + s^2)\lambda^2 - b^2(1 - b^2 r^2 s^2) = 0 \quad (2.25)$$

위의 식(2.25)을 근의 공식에 의해 풀어보면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lambda^2 &= \frac{-b^2(r^2 + s^2) \pm \sqrt{b^4(r^2 + s^2)^2 + 4b^2(1 - b^2 r^2 s^2)}}{2} \\ &= -b^2 \left(\frac{r^2 + s^2}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{r^2 - s^2}{2}\right)^2 + \frac{1}{b^2}} \right) \end{aligned} \quad (2.26)$$

식(2.25)은 4계 미분방정식이므로 해는 다음과 같은 4개를 구할 수 있다. 즉, $\lambda_{1,2} = \pm \alpha bi$, $\lambda_{3,4} = \pm \beta bi$ 라 놓으면 α, β 는 다음과 같다.

$$\alpha = \left[-\frac{r^2 + s^2}{2} - \sqrt{\left(\frac{r^2 - s^2}{2}\right)^2 + \frac{1}{b^2}} \right]^{1/2} \quad (2.27)$$

$$\beta = \left[-\frac{r^2 + s^2}{2} + \sqrt{\left(\frac{r^2 - s^2}{2}\right)^2 + \frac{1}{b^2}} \right]^{1/2} \quad (2.28)$$

따라서, $y(\xi) = C(e^{\lambda_1 bi} + e^{\lambda_2 bi} + e^{\lambda_3 bi} + e^{\lambda_4 bi})$ 는 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$y_1 = c_1 \cos \alpha \xi + c_2 \sin \alpha \xi + c_3 \cos \beta \xi + c_4 \sin \beta \xi \quad (2.29)$$

위와 같은 풀이로 $\Theta(\xi)$ 에 대한 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Theta = d_1 \sin \alpha \xi + d_2 \cos \alpha \xi + d_3 \sin \beta \xi + d_4 \cos \beta \xi \quad (2.30)$$

c_i ($i=1, 2, 3, 4$)와 d_i ($i=1, 2, 3, 4$)는 식(2.20)과 식(2.21)에서 결정되어진다

$$-\frac{y'}{L} - \Theta \Big|_{\xi=0,1} = (-b^2 r^2 s^2)\Theta - s^2\Theta'' \Big|_{\xi=0,1}, \Theta' \Big|_{\xi=0,1} = 0 \quad (2.31)$$

위의 식에 ξ 가 0, 1일 때는 각각 다음과 같다.

$$-\frac{y'}{L} \Big|_{\xi=0,1} = 0 \text{ 일 때}$$

$$\xi = 0 \rightarrow d_2(b^2 s^2(a^2 - r^2) + d_4(b^2 s^2(\beta^2 - r^2)) = 0$$

$$\xi = 1 \rightarrow d_1(b^2 s^2(a^2 - r^2)\sin \alpha + d_2(b^2 s^2(a^2 - r^2)\cos \alpha + d_3(b^2 s^2(a^2 - r^2)\sin \beta + d_4(b^2 s^2(\beta^2 - r^2)\cos \beta) = 0$$

$$\Theta' \Big|_{\xi=0,1} = 0 \text{ 일 때}$$

$$\xi = 0 \rightarrow d_1 \alpha + d_3 \beta = 0$$

$$\xi = 1 \rightarrow d_1 \alpha \cos \alpha - d_2 \alpha \sin \alpha + d_3 \beta \cos \beta - d_4 \beta \sin \beta = 0$$

$D = [d_1, d_2, d_3, d_4]^T$ 일 때 식 $\Theta(x)$ 의 계수는 행렬로 계산이 가능하다.

$$Z = \begin{bmatrix} 0 & \frac{s^2}{a^2 - s^2} & 0 & -\frac{s^2}{-s^2 + \beta^2} \\ \alpha^2 & 0 & \beta^2 & 0 \\ \frac{s^2 \sin \alpha}{a^2 - s^2} & \frac{s^2 \cos \alpha}{a^2 - s^2} & \frac{s^2 \sin \beta}{\beta^2 - s^2} & \frac{s^2 \cos \beta}{\beta^2 - s^2} \\ \alpha \cos \alpha & -\alpha \sin \alpha & \beta \cos \beta & -\beta \sin \beta \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$(b^2(a^2 - s^2) = (a^2 - r^2), b^2(\beta^2 - s^2) = (\beta^2 - r^2))$

즉, 식(2.23)와 같이 나타낼 수가 있다

$$[Z][D] = [0] \quad (2.33)$$

그러므로, 위 식을 만족하는 해는 $\det(Z) = 0$ 을 만족하는 값이다. 따라서, 식 (2.33)은 다음과 같은 식이 만들어진다.

$$\det(Z) = 2(1 - \cos \alpha \cos \beta) + \frac{b}{(b^2 r^2 s^2 - 1)^{1/2}} \cdot (b^2 r^2 (r^2 - s^2)^2 + 3r^2 - s^2) \sin \alpha \sin \beta = 0 \quad (2.34)$$

또한 식(2.33)을 풀어 보면 행렬에서의 계수행렬 $[D]$ 값을 구할 수가 있다.

$$\begin{aligned} d_2 &= -d_4 \times \frac{\beta^2 - s^2}{a^2 - s^2}, \quad d_3 = -d_1 \times \frac{a}{\beta} \\ d_2 &= d_1 \times \frac{\lambda \cos \alpha - \lambda \cos \beta}{\lambda \sin \alpha - \zeta \sin \beta} \end{aligned} \quad (2.35)$$

$\lambda = \frac{a}{\beta}$, $\zeta = \frac{\beta^2 - s^2}{a^2 - s^2}$, $\delta = \frac{\lambda \cos \alpha - \lambda \cos \beta}{\lambda \sin \alpha - \zeta \sin \beta}$ 라고 놓으면 식(2.35)은 다음과 같이 간단하게 나타낼 수가 있다.

$$d_4 = -d_2 \times \zeta, \quad d_3 = -d_1 \times \lambda, \quad d_2 = d_1 \times \delta \quad (2.36)$$

앞서 구한 계수값을 식(2.30)에 대입하면 다음과 같다.

$$\Theta = \alpha \sin \alpha \zeta + \delta \cos \alpha \zeta - \lambda \sin \beta \zeta - \delta \zeta \cos \beta \zeta \quad (2.37)$$

경계조건 $\frac{y'}{L} - \Theta \big|_{\zeta=0,1} = 0$, $\Theta' \big|_{\zeta=0,1} = 0$ 을 이용하여 $y(\zeta)$ 의 계수값을 구할 수가 있다.

$$c_2 = -c_1 \times \delta, \quad c_3 = -c_1 \times \lambda^2, \quad c_4 = c_1 \times \lambda \times \zeta \times \delta \quad (2.38)$$

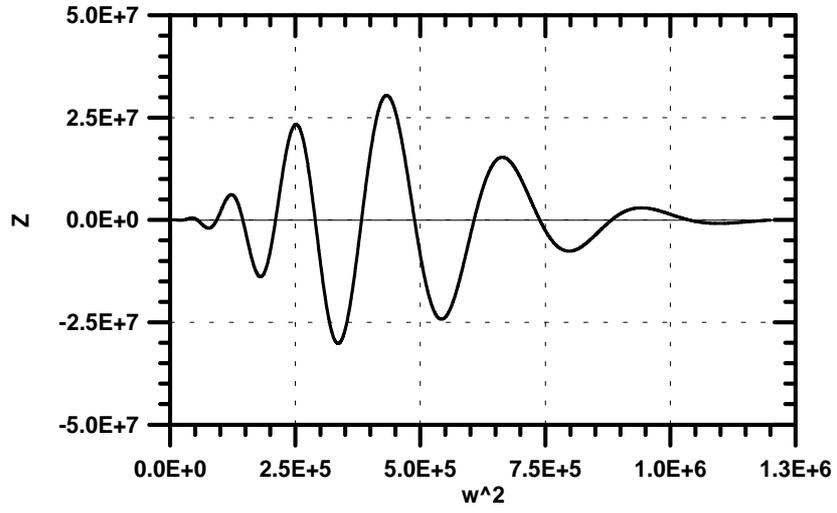
식(2.38)를 식(2.29)에 대입하여 풀어 보면 다음과 같다.

$$y = C(\cos \alpha \zeta - \delta \sin \alpha \zeta - \lambda^2 \cos \beta \zeta + \lambda \zeta \delta \sin \beta \zeta) \quad (2.39)$$

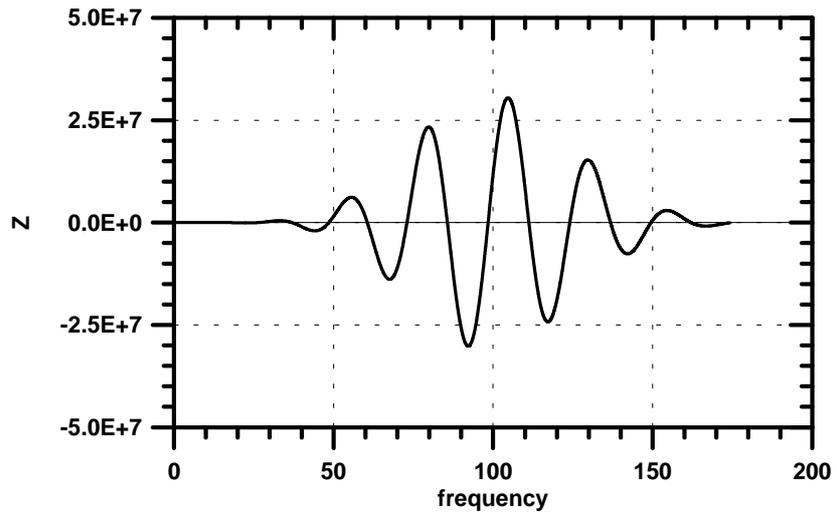
식(2.37), (2.39)를 이용하면 보의 고유 진동형을 구할 수가 있게 된다[7].

