

Slamming 충격으로 인한 船體의 構造的 應答解析

具滋三* · 洪奉基*

Analysis on the Structural Response of Ship Structures Subjected to Slamming Impact

Ja-Sam Goo* and Bong-Ki HONG*

This paper describes a method for evaluating the vertical hull girder vibratory response associated with slamming of a ship at sea.

The ship hull is considered as a nonuniform beam divided into twenty equal sections. Impact forces and structural parameters are used as input quantities on the computer (PRIME 550-Ⅱ) to obtain the hull girder response in terms of relative displacements, accelerations, bending moments, shear forces, and stresses.

Sample calculations are made on a MARINER-Class hull form using first three modes and again using first ten modes. The computed response is compared with Antonides's result in order to evaluate the adequacy of the method employed. It is believed that the method is another noticeable one to obtain whipping stresses of a ship to a seaway.

기호설명

a, b : Constants	$[K]$: Structure stiffness matrix
c : Damping Coefficient	KA_{ij} : Effective area in the element between nodes i and j
C_F : Frequency dependent damping constant ($C_F = c/\mu\omega$)	KAG : Shear rigidity
C_R : Rayleigh damping Constant ($C_R = c/\mu$)	ℓ : Length of hull sections
$[C]$: Damping matrix	m : Mass of elements
d : Vertical distance from the neutral axis to the point where bending stress is being calculated	M : Bending moment
E : Modulus of elasticity	M_i : Bending moment of i th node
EI : Bending rigidity	M_j : Bending moment of j th node
$\{F\}$: Vector of applied forces	M_{ij} : Bending moment in the element between nodes i and j
G : Shear modulus	$[M]$: Structure mass matrix(including added mass due to water)
h : Time increment	$[M]^*$: Element mass matrix
I : Geometrical moment of inertia	q_0 : Initial modal displacement
$[I]$: Unit matrix	\dot{q}_0 : Initial modal velocity
$[K]^*$: Element stiffness matrix	$\{q\}$: Vector of time dependent generalized coordinates
	V : Shear force

*釜山水産大學 : National Fisheries University of Pusan

- V_j : Shear force of j th node
- V_{ij} : Shear force in the element between nodes i and j
- $\{x\}$: Eigenvector
- $\{x_n\}$: Normalized eigenvector
- $[x_n]$: Eigenvector matrix
- y : Deflection
- $\{y\}$: Vector of vertical deflections
- $\{\dot{y}\}$: Vector of vertical velocities
- $\{\ddot{y}\}$: Vector of vertical accelerations
- θ : Slope
- μ : Mass per unit length
- ω : Circular frequency
- ω_n : Natural circular frequency
- $[\omega^2]$: Diagonal matrix of the squares of ω

이 론

1. 부호규약 및 선체의 수학적 Model

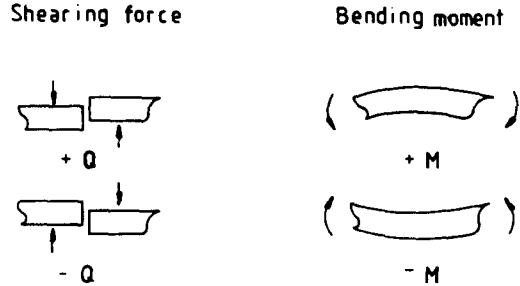


Fig. 1. Sign convention of shearing force and bending moment.

서 론

선박이 대양을 항해할 때 선체는 각종 탑재물을 포함한 중량분포와 부력분포의 차이에 의한 정적하중과 파랑에 의한 동적하중을 받아 선체 각 부분에 전단력, 모우먼트 및 이들 응력이 발생한다. 특히 선체 강도상 중요한 것으로 유체 충격현상인 slamming 및 그후에 발생하는 탄성진동 whipping이 있는데, 이것에 의한 선박의 손상 예도 보고되고 있다¹⁾. slamming에 대한 연구는 Von Karman이나 Wagner에 의한 수상기의 착수 충격이론을 비롯하여 실험적, 이론적으로 slamming 충격압력을 구하는 것에서 시작되어²⁻⁷⁾, 현재 slamming을 고려한 선체 종강도 계산법으로서 선형이론에 의한 선체운동 계산에서 구해진 선체와 파면과의 상대속도를 이용하여 충격압력 또는 충격력을 계산하고, 탄성보로 간주된 선체에 이 힘을 작용시켜서 그 응답을 조사하는 방법⁸⁻¹¹⁾이 일반적으로 되어 있다.