보의 단면 특성치 및 재료 특성치가 Table 2.1과 같이 주어지면 식(2.34)을 만족하는 보의 고유진동수 w_n 을 구할 수가 있다. 식(2.34)을 손으로 계산은 하는 것이 다소 어려움이 있기 때문에 Matlab이라는 프로그램을 이용하여 풀어보면 쉽게 해

를 구할 수가 있다. 먼저 식(2.34)에서 $\overline{\omega^2}$ 에 따른 값을 그래프로 나타내면 다음과 같은 Fig. 2.5에서 (a)와 같이 나타낼 수가 있다. 여기서 $\overline{\omega} = 2\pi f$ 라는 식을 이용하면 Fig. 2.5에서 X축의 값을 f (Hz)로 나타내면 Fig. 2.5의 (b)같이 나타낼 수가 있는데 여기서 Y축을 0을 만족시키는 X축의 값 f 가 실린더에 대한 각진동수에 따른 f (Hz)가 된다.



(a) w^2



(b) $f(Hz)$

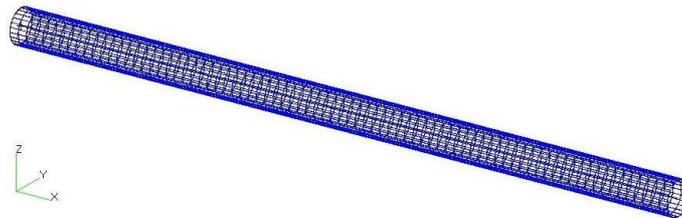
Fig. 2.5 Graph of cylinder w^2 and $f(Hz)$

2.3 유한요소법을 이용한 보의 상하진동 해석

Fig. 2.6의 보를 상용유한요소 프로그램인 MSC-Nastran으로 절점(node)과 요소(element)로 모델링을 하면 Fig. 2.6에 보이는 (a)와 같다. 절점은 21개이면 요소는 20개이다. Fig. 3.3의 (b)는 보를 3차원으로 확대하여 나타낸 것이다[8].



(a) Finite element mesh model (1-D)



(b) Finite element model (3-D)

Fig. 2.6 Finite element mesh of cylinder model

티모셴코보 이론에 의해 Fig. 2.4에 대한 실린더의 고유진동수와 상용 유한요소(MSC-Nastran)을 이용한 진동수를 비교하기 위해 Table 2.2에 정리하여 나타내었다. 두 가지의 결과에 있어 크게 차이가 나지 않는다고 판단 할 수가 있다.

Table. 2.2 Comparison of frequency of Timoshenko theory and MSC-Nastran

Mode No.	Theory	MSC Nastran	Difference (%)	Mode No.	Theory	MSC Nastran	Difference (%)
	Frequency (Hz)				Frequency (Hz)		
2	3.364	3.389	0.74	7	48.500	50.291	3.56
3	8.967	9.100	1.46	8	60.576	62.931	3.74
4	16.793	17.169	2.19	9	73.006	75.916	3.83
5	26.285	27.041	2.80	10	85.649	89.095	3.87
6	36.978	38.221	3.25	11	98.409	102.37	3.87

3. 보유추 해석을 이용한 선체진동 해석

앞서 전술했듯이 보의 단면특성치 및 재료 특성치가 주어지면 고유진동수 방정식인 식(2.34)으로부터 보의 고유진동수를 구할 수 있고, 식(2.37), (2.39)로부터 특정 고유진동수에 대응한 고유진동형을 구할 수 있다. 선체는 길이방향으로 질량분포 및 강성분포가 불균일하므로 변단면 보로 유추하여야 하는데 해석적 엄밀해를 구하기가 매우 곤란하다. 따라서 근사해법에 의거한 선체상하진동 근사해석방법으로는 Myklestad-Prohl 모델링에 의해 이산화되고 전달행렬방법을 적용하는 것이 가장 일반적인 방법이다. Fig. 3.1에 보인 바와 같이 우선 선체를 n 개의 보요소로 분할하여 한 보요소의 질량 및 굽힘에 대한 회전관성모멘트를 그 요소의 질량 중심위치에 집중시키고, 각 집중질량요소는 일정크기의 강성을 갖는 탄성성분에 의하여 인접한 질량요소에 연결되는 것으로 모델링하고, 이렇게 선체를 n 개의 이산계로 치환한 다음 티모셴코보 이론에 의거한 전달행렬방법에 의해 고유진동수 및 고유진동형 산식을 정식화한다[9,10].

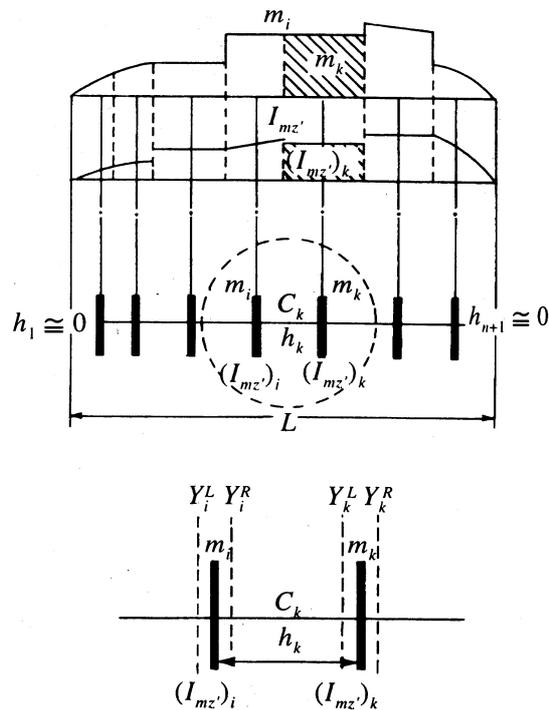


Fig 3.1 Equivalent lumped mass model for the hull girder

각 스테이션(station)에 대한 횡변위 y , 굽힘각 ψ , 전단력 V 및 굽힘모멘트 M_B 로 구성되는 상태량벡터 Y 를

$$Y = [y, \psi, V, M_B]^T \quad (3.1)$$

와 같이 정의할 때, 서로 인접한 k (좌단으로부터 1, 2, ...) 및 $k+1$ ($k = i+1$)-스테이션 좌단 상태량벡터 관계식은 i -스테이션과 k -필드(field)로 구성되는 기본구성요소에 대한 전달행렬 A_k 에 의해

$$Y_k^L = A_k Y_i^L \quad (3.2)$$

와 같이 표현된다. 분할요소수를 충분히 크게 하면 Fig. 3.1에 보인 바와 같이 좌단·우단 탄성성분은 무시할 수 있어 계 전체의 전달행렬 $T_{(n+1)}$ 은

$$T_{(n+1)} = A_{(n+1)} \cdot A_n \cdot A_{n-1} \cdots A_2 \quad (3.3)$$

와 같이 나타낼 수가 있다. 여기서 A_{n+1} 은 n -스테이션의 포인트(point)전달행렬이다. 따라서, 전체 좌단·우단 끝단면의 상태량벡터 관계식은 다음과 같다.

$$Y_n^R = T_{(n+1)} Y_1^L \quad (3.4)$$

식(3.2) 및 식(3.3)에서 전달행렬 A_k ($k=2, 3, \dots, n$) 및 A_{n+1} 의 요소는 다음과 같다.

$$A_k = \begin{pmatrix} 1 - w^2 m_{k-1} \left(\frac{h_k}{C_{2k}} - \frac{h_k^3}{6 C_{1k}} \right) & -h_k + w^2 (I_{mz})_{k-1} \frac{h_k^2}{2 C_{1k}} & -\frac{h_k}{C_{2k}} + \frac{h_k^3}{6 C_{1k}} & \frac{h_k^2}{2 C_{1k}} \\ -w^2 m_{k-1} \frac{h_k^2}{2 C_{1k}} & 1 - w^2 (I_{mz})_{k-1} \frac{h_k}{C_{1k}} & -\frac{h_k^2}{2 C_{1k}} & -\frac{h_k}{C_{1k}} \\ w^2 m_{k-1} & 0 & 1 & 0 \\ w^2 m_{k-1} h_k & w^2 (I_{mz})_{k-1} & h_k & 1 \end{pmatrix} \quad (k=2, 3, \dots, n) \quad (3.5)$$

$$A_{n+1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ w^2 m_n & 0 & 1 & 0 \\ 0 & w^2 (I_{mz'})_n & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

여기서

m_k	:	k - 요소의 부가수질량을 포함한 질량
$(I_{mz'})_k$:	k - 요소의 회전관성
h_k	:	k - 요소의 질량중심간 거리
C_{1k}	:	k - 탄성성분의 굽힘강성
C_{2k}	:	k - 탄성성분의 전단강성
w	:	원진동수

해석에 필요한 계 특성치는 크게 관성파라미터와 강성파라미터로 구분할 수 있으며, 강성파라미터들은 적하상태와 무관하나 관성파라미터들은 적하상태에 따라 변한다. 관성파라미터는 적재된 화물을 포함한 선체질량과 부가수질량 및 부가수질량 효과 기여분을 포함한 회전관성이다. 선체질량은 각 하중상태에 대한 중량분포도부터 구할 수 있고 회전 관성은 다음 근사식으로부터 구할 수 있다.

$$(I_{mz'})_k = m_k \frac{1}{12} (D_k^2 + h_k^2) + \Delta I_{mz'} \quad (3.7)$$

여기서

m_k	:	k - 요소의 선체질량
D_k	:	용골로부터 상갑판까지의 높이
h_k	:	k - 요소의 길이
$\Delta I_{mz'}$:	부가수질량의 기여분

단위길이당 부가수질량은 먼저 2차원 부가수질량을 구하고 이에 3차원 수정계수를 곱하여 다음과 같이 산정한다.

$$m_v = \frac{1}{2} J_v C_v \rho \pi b^2 \quad (3.8)$$

여기서

- m_v : 상하진동시의 단위길이당 부가수질량
- J_v : 모드차수에 따른 3차원 수정계수
- ρ : 물의 밀도
- b : 배의 수선면 반폭
- C_v : 2차원 부가수질량계수

보통선박의 경우 대부분의 단면에 대해서는 C_v 를 Lewis 선형(form) 근사에 의해 산정 할 수 있다. Lewis 선형이란 등각사상함수 $\mathcal{A}(\zeta) = \mathcal{A}(\zeta + a_1\zeta^{-1} + a_3\zeta^{-3})$ 에 의해 얻어질 수 있는 단면형상인데, 이 경우 C_v 는 다음과 같이 계산된다.

$$C_v = 1 + (1 + \lambda - \alpha)(\lambda - \alpha) \quad (3.9)$$

여기서

$$\alpha = \frac{1}{2} \left\{ 3(1 + \lambda) - (1 + 10\lambda + \lambda^2 - \frac{32\sigma\lambda}{\pi})^{0.5} \right\}$$

$$\lambda = \frac{d}{b}$$

- d : 흘수
- σ : 단면적계수

식(3.9)에 의한 C_v 계산에 있어서 유의해야 할 점은 등각사상이 가능한 λ 및 σ 의 범주인데, 이는 Table 3.1과 같다. 일반적으로 비대한 대형선에서 중앙부의 단면적계수는 1.0에 가까워 Table 3.1의 범주를 벗어난다. 이 경우의 C_v 는 Townsin의 권고에 따라 Table 3.2를 기준으로 보간법에 의해 산정하는 것이 좋다 [9].

Table 3.1 Category of section shape permissible from Lewis form approximation

$\lambda (= d/\delta)$	α	σ
0.6	1.3 - 1.75	0.412 - 0.930
0.8	1.4 - 2.00	0.353 - 0.942
1.0	1.5 - 2.25	0.294 - 0.957
1.4	1.9 - 2.65	0.379 - 0.937
1.8	2.3 - 3.05	0.425 - 0.925
2.5	3.0 - 3.75	0.471 - 0.914
5.0	5.5 - 6.25	0.530 - 0.898

Table 3.2 Estimates of midship section C_v for full ship

b/d	1.667	1.25	1.0	0.714	0.556	0.4	0.2
$\sigma = 1.00$	1.41	1.46	1.51	1.60	1.67	1.77	1.97
$\sigma = 0.98$	1.27	1.31	1.36	1.44	1.50	1.59	1.77

만곡부 용골로 인한 C_v 증분에 대해서는 Table 3.3에 주어진 Wendel의 연구결과를 이용하여 수정할 수 있다.

Table 3.3 Correction C_v for bilge keel

k/d	0	0.05	0.123	0.228
C_v 증분(%)	0	6.7	19.0	39.5

여기서

k : 만곡부용골의 깊이
 d : 흘수

J_v 는 3차원 부가수질량 수정계수란 물의 3차원 유동효과를 고려하는 수정계수이다. Townsin은 모형실험으로부터 식(3.10) 같은 3차원 수정계수 J_{vn} 근사식을 도출 하였다.

$$J_{vn} = 1.02 - 3\left(1.2 - \frac{1}{n}\right) \frac{B}{L} \quad (3.10)$$

여기서

n : 진동형의 절수
 L : 선체 길이
 B : 수선면의 폭

이론적으로는 Taylor와 Matsuura등이 회전타원체에 대하여 3차원 수정계수를 구하였는데 그 결과는 Table 3.4에 정리되어 있다.

또, Kumai, Kim, K. C., 김창렬등이 유한장 타원단면 주상체에 대하여 3차원 수정계수를 계산하였는데[10,11,12], 이것은 단면의 폭·흘수 비의 영향이 반영되어 있다는 점과 전장에 걸쳐 균일단면이라는 점이 중요한 특징이다. 선체의 기하학적 특성을 고려하여 세장선(fine ship)에 대하여는 회전타원체에 대한 값을 비대선(full ship)에 대하여는 유한장 타원단면 주상체에 대한 값을 사용하는 것이 바람직하다. 유한장 타원단면 주상체에 대하여 3차원 수정계수는 Table 3.5에 정리되어 있다[9].

Table 3.4 Three dimensional correction factor(J_v) for inertia ellipsoid

L/B	6	7	8	9	10
2절 진동	0.674	0.723	0.764	0.797	0.825
3절 진동	0.564	0.633	0.682	0.723	0.760
4절 진동	0.513	0.575	0.631	0.659	0.703

상하진동을 해석하기 위한 강성과라미터로는 굽힘강성과 전단강성이 있다. 단면의 굽힘강성 C_1 은 먼저 종통부재의 수평중성축에 대한 단면 2차 모멘트 I 를 구하고 이에 인장탄성 계수 E 와 굽힘강성 계수 ν 를 곱한 값이다. 즉, 식(3.11)과 나타낼 수 있다.

$$C_1 = EI\nu \tag{3.11}$$

I 의 계산에는 외판, 갑판, 용골, 이중저구조의 내저판, 종늑골, 종격벽 등 모든 종통재가 포함된다. 단, 그 단면근처에서 끝나거나 종통길이가 선박길이의 1/3미만인 부재는 제외된다. 유효굽힘강성계수 ν 는 선체가 판-상자(plate-box)형 거더이기 때문에 제기되는 유효폭 개념에 입각한 I 의 수정계수이다.

Table 3.5 J_ν derived from finitely-long elliptic cylinders.

절수(mode)		2	3	4	5	6	7
B/d	L/B						
1.0	4.0	0.442	0.375	0.321	0.278	0.245	0.219
	5.0	0.500	0.433	0.376	0.330	0.293	0.263
	6.0	0.547	0.482	0.424	0.376	0.336	0.306
	7.0	0.589	0.524	0.466	0.416	0.375	0.341
	8.0	0.621	0.560	0.503	0.453	0.410	0.374
	9.0	0.650	0.592	0.536	0.486	0.442	0.405
	10.0	0.675	0.620	0.565	0.515	0.472	0.434
2.0	4.0	0.526	0.458	0.399	0.351	0.311	0.279
	5.0	0.585	0.520	0.460	0.409	0.367	0.332
	6.0	0.632	0.571	0.512	0.460	0.416	0.379
	7.0	0.670	0.612	0.556	0.504	0.460	0.421
	8.0	0.701	0.648	0.593	0.543	0.498	0.459
	9.0	0.728	0.678	0.626	0.577	0.532	0.493
	10.0	0.750	0.703	0.654	0.607	0.563	0.524
3.0	4.0	0.557	0.490	0.429	0.378	0.337	0.303
	5.0	0.616	0.553	0.493	0.441	0.396	0.359
	6.0	0.663	0.604	0.546	0.493	0.448	0.408
	7.0	0.698	0.644	0.589	0.537	0.492	0.452
	8.0	0.730	0.680	0.628	0.578	0.533	0.493
4.0	4.0	0.575	0.508	0.448	0.397	0.353	0.317
	5.0	0.634	0.571	0.510	0.457	0.411	0.373
	6.0	0.679	0.621	0.564	0.510	0.465	0.424
	7.0	0.715	0.663	0.608	0.557	0.510	0.470
	8.0	0.745	0.697	0.645	0.596	0.551	0.510

전단강성 C_2 는 식(3.12)와 같이 정의된다.