본 논문에서는 slamming 충격력은 이미 구해진 것으로 하고 이 충격력과 선체의 구조적인 특성치를 사용하여 기준 진동형 중첩법에 의해 선각의 천이응답으로서 각 단면에서의 상대적인 변위, 속도, 가속도, 전단력, 굽힘 모우먼트 및 이들 응력을 구했다. 특히 전단력 및 굽힘 모우먼트의 천이응답은 요소를 정식화할 때 변위가 3차식으로 변한다고 가정하고 전단변형을 고려하여 유도된 요소 강성행렬을 이용하여 구했다. 수치계산 예로서 MARINER 선형에 대해 적용하여 얻어진 결과치들을 Antonides의 결과치⁹⁾와 비교검토했다.

전단력 및 굽힘 모우먼트의 부호는 Fig. 1과 같이 정하기로 한다. 즉 전단력은 선미부가 선수부보다 아래 방향으로 향하여 전단하는 것을 “+”로 하고, 윗 방향으로 전단하는 것을 “-”로 한다. 굽힘 모우먼트에 대해서는 hogging moment를 “+”로 하고 sagging moment를 “-”로 한다.

구조적인 Model로서의 선체는 동일한 길이를 갖는 20개의 요소로 나누어진 불균일 단면의 보로 간주한다. 절점 및 변위 y 와 요소의 질량 m , 굽힘 강성 EI/l , 전단 강성 KAG/l 는 Fig. 2와 같이 선수에서부터 번호를 붙인다. slamming 하중 F_i 는 각 절점에서 수직으로 작용하는 이산적인 힘으로 간주한다. 변위와 가해진 힘은 위쪽으로 향하는 방향을 “+”로 한다.

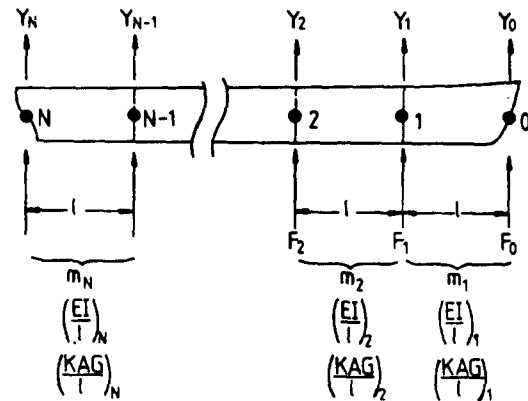


Fig. 2. Structural model for vertical vibration of a ship hull.

비감쇠 운동방정식을 행렬로 나타내면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{y}\} + [K]\{y\} = \{F\} \quad (1)$$

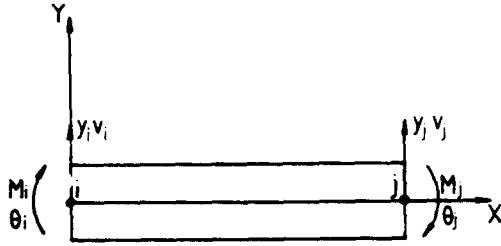


Fig. 3. Beam element with plane displacements.