$$C_2 = kAG \quad (3.12)$$

여기서

A	:	종통부재의 단면적
k	:	단면의 전단형상계수
G	:	전단탄성계수

C_2 의 산정에 있어서 중요한 인자는 전단형상계수 k 인데, 이는 단면형상 및 하중분포에 따라 그 값이 달라진다. 탄성학적 엄밀해석이 난해하여 티모셴코 이래 수많은 연구가 이루어져 왔으나 아직도 미흡하다. 선체진동해석에 있어서 보편적으로 사용되고 있는 방법으로는 투영면적법과 변형에너지법을 들 수 있다. 투영면적법은 선체를 I-거더로 유추하는 방법, 즉 종통부재의 단면적 A 의 진동방향에 평행한 축에 대한 투영면적을 유효전단면적으로 하는 방법이다. 이 방법은 2절진동에 대해서는 유용하나 3절 이상의 진동형에 대해서는 사용될 수 없다. 변형에너지법에서는 선체단면의 전단류분포를 이용하여 전단계수를 산정하는데, Poisson비를 무시하는 편의적 방법이 보편적으로 적용된다. 여기에서는 그 기초개념만 기술한다. 박판보에서 단면도심을 통하여 전단력 Q 가 작용할 경우 보의 단위 길이당 탄성변형에너지 E_s 는

$$E_s = \frac{Q^2}{2G} \int_s \tau_0^2(s) A(s) ds \quad (3.13)$$

이다. 여기서 G 는 전단탄성계수, s 는 부재의 둘레길이(girth length)좌표, $A(s)$ 는 부재두께, $\tau_0(s)$ 는 단위전단력 작용하의 전단응력($\tau = Q \cdot \tau_0$)분포이다. 한편, 유효전단면적을 K_0A 로 표기하면 전단력이 한 일은

$$E_s = \frac{1}{2} \frac{Q^2}{K_0AG} \quad (3.14)$$

이므로, 편의적 변형에너지법에 의한 전단형상계수 K_0 는 다음과 같이 정의된다.

$$K_0 = \frac{1}{A \int_s \frac{q_0^2(s)}{\lambda(s)} ds} \quad (3.15)$$

여기서 $q_0(s) = \tau_0(s)\lambda(s)$ 는 단위전단력에 대한 전단류이다[13].

따라서, $T_{(n+1)} = [t_{ij}](i, j = 1, 2, 3, 4)$ 로 표현하고, 식(3.4)에 양단자유 경계조건 $Q = M_B = 0$ 을 Y_1^* 및 Y_n^* 에 대입하면 진동수방정식은 다음과 같다.

$$\Delta(w) = \begin{bmatrix} t_{31} & t_{42} \\ t_{41} & t_{32} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.16)$$

이러한 방식을 이용한 보유츄 해석에서 대체로 5차 또는 6차까지의 저차진동수 영역에서 정확도 높은 결과를 얻을 수 있다. 그 이상의 고차진동수 영역에 있어서는 이중저구조·중통격벽 등의 국부진동 연성효과가 커서 단일 보유츄이론에 의한 고유진동수는 실제보다 높은 값인데 그 차이는 차수가 높아질수록 커진다는 것을 유의하여야 한다[9].

4. 보유주 휘핑응답 해석

4.1 1차원 보유주 해석의 휘핑운동 지배방정식

서론에서 언급했듯이 가스구체 압력파에 의해 함정 선체거더는 상하방향 보거동 운동, 즉 휘핑에 의하여 유발되는 과도한 굽힘모멘트로 인하여 심할 경우 종강도를 상실할수 있다. 이러한 과도한 선체거더 휘핑은 가스구체의 맥동주기가 함정 선체거더 저차 상하 고유진동주기와 비슷하기 때문에 발생하며, 수중폭발이 선저 직하방향에서 일어나는 경우 가스구체의 부력에 의한 수직상승이동으로 인하여 상당히 인접한 거리에서 충격하중이 작용할 수 있기 때문에 발생하게 된다. 수중폭발 가스구체에 의한 선체 휘핑 문제는 Chertock의 일련의 연구에 의해 처음으로 시작되었으며 Hick[14]가 이를 바탕으로 실제 선체거더 휘핑응답 해석에 활용할 수 있는 티모센코보 유추 해석방법을 정립하고 실험을 통하여 해석결과를 검증하였다. 현재까지는 선체거더 휘핑해석을 위한 가스구체 충격력 산정에 있어서는 Hicks가 정립한 가스구체 운동방정식이 사용되고 있으며 이는 국내에 있어서도 최근 정 등[15] 및 박 등[16] 이 Hicks의 방법에 따라 선체거더 휘핑응답해석을 수행한 있다. 이하에서는 Hicks의 방법에 의한 선체거더 휘핑응답해석 방법을 간략히 기술한다. 가스구체 압력파에 의한 선체거더 휘핑운동 지배방정식은 통상의 선체거더 진동해석에 있어서와 마찬가지로 유체-구조 상호작용을 부가수질량효과로 근사 시킴으로써 다음과 같이 얻을 수 있다[9].

$$\begin{aligned} & ([M_s] + [M_a])\ddot{y}(\lambda) + [C_s]\dot{y}(\lambda) + ([K_s] \\ & + [K_b])y(\lambda) = ([M_a] + [M_b])\dot{z}(\lambda) \end{aligned} \quad (4.1)$$

여기서, $[M_s]$, $[C_s]$ 및 $[K_s]$ 는 각각 선체거더 질량, 감쇠 및 강성행렬이고 $[M_a]$, $[M_b]$ 및 $[K_b]$ 는 각각 부가수질량, 배수질량 및 부력에 의한 강성행렬이며 $y(\lambda)$ 는 절점 변위벡터이고 $\dot{z}(\lambda)$ 는 절점에서의 가스구체의 거동에 의한 수직방향 유체가속도벡터로서 식에서 계산되는 수직성분이다. 본 논문에서는 위 식의 해를 구하기 위해서 모달해석(modal analysis)와 4차 Runge-kutta 시간적분법을 사용하여 코드를 개발한 휘핑응답 프로그램인 UNDEXWHIP을 사용했다[17].

4.2 LS-DYNA/USA를 이용한 3차원 휘핑운동 지배방정식

LS-DYNA라는 범용 구조유한요소해석 프로그램에 미국 Lockheed사가 경제요소

법을 이용하여 개발한 수중폭발 충격해석 모듈인 USA(Underwater Shock Analysis)를 결합한 코드로서 수중폭발에 의한 구조물의 선형충격응답해석에 현재 널리 사용되고 있다[18,19]. LS-DYNA/USA을 이용한 휘핑해석의 지배방정식은 전술했듯이 유체-구조 상호작용을 부가수질량효과로 근사시킴으로써 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} [M_s]\ddot{x} + [C_c]\dot{x} + [K_s]x &= -GA_f(P_f + P_s) \\ [A_f]P_s &= [M_f]\dot{u}_s \\ [G]^T \dot{x} &= u_f + u_s \end{aligned} \quad (4.2)$$

여기서 $[M_s]$, $[C_c]$, $[K_s]$ 는 각각 구조계의 질량, 감쇠 및 강성행렬, $[A_f]$ 및 $[M_f]$ 는 각각 점수경계요소의 면적 대각행렬 및 부가수질량 행렬, x 는 구조절점 변위벡터, P_f 및 u_f 는 각각 가스구체의 거동에 의해 점수요소에게 작용하는 유체 압력 및 속도벡터, P_s 및 u_s 는 각각 구조물의 휘핑에 의해 주위 물에 방사되는 산란파(scattered wave)의 압력 및 이론 인한 유체속도벡터이고 $[G]$ 는 점수경계요소에서의 유체 자유도를 구조유한요소의 자유도로 변환하는 행렬이다.

식(4.2)는 구조계의 운동방정식, 유체-구조 상호작용을 부가수질량효과로 근사시킨 식, 점수면에서의 유체-구조의 적합조건식이다. 식(4.2)로 주어지는 유체-구조 연성방정식의 해 x 및 P_s (또는 u_s)를 구하기 위한 LS-DYNA/USA의 절차를 간략히 기술하면 다음과 같다. 구조계 대하여 LS-DYNA을 이용하여 작성된 유한요소모델의 기하학적 정보 및 계 특성행렬들을 추출하고 이들 자료들을 USA에 적합한 데이터형식으로 변환한다. 변환된 구조계의 유한요소모델 데이터와 USA에서 계산되는 점수경계요소의 단면적 및 부가수질량행렬과 가스구체의 맥동운동에 의한 유체력을 이용하여 USA내에서 직접시간적분법의 하나인 상호교환해석방법을 사용하여 구조계의 변위, 속도, 가속도를 계산한다. 구조계의 응답(절점 변위, 속도 및 가속도)이 계산되면 이들 결과로부터 LS-DYNA에서 다시 구조물에서 작용하는 응력을 계산한다. 상호교환해석방법에서는 안정된 해를 구하기 위한 수치적분기법이 매우 중요하며 USA프로그램에서는 시간적분을 위한 시간증분에 상관없이 항상 안정된 해를 얻을 수 있도록 휘핑응답 지배방정식을 다음과 같이 변환(augmentation)하여 시간적분법을 수행한다. 즉 식(4.2)에서 \dot{u}_s 에 유체-구조의 적합조건식을 이용하여 대입하면 다음과 같다.

$$[A_f]P_s = [M_f]([G]^T \dot{x} - \dot{u}_f) \quad (4.3)$$

식(4.2)에서 미지항인 $[G]^T \ddot{x}$ 를 구하기 위해 식(4.2)에서의 구조계의 운동방정식을 partition하여 그 결과를 식(4.3)에 대입한 후 양변에 $[A_f][M_f]^{-1}$ 를 전승하여 정리하면

$$\begin{aligned}
 ([D_f] + [D_s])P_s = & -\rho c[A_f][G]^T[M_s]^{-1}([C_s]\dot{x} + [K_s]x) \\
 & - [D_s]P_f - \rho c[A_f]\dot{u}_f
 \end{aligned} \quad (4.4)$$

여기서 $[D_f] = \rho c[A_f][M_f]^{-1}[A_f]$, $[D_s] = \rho c[A_f][G]^T[M_s]^{-1}[G][A_f]$ 로서 대칭행렬이다. 식(4.4)과 식(4.2)에서의 구조계의 운동방정식이 LS-DYNA/USA프로그램에서 접수구조물의 휘핑응답을 계산하기 위한 최종적인 지배방정식이 된다 [17].