질량 및 강성행렬은 Fig. 3과 같은 절점 i 와 j 사이의 요소에 대한 국소 좌표계 및 자유도 $\{y_i, \theta_i, y_j, \theta_j\}$ 를 갖는 보의 요소 질량 및 강성행렬은 변위를 3차식으로 가정하고 전단변형을 고려하면 다음과 같다^{12), 13)}.

$$[M]^e = \frac{m}{420} \begin{pmatrix} 156 & & & & & & \text{대칭} \\ & -22\ell & 4\ell^2 & & & & \\ & 54 & -13\ell & 156 & & & \\ & 13\ell & -3\ell^2 & 22\ell & 4\ell^2 & & \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$[K]^e = \begin{pmatrix} R & & & & & & \text{대칭} \\ -\frac{\ell}{2}R & \frac{\ell^2}{4}R + \frac{EI}{\ell} & & & & & \\ -R & \frac{\ell}{2}R & R & & & & \\ -\frac{\ell}{2}R & \frac{\ell^2}{4}R - \frac{EI}{\ell} & \frac{\ell}{2}R & \frac{\ell^2}{4}R + \frac{EI}{\ell} & & & \end{pmatrix} \quad (3)$$

여기서,

$$R = (\ell/KAG + \ell^3/12EI)^{-1} \quad (4)$$

이다. 전체 질량 및 강성행렬은 요소 질량 및 강성행렬을 중첩시켜서 구한다. 식(1)의 운동방정식에 감쇠항을 도입하기 위해 통상의 점성 감쇠행렬 $[C]$ 를 고려해 넣으면 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F\} \quad (5)$$

기존 진동형 중첩법을 사용하려면 이 방정식을 비연성이 되도록 해야 하는데, 이것은 감쇠행렬이 질량행렬에 비해하든가 혹은 강성행렬에 비해하든가 아니면 이들 행렬의 선형결합이 되어야 만이 가능하게 된다¹⁴⁾.

$$[C] = a[M] + b[K] \quad (6)$$

식(6)에서 a, b 를 정하기 위해 Mcgoldrick은 다음과 같은 두 종류의 감쇠계수 c 에 대해 고찰하고 있다¹⁵⁾.

- ① c/μ 가 상수 C_R 인 Rayleigh 감쇠
 - ② $c/\mu\omega$ 가 상수 C_F 인 진동수 의존 감쇠
- 이들 감쇠는 둘다 질량에 비해하며 질량행렬 $[M]$

항으로 표시할 수 있다. Rayleigh감쇠에 대해서는 다음과 같다.

$$[C] = C_R[M], \quad a = C_R, \quad b = 0$$

진동수 의존 감쇠에 대해서는 인수 C_F 를 사용하지만 운동방정식을 비연성으로 만든 후 각 modal 감쇠 상수는 그 진동형의 고유진동수에 의해 곱해져야 한다. Mcgoldrick에 의하면 진동수 의존 감쇠가 선체 진동 감쇠로서 더 적합하며 여러 선박을 측정 한 결과 그 평균치가 $C_F = 0.03$ 인 것으로 보고되고 있다¹⁵⁾. 본 논문에서도 이 값을 적용했다.

2. 고유진동수와 진동형

이상화된 보의 운동방정식을 푸는 데 있어서 첫 단계는 비감쇠 자유진동의 문제이다.

즉,

$$[M]\{\ddot{y}\} + [K]\{y\} = \{0\} \quad (7)$$

다음과 같이 해를 가정하면

$$\{y\} = \{x\}e^{i\omega_n t} \quad (8)$$

식(7)은 다음과 같다.

$$-\omega_n^2[M]\{x\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (9)$$

여기서 ω_n 은 계의 질량과 강성에만 의존하고 계의 자유도 수만큼 존재한다. 각각의 ω_n 에 대해 식(9)를 만족하는 벡터 $\{x\}$ 가 있는데, 이 벡터 $\{x\}$ 가 고유벡터이고 그 고유진동수에 대응하는 계의 진동형을 나타낸다.

식(9)를 정리하면 다음과 같다.

$$([K] - \omega_n^2[M])\{x\} = \{0\} \quad (10)$$

$\{x\}$ 가 무용해를 얻지 않기 위해서는 식(10)의 연산자 행렬의 행렬식이 0이 되어야 한다. 즉,

$$|[K] - \omega_n^2[M]| = 0 \quad (11)$$

ω_n 의 시행값들을 식(11)에 대입하고 선형 내삽법에 의해 행렬식이 0이 되는 ω_n 의 값들을 구한다. 이 ω_n 의 값들이 구해지면 식(10)에 대입하여 각각의 ω_n 에 대응하는 벡터 $\{x\}$ 를 구한다.