4.3 가스구체의 거동 해석 및 유체충격력 산정

수중폭발시 초기충격파에 의해 주위 물의 상당한 부피변화가 생기며 압축성 유동이 발생한다. 초기충격파가 지나간 후에는 방사속도를 갖는 후류(afterflow)가 발생하며 이후의 가스구체의 맥동에 의한 유동은 비압축성의 이상유체로서 취급할 수 있다. 자유수면이 있는 무한수심의 이상유체속에서 가스구체가 맥동운동시구의 형태를 유지한다고 가정하면 가스구체의 맥동과 수직상승에 대한 무차원 운동방정식과 초기조건식은 다음과 같이 주어진다[9,14,18].

$$\begin{aligned}
 \dot{a} &= \sigma \\
 \dot{n} &= \lambda \\
 \dot{\sigma} &= -\frac{3\delta}{(2\delta - a)} \left[\frac{\sigma^2}{a} \left(1 - \frac{2a}{3\delta}\right) - \frac{\lambda^2}{6a} + \frac{n}{an_0} - \frac{(\gamma - 1)k}{a^{3\gamma + 1}} \right] \\
 &+ \frac{a}{4\delta^2} \left(C_d \frac{\lambda^2}{4a} + \frac{\sigma\lambda}{3} - \frac{a}{n_0} \right) \\
 \dot{n} &= -3 \left[\frac{1}{n_0} + \frac{\sigma\lambda}{a} - C_d \frac{\lambda^2}{4a} + \frac{a}{4\delta^2} (3\sigma^2 + a\dot{\sigma}) \right]
 \end{aligned} \quad (4.5)$$

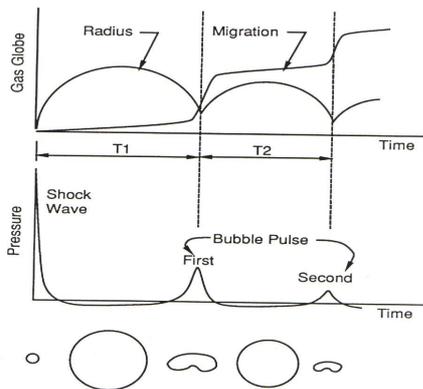
$$\begin{aligned}
 a(0) &= k^{-3(\gamma - 1)} \left[1 + \frac{k^{1 - \gamma}}{3(\gamma - 1)} \right] \\
 \sigma(0) &= 0 \\
 n(0) &= n_0 \\
 \lambda(0) &= 0
 \end{aligned} \quad (4.6)$$

여기서 a 는 무차원 가스구체 반경, σ 는 무차원 반경속도, η 는 폭발원에서의 무차원 수두, λ 는 무차원 수직상승이동속도, δ 는 무차원 폭발깊이, C_d 는 수직상승이동시 가스구체의 항력계수(=2.0~2.25), γ 는 단열상수, K 는 폭약의 종류에 따른 실험상수이고 상첨자 \cdot 는 시간에 따른 미분이다. Fig. 4.1은 시간에 따른 가스구체의 반경 및 수직상승 이동량과 폭발원으로부터 일정거리 떨어진 임의의 한 점에서의 압력이력을 개략적으로 보여주고 있다. 가스구체의 최대반경은 R_{max} 및 1차 주기는 T 로 표기 하였다.

Table 4.1 Constants of bubble maximum radius and 1st pulsating period for a few different explosives

	TNT	HBX-1	Pentolite
K_5	12.67	14.14	12.88
K_6	4.268	4.761	4.339

여기서 K_5 및 K_6 은 폭약의 종류에 따른 실험상수로서 Table 4.1에 몇 가지 폭약에 대한 값들을 정리하였다[20]. Fig. 4.2는 폭약 중량에 따른 가스구체의 반경 및 수직 상승속도를 시간이력으로 나타내었다. Fig. 4.2에서 보면 알 수 있듯이 동일한 K.S.F.(Keel Shock Factor)값을 가질 때 폭약중량이 클수록 가스구체의 반경 및 수직상승속도가 증가한다는 것을 알 수 있다.



1st pulsating period of gas bubble

$$T = K_5 \frac{W^{\frac{1}{3}}}{(D + 33)^{\frac{5}{6}}} \text{ (sec)}$$

Maximum radius of gas bubble

$$R_{max} = K_6 \frac{W^{\frac{1}{3}}}{(D + 33)^{\frac{1}{3}}} \text{ (ft)}$$

Fig. 4.1 Schematic history of an UNDEX

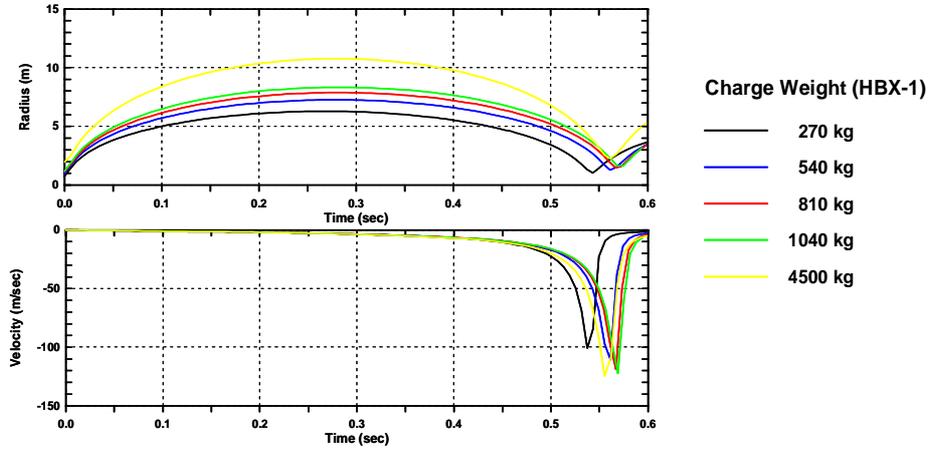


Fig. 4.2 Examples of the calculated time history of fluid acceleration and pressure due to a pulsating gas bubble

가스구체의 거동에 의한 유체충격력을 계산하기 위해 이상유체의 맥동운동과 부력 의해 수직상승 이동하는 가스구체에 의한 유동은 속도 포텐셜을 이용하면 기술 할 수가 있다. 자유수면의 영향을 고려하기 위해서는 Fig. 4.3와 같이 정상 가스구체를 도입하면 가스구체의 운동에 의한 물입자의 속도포텐셜 Φ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다[14].

$$\Phi = \frac{e_1}{r_1} + \frac{e_2}{r_1} \cos\theta_1 - \frac{e_1}{r_2} - \frac{e_2}{r_2^2} \cos\theta_2 \quad (4.7)$$

$$e_1 = \frac{\dot{v}}{3}, \quad e_2 = -\frac{\dot{v}}{2} \left(u_m + \frac{\dot{v}}{12a^2} \right)$$

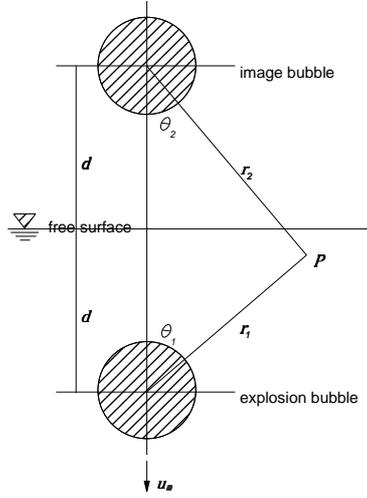


Fig. 4.3 An UNDEX gas bubble

여기서 ρ 는 가스구체의 부피, u_m 은 가스구체의 수직상승속도, 기타 기호는 Fig. 4.3에 보인바와 같다. 수중폭발이 선체에서 어느 정도 떨어진 곳에서 발생하여 선체가 가스구체의 운동에 의한 물입자의 속도포텐셜에 영향을 주지 않는다고 가정하면(이 가정은 통상 폭발깊이 d 가 $d > 2.5B_m$ 이면 만족된다[21]. 여기서 B_m 은 최대 수선폭이다.) 가스구체 반경방향으로의 물의 압력 p 및 속도 u 는 다음 식(4.8)으로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} p &= \rho \dot{\Phi} \\ u &= -\nabla \Phi \end{aligned} \quad (4.8)$$

여기서 상첨자 \cdot 는 시간에 대한 전미분으로서 $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u_m \frac{\partial}{\partial y}$ 로 계산된다. 식(4.8)에 식(4.7)을 대입하면 자유수면하 임의의 점 P 에서의 가스구체 반경방향으로의 물의 압력 p_I 은 식(4.9)과 같이 가속도 \dot{u}_i 는 식(4.10)과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} p_I = \rho \sum_{i=1}^2 \left\{ \frac{\dot{e}_1}{r_i} + \frac{\dot{e}_2}{r_i^2} \cos \theta_i \right. \\ \left. - u_m \left[\frac{e_1}{r_i^2} \cos \theta_i - \frac{e_2}{r_i^3} (1 - 3 \cos^2 \theta_i) \right] \right\} \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\dot{u}_I = \sum_{i=1}^2 \left\{ \frac{\dot{e}_1}{r_i^2} + 2 \frac{\dot{e}_2}{r_i^3} \cos \Theta_i - 2 u_m \left[\frac{e_1}{r_i^3} \cos \Theta_i - \frac{e_2}{r_i^4} (1 - 4 \cos^2 \Theta_i) \right] \right\}$$

(4.10)

위의 식을 이용하여 폭약중량에 따른 유체의 가속도와 압력을 시간이력으로 나타내면 Fig. 4.4와 같이 나타낼 수가 있다[2]. 그림에서 보면 알 수 있듯이 동일한 K.S.F. 값을 가질 때 폭약 중량이 작을수록 유체 충격력은 커진다는 것을 알 수 있다.

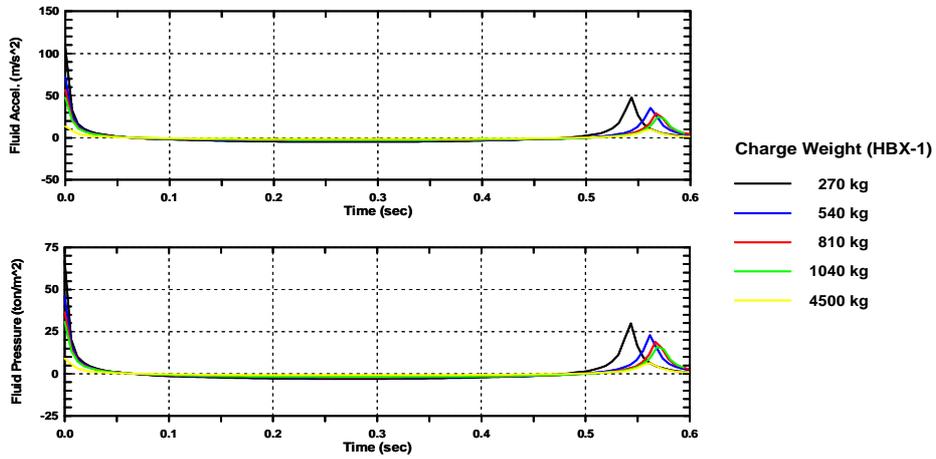


Fig. 4.4 Calculation example of the time history of fluid acceleration and pressure due to pulsating gas bubble

5. 가스구체 압력파에 의한 휘핑응답 해석

5.1 1차원 보유추 모델 및 3차원 유한요소 모델

1차원 휘핑해석은 대상함의 선체거더를 양단자유의 경계조건을 갖는 변단면 티모셴코보로 간주하고 Fig. 5.1에서 보는 바와 같이 $n+1$ 개의 절점과 n 개의 등가 티모셴코보로 모델링을 한다. 대상함의 하중은 절점에 집중질량처리하며 절점과 절점을 연결하는 보는 질량이 없는 것으로 간주한다. 대상함의 하중에 따른 부가수질량 및 시스템 파라미터들은 한국기계연구원에서 개발한 진동해석 프로그램인 VIBHUL을 이용하여 산정한다[2].

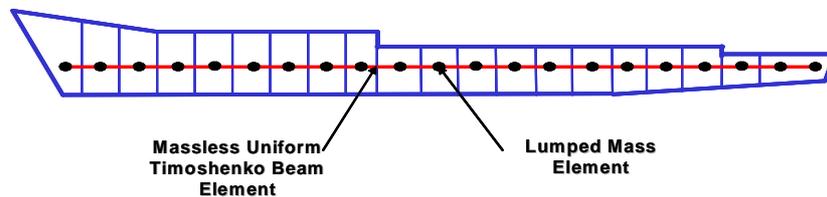
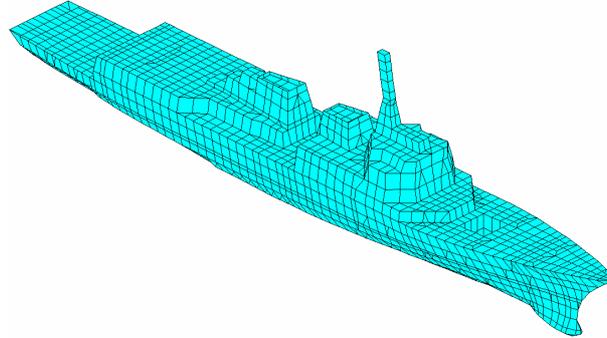
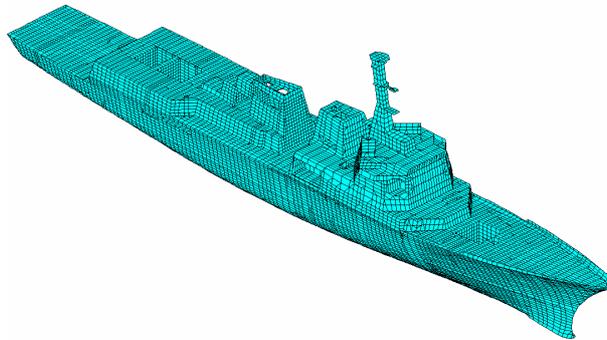


Fig. 5.1 Example of 1-D analysis model

1차원 휘핑응답 해석 프로그램으로는 한국기계연구원에서 티모셴코보 이론과 모드중첩법에 의거하여 개발한 선체거더 보유추 휘핑응답 해석 프로그램인 UNDEXWHIP을 사용한다. 1차원 보유추해석이 대체로 저차진동수 영역에서는 정확도 높은 결과를 얻을 수 있기 때문에 휘핑에 따른 대상함의 고유진동도 저차상하진동만 고려하였다. 3차원 유한요소 해석에 있어서는 대상함의 선체 단면이 합정 특성상 중심축에 대하여 비대칭이기 때문에 전선을 유한요소로 모델링을 한다. 휘핑에 의한 대상함의 선체거더는 글로벌 보 거동이기 때문에 3차원 유한요소 해석 모델링에 있어서는 선체거더의 3차원 유한요소 진동해석 모델에서와 마찬가지로 고려 대상이 아닌 국부모드들이 나타나지 않도록 Fig. 5.2의 (a)모델과 같이 Coarse하게 모델링을 한다. 3차원 유한요소의 해석 프로그램으로는 구조물의 수중폭발 충격응답 해석에 널리 사용되고 있는 범용 구조해석 프로그램의 하나인 LS-DYNA와 수중폭발 전용코드인 USA를 결합하여 만든 LS-DYNA/USA를 사용하였다. 해석 방법은 가스구체 압력파에 의한 유체-구조상호작용을 점수구조표면에 국한시켜 해석하는 2차 이중점근근사법(doubly asymptotic approximation, DAA)을 사용한다[2,22]. 본 논문에서는 충격파의 영향을 계산하기 위한 Fig. 5.2에서 (b)와 같은 충격해석 전선 모델을 앞서 설명한 바와 같은 방법으로 수행하였다.



(a) Coarse finite element model



(b) Fine finite element model

Fig. 5.2 3-D analysis model

현재 수중폭발 충격응답 해석 프로그램으로 널리 사용되고 있는 LS-DYNA/USA와 같이 3차원 해석을 위해서 휘핑응답을 고려한 선체거더의 거동 특성이 잘 반영되도록 Fig. 5.2에 나타낸 것처럼 모델 구성해야하는데 이는 무척 복잡하고 많은 시간을 필요로 한다. 이를 위해 LS-DYNA/USA를 이용한 1차원 보유추 해석을 시도하려고 하지만 함정과 같이 접수구조가 복잡한 구조물에 대하여는 1차원 해석이 불가능하다고 알려져 있다. 이는 선체거더 접수진동(wetted vibration) 해석과 마찬가지로 수중폭발해석 시 선체구조와 주변 유체의 상호작용을 고려한 부가수 질량(virtual mass) 효과에 의한 영향을 계산하는 모듈이 존재하지 않아 적용을 할 수가 없고 또한 구조물의 접수표면이 잠수함과 같이 구조물 전체가 완전히 물에 잠긴 상태만 해석이 가능하므로, 수상함과 같은 자유수면을 접한 구조물에 대해서는 1차원 수중폭발 해석은 사실상 불가능하다.

이러한 문제점을 해결하여 자유수면을 갖고 있는 부유 구조물에 대해서도 3차원 휘핑해석을 할 수 있는 3차원 보유추 모델을 Fig. 5.7와 같이 나타내었다. 새로 제

시된 3차원 보유추 해석 모델은 수상함에서 부가수 질량 효과의 영향을 계산하기 위해 유체가 접하는 접수구조 형상만을 별도로 구성하고, 대상함의 전체적인 강성은 3차원 보로 치환하는 것인데 이 모델에서 대상함의 전체적인 하중은 강성을 지탱하는 보의 절점에 집중질량으로 처리하도록 하고, 대상함의 접수 외판과 보, 그리고 집중질량 사이는 강제 보요소로 연결하는 모델을 구성하였다. 그래서, LS-DYNA/USA에서도 3차원 보 요소를 이용한 휘핑해석이 가능하도록 만든 해석모델이다.