3. 기존 진동형 중첩법에 의한 응답

식(9)에서 i 번째 진동형에 대해 나타내면 다음과 같다.

$$\omega_i^2[M]\{x^{(i)}\} = [K]\{x^{(i)}\} \quad (12)$$

식(12)의 양변에 i 번째 진동형에 대한 전치 고유벡터 $\{x^{(i)T}\}$ 를 앞에서 곱하면 다음과 같다.

$$\omega_i^2\{x^{(i)T}\}^T[M]\{x^{(i)}\} = \{x^{(i)T}\}^T[K]\{x^{(i)}\} \quad (13)$$

식(13)의 좌변의 세 행렬의 곱은 임의의 상수 m_i 를 갖게 될 것이다.

즉,

$$\{x^{(i)}\}^T [M] \{x^{(i)}\} = m_i \quad (14)$$

이 m_i 가 1이 되도록 벡터 $\{x^{(i)}\}$ 및 그 전치 벡터 $\{x^{(i)}\}^T$ 에 어떤 상수 n_i 를 곱하면 다음과 같다.

$$n_i^2 \{x^{(i)}\}^T [M] \{x^{(i)}\} = 1 \quad (15)$$

식(15)를 벡터 및 행렬의 성분의 곱으로 나타내면

$$n_i^2 \sum_j \sum_k m_{jk} x_{ji} x_{ki} = 1 \quad (16)$$

으로 된다. 여기서 m_{jk} 는 $[M]$ 의 j 행 k 열의 요소이고 x_{ji} 는 $\{x^{(i)}\}$ 의 j 번째 성분이다. 그러므로

$$n_i = 1 / \sqrt{\sum_j \sum_k m_{jk} x_{ji} x_{ki}} \quad (17)$$

이다. 정규화된 고유벡터를 $\{x_n^{(i)}\}$ 로 나타내면

$$\{x_n^{(i)}\} = n_i \{x^{(i)}\} \quad (18)$$

으로 된다. 식(13)을 정규화된 고유벡터로 나타내면

$$\omega_i^2 \{x_n^{(i)}\}^T [M] \{x_n^{(i)}\} = \{x_n^{(i)}\}^T [K] \{x_n^{(i)}\}$$

으로 되고

$$\{x_n^{(i)}\}^T [M] \{x_n^{(i)}\} = 1 \quad (19)$$

이므로

$$\{x_n^{(i)}\}^T [K] \{x_n^{(i)}\} = \omega_i^2 \quad (20)$$

이 된다. 고유벡터의 직교성 및 식(19), (20)을 사용하여 $[x_n]$ 으로 나타내면

$$[x_n]^T [M] [x_n] = [I] \quad (21)$$

$$[x_n]^T [K] [x_n] = [\omega^2] \quad (22)$$

으로 된다.

변위 응답은 기준 진동형의 중첩에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{y\} = [x_n] \{q\} \quad (23)$$

식(23)을 식(5)에 대입하면

$$[M] [x_n] \{\ddot{q}\} + [C] [x_n] \{\dot{q}\} + [K] [x_n] \{q\} = \{F\} \quad (24)$$

으로 된다. 식(24)의 양변에 $[x_n]^T$ 를 앞에서 곱하면

$$[x_n]^T [M] [x_n] \{\ddot{q}\} + [x_n]^T [C] [x_n] \{\dot{q}\} + [x_n]^T [K] [x_n] \{q\} = [x_n]^T \{F\} \quad (25)$$

으로 된다. 식(25)에 식(21), (22), (6)을 대입하면

$$[I] \{\ddot{q}\} + a [I] \{\dot{q}\} + b [\omega^2] \{q\} = \{x_n\}^T \{F\} \quad (26)$$