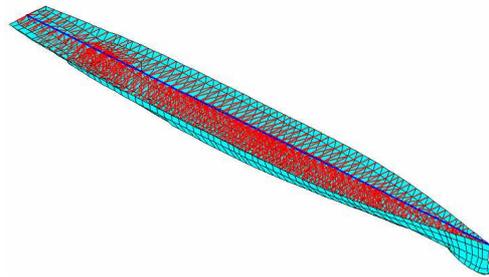


Fig 5.3 3-D beam model

5.2 휘핑응답 해석 조건결정

휘핑응답을 수행하기 위해서 현재 미군 해군 수상함 실선충격 시험에 사용되고 있는 폭약의 종류와 중량을 고려하였다. 폭발위치는 Fig. 5.4에서 보는 바와 같이 종강도 안전성 평가를 위하여 가장 가혹한 경우 즉, 휘핑에 의해 가장 큰 휘핑모멘트를 유발시키는 중앙 단면 직하에서 폭발이 일어나는 경우로 하였다. 현재 사용되고 있는 Hicks의 가스구체 거동 이론에서 가스구체의 맥동주기가 1차 주기내에서 비교적 정확한 계산 값을 주고 있기 때문에 본 논문에서도 1차 가스구체 압력파에 의한 충격하중만을 고려하였다. 1차 가스구체의 맥동주기가 약0.6초 이내임을 고려하여 휘핑에 대한 대상함의 거동을 충분히 반영할 수 있도록 해석시간을 2초로 선정하였다. 모든 해석에 있어서의 감쇠 영향을 무시하였다. 폭발깊이는 통상 함정의 내충격 설계기준이 용골충격계수가(keel shock factor)로 주어지므로 선정한 폭약의 종류, 중량 및 폭발위치에 대하여 ft-lb단위계에 대한 용골충격계수 값을 결정하였다. 용골충격계수는 선체에 가해지는 수중폭발 공격의 세기를 나타내는 계수의 하나로서 다음과 같이 정의된다.

$$(Keel Shock Factor) = \frac{\sqrt{W}}{R} \left(\frac{1 + \sin\theta}{2} \right) \quad (5.1)$$

여기서 W 는 대상폭약의 TNT폭약에 해당하는 등가중량(lb), 1kg HBX-1 =1.5 kg TNT이며, R 은 폭약에서 용골까지의 최단거리(ft), θ 는 Angle of Attack으로서 Fig. 5.4에서 보인 바와 같다[2,23].

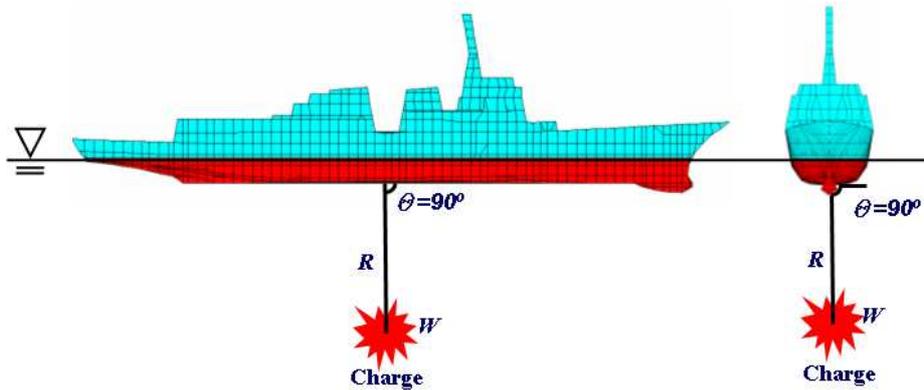


Fig. 5.4 UNDEX attack geometry

5.3 휘핑응답 해석결과 및 고찰

해석모델링 방법에 따른 대상함 선체거더의 휘핑응답 해석결과를 비교하기 위해 3차원 해석에서는 Fig. 5.5에서 보는 바와 같이 3가지 모델링 방법에 따른 선체거더의 수중폭발 휘핑응답 변위를 특정한 시간대 별로 도시한 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 본 논문에서 수치 계산 시뮬레이션으로 사용되고 있는 함정은 2절 모드가 지배하고 있다고 판단 할 수가 있다. 1차원 해석과 3차원 해석을 통해 대표적인 선체단면에서 계산된 휘핑 굽힘모멘트 시간이력을 비교하였다. Fig. 5.5에는 대상함 중앙부 근방의 선체단면 2곳(Fr.119 및 Fr.139)에서의 비교결과를 도시하였다. 3차원 유한요소 해석모델을 사용한 경우에는 단면에 작용하는 휘핑 굽힘모멘트를 직접 구할 수 없기 때문에 선정된 단면의 주갑판과 선저 위치에 있는 유한요소들에서 계산된 법선응력들의 평균값에 해당단면의 단면계수 값을 곱하여 굽힘모멘트를 계산하였다.

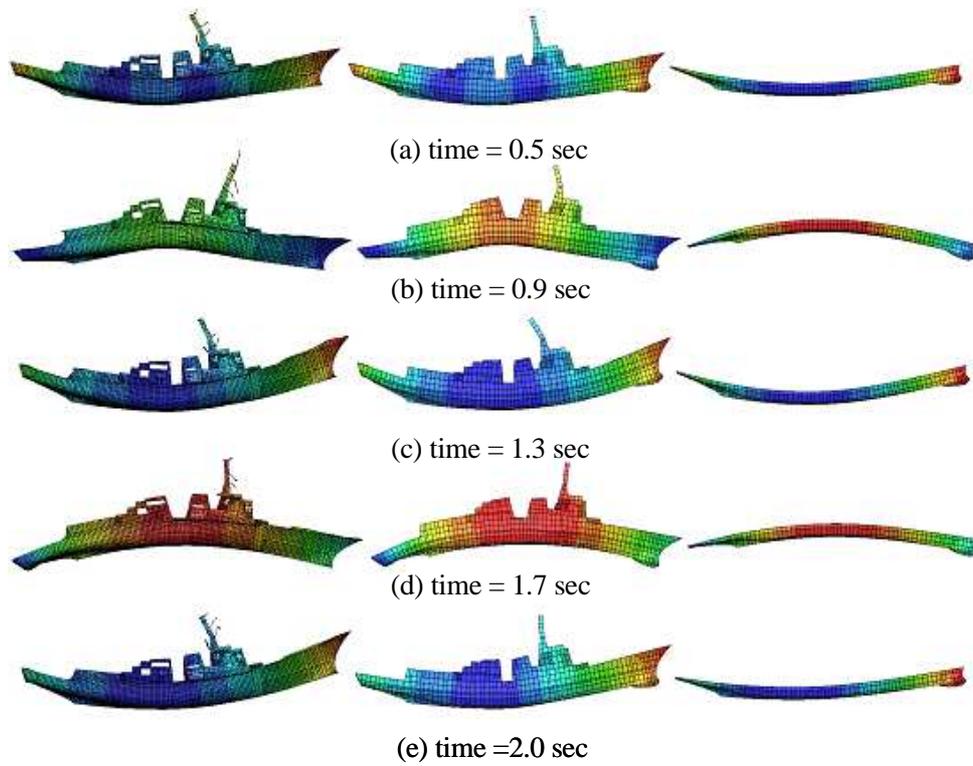
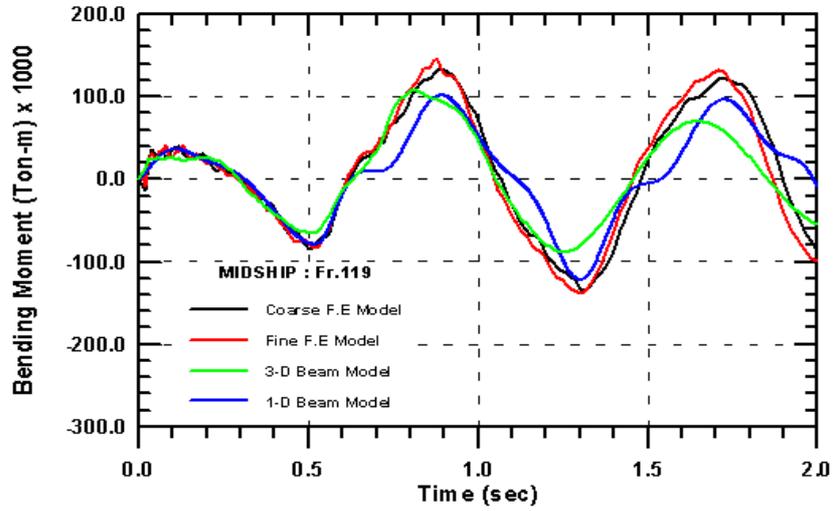
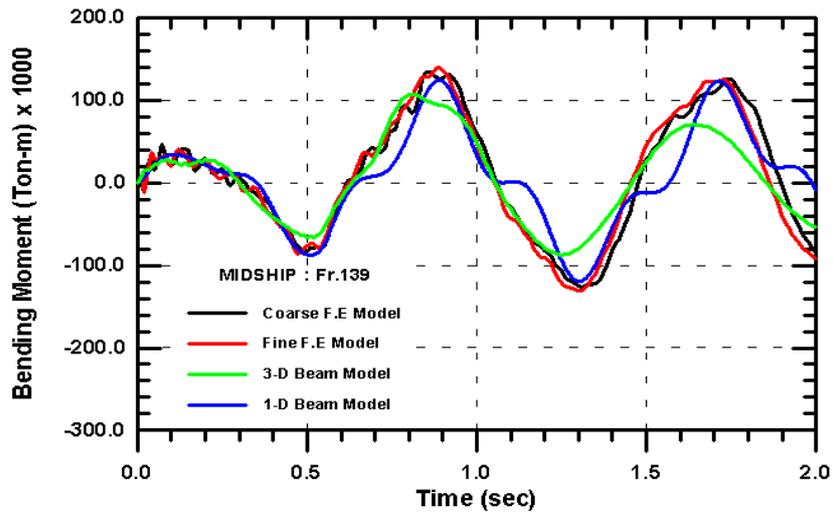


Fig. 5.5 Comparison of the whipping displacements at typical time steps according to 3-D analysis models



(a) frame 119



(b) frame 139

Fig. 5.6 Comparison of time history of whipping-induced bending moment

Fig. 5.6에서 보듯이 1차원 보유추 해석결과가 3가지의 3차원 유한요소 결과들과 비교했을 때 비교적 잘 일치하는 것을 알 수가 있다. 3차원 보유추 해석결과가 나머지 3가지 경우와 비교했을 때 상대적으로 부합성이 약간 미흡하지만 전체적으로 본 연구에서 고려한 모든 해석모델링 방법에 따른 계산결과들 간의 부합성은 매우 양호함을 알 수 있다.

Table 5.1 CPU time in 3-D analysis

3-D analysis model	CPU time (hr/min/sec)
3-D beam model	00/08/16
Coarse finite element model	01/34/41
Fine finite element model	69/27/38

한편, Table 5.1에는 3가지 종류의 3차원 해석모델을 사용하여 2초 동안의 휘핑 응답을 계산하는데 소요된 CPU 시간(2.8Ghz 단일 CPU를 갖는 펜티엄4급 PC 기준)을 정리하였다. Table 5.1에서 보듯이 해석모델의 절점 개수의 증가에 따라 CPU 시간이 증가해 감을 알 수 있다. 그뿐만 아니라 모델 구성 시간까지 더한다면 시간은 기하급수적으로 증가할 것이라고 판단이 된다.

6. 결 론

본 논문에서 수중폭발 가스구체 압력파에 의한 선체거더의 휘핑응답 해석을 수행 하였으며, 가스구체 압력파에 의한 휘핑응답 해석을 위한 1차원 보유추해석 모델링 방법과 3가지의 3차원 유한요소해석 모델링 방법 및 휘핑해석 이론을 정립 하였다. 실제 함정을 수치계산 예로 택하여 휘핑응답 해석을 수행하고 모델링 방법에 따른 1차원 해석결과와 3차원 유한요소 해석에 대하여 비교·검토하였으며, 각 모델링 방법의 장·단점을 고찰하였다

이상의 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

1. 한국해군의 수상함에 대한 수치계산을 통해 해석모델링 방법에 따른 계산결과들 간의 부합성이 매우 양호함을 확인하였다.
2. 1차원 또는 3차원 보유추 해석만으로도 수중폭발 휘핑에 대한 대상함 선체거더의 종강도 안전성 검토를 위해서 충분히 유용한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있었다.
3. 상용 유한요소 프로그램(LS-DYNA/USA)을 이용한 3차원 보유추 해석의 경우에는 탄성해석 뿐만 아니라 과도한 휘핑모멘트에 의한 탄소성 해석에도 적용이 가능하리라 판단된다.

한편, 통상의 진동해석과 전선 구조해석에 있어서 별도의 해석모델을 작성하여 해석을 수행하듯이 현재까지 수중폭발에 의한 3차원 충격응답 상세해석에 있어서 수중폭발에 의한 2가지 충격하중 즉, 충격파와 가스구체 압력파에 대한 선체구조의 충격응답 특성이 매우 다르기 때문에 함정선체의 응답 해석은 2가지 충격하중에 대해 개별적으로 수행되고 있다. 충격파에 의한 전선(whole ship) 충격응답 해석은 국부구조의 충격손상 발생여부 검토 및 주요 탑재장비 지지부 위치에서의 충격응답 취득 관점에서, 가스구체 압력파에 의한 선체거더 휘핑응답 해석은 전선에 있어 선체거더의 종강도 안전성 검토 관점에서 수행된다. 그러나 본 논문에서 확인되었듯이 비록 많은 계산시간이 요구되지만 전선 충격응답 해석모델을 사용하여 휘핑응답 해석도 병행하는 것이 최종적으로는 해석자의 노력과 시간을 줄여 줄 수 있으리라 판단된다.

앞으로는 다른 함정에 대한 수치 계산을 통하여 3차원 보유추 해석에 대하여 더 많은 검증이 필요 할 것으로 판단된다. 더 나아가 본 논문에서의 휘핑응답 해석에 있어 감쇠 영향을 무시하였는데, 감쇠의 영향도 생각을 해 볼 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] 권정일, “캐비테이션의 영향을 고려한 부유체 구조물의 수중폭발 충격응답 해석”, 한국해양대학교 대학원 2002.
- [2] 한국기계연구원, “수중폭발 충격하중에 대한 함정 내충격 강화 지침”, 2003.
- [3] 정정훈, 허영철, 김병현, “수중폭발에 의한 함정 선체 충격응답 해석”, MSC 9th Korea user's conference 논문집, pp679-691, 1998.
- [4] 영남대학교 대학원, “진단변형과 회전관성을 고려한 Timoshenko보의 자유진동해석”, 1983.
- [5] Rao (2nd Ed, 번역판), “기계진동학”, pp.427-441.
- [6] R. W. Fitzgerald, Mechanics of Materials (2nd Ed.), Addison-Wesley, Reading, Mass., 1982.
- [7] Bruce Geist, Joyce R. Mclaughlin, “Eigenvalue Formulas for the Uniform Timoshenko Beam : The Free-Free Problem”, Electronic Research Announcements of the American Mathematical Society, Vol. 4, pp12-17.
- [8] MSCsoftware, MSC/DYTRAN User's Manual, Version 2001, The MacNeal Shwendler Corporation, USA, 2001.
- [9] 한국선급, “선박 진동·소음 제어지침”, 1997.
- [10] 김극천, 이호섭, “선체고유횡진동 해석에 있어서의 계산 정도”, 대한조선학회 회지, 제13권 제1호, 1979.
- [11] Kim, K. C., “A note on the Three Dimensional Correction Factor for the Virtual Inertia Coefficient of Ships in Vertical Vibration”, Journal of SNA, Korea, Vol. 12 No. 1, 1975.
- [12] 김창렬, “선체상하진동에 대한 부가질량의 3차원 수정계수”, 대한조선학회 지, 제11권 제2호, 1974.
- [13] Stephen, N. G., “Timoshenko's Shear Coefficient from a Beam Subjected to Gravity Loading”, Jour. of Applied Mechanics, Vol. 47, 1980.
- [14] Hicks, A. N., “The Theory of Explosion Induced Ship Whipping Motions”, NCRE Report R.579, 1972.
- [15] 정정훈, 허영철, 김병현, “수중폭발 휘핑응답해석을 통한 선체거더 종강도 평가”, 대한조선학회 춘계 학술대회논문집, pp.429~433, 1997, 4.
- [16] 박병욱, 조운식, “수중폭발 가스구체에 의한 선체거동의 Trade-Off Study”, 대한조선학회 '97춘계 학술대회논문집, 1997.
- [17] 한국기계연구원, “MSH의 충격응답 해석연구”, 1998, 3.

- [18] DeRuntz Jr., J. A., "The Underwater Shock Analysis Code and Its Applications" , Proceedings of the 60th Shock and Vibration Symposium, Virginia, USA, 1989.
- [19] LSTC, LS/DYNA3D User's Manual, Version 960, Livermore Soft Technmology Corp, 2001.
- [20] Geers, T. L., Shin, Y. S. and Regoord, R., Lecture Note : A shot course on Marine Structure Response to Underwater Explosions, Center for Mechanical Engineering TNO, Netherlands, June, 1994.
- [21] Smiljanic, B., Bobanac, N. and Senjanovic, I., "Bending Moment of Ship Hull Girder Caused by Pulsating Bubble of Underwater Explosion" , Proceedings of International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology, Trondheim, Norway, 1994.
- [22] 정정훈, 허영철, 김병현, "LS-DYNA/USA를 이용한 부유구조물의 수중폭발 충격응답 해석." ,pp.341-344, 대한조선학회 추계학술대회논문집, 2000, 11
- [23] Hicks, A.N., "Explosion Induced Hull Whipping" , Advances in Marine Structure, Elsevier Science Publishers, 1986.
- [24] 권정일, 이정욱, 정정훈, "해석모델링 방법에 따른 선체거더의 수중폭발 휘핑 응답 해석결과 비교" , 대한조선학회 추계학술대회논문집, 2004, 10.
- [25] Thomas A. Vernon, "Whipping Response of Ship Hulls from Underwater Explosion Bubble Loading" , 1987.
- [26] 정태영 외, "CSDP(I)-진동제어 시스템 개발" , 한국기계연구소 선박분소 연구보고서 UCN 174-1320.D, 1989.
- [27] 세종대학교, 이민형, "선체거더 보유추 휘핑응답 해석을 위한 향상된 가스구체 거동해석 기법 연구" , 2003.
- [28] Michael, O., Said, "Theory and Practice of Total Ship Survivability for Ship Design" , Naval Engineers Journal, July, 1995.