으로 된다. 여기서,

$$\{p\} = [x_n]^T \{F\} \quad (27)$$

$$[G] = a [I] + b [\omega^2] \quad (28)$$

으로 두면 식(26)은 다음과 같다.

$$\{\ddot{q}\} + [G] \{\dot{q}\} + [\omega^2] \{q\} = \{p\} \quad (29)$$

행렬 $[G]$ 및 $[\omega^2]$ 은 대각선 행렬이므로 식(29)는 다음과 같은 비연성 방정식으로 된다.

$$\ddot{q}_i + G_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = p_i, \quad i = 1, 2, 3 \dots n \quad (30)$$

여기서,

$$G_i = a + b \omega_i^2 \quad (31)$$

이다. 식(30)은 1자유도의 운동방정식으로 되어 있고 어떤 특성의 진동형을 나타낸다. 이 운동방정식의 해를 구하기 위해 Chan, Cox, Benfield⁽¹⁰⁾에 의해 개발된 축차 적분법을 적용한다.

식(30)의 해를 구하기 위한 축차 적분법의 점화식은 다음과 같다.

$$Z q_{n+1} = A q_n - W q_{n-1} + \beta h^2 p_{n+1} + (1-2\beta) h^2 p_n + \beta h^2 p_{n-1}, \quad n > 0 \quad (32)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} Z &= 1 + (h/2)G + \beta h^2 \omega^2 \\ A &= 2 - (1-2\beta)h^2 \omega^2 \\ W &= 1 - (h/2)G + \beta h^2 \omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

이다. 식(32)는 각각의 modal 변위에 대해서 적용되어야 한다. 시간증분 사이의 가속도에 대한 가정이 다르게 되면 β 값이 다르게 되는데 β 값은 0과 1/4사이의 값으로 주어지고, 본 논문에서는 $\beta = 1/8$ 을 사용했다⁹⁾. 초기 시행 시에는 식(32)를 사용하지 않고 다음과 같은 식(34)를 사용한다.

$$Z q_1 = Q q_0 + R \dot{q}_0 + S p_0 + \beta h^2 p_1 \quad (34)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} Q &= 1 + hG/2 - (1/2-\beta)h^2 \omega^2 - (1/4-\beta)h^3 G \omega^3 \\ R &= h - (1/4-\beta)h^3 G^2 \\ S &= (1/2-\beta)h^2 + (1/4-\beta)h^3 G \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

이다. 이 축차 적분법에 의해 특정시간의 modal변위가 구해지면 절점변위는 식(23)에 의해 구해지고 절점변위로부터 속도, 가속도를 구할 수 있다. 변위를 두 구간에 있어서 2차식으로 변한다고 가정하면 속도와 가속도는 다음과 같다.

$$\dot{y}_n = (y_{n+1} - y_{n-1})/2h \quad (36)$$

$$\ddot{y}_n = (y_{n-1} - 2y_n + y_{n+1})/h^2 \quad (37)$$

굽힘 모우멘트와 전단력은 Antonides에 의하면 절점 i 와 j 사이의 요소에 대해 변위가 2차식으로 변한다고 가정하여 다음과 같은 식(38)을 적용했다⁹⁾.

$$\begin{aligned} M_{ij} &= EI_{ij}(\theta_j - \theta_i)/\ell \\ V_j &= (M_{ij} - M_{jk})/\ell \end{aligned} \quad (38)$$

반면 본 논문에서는 절점 i 와 j 사이의 요소에 대해서 변위가 3차식으로 변한다고 가정하고 전단변형을 고려하여 유도된 요소 강성행렬을 사용하여 다음과 같은 식(38')에 의해 전단력과 굽힘 모우멘트를 구했다.

$$\{Q\}_{ij} = [K]^*_{ij} \{y\}_{ij} \quad (38')$$

여기서,

$$[K]^*_{ij} : \text{절점 } i \text{와 } j \text{사이의 요소 강성행렬}$$

$$\{Q\}_{ij}^T = \{V_i, M_i, V_j, M_j\}$$

$$\{y\}_{ij}^T = \{y_i, \theta_i, y_j, \theta_j\}$$

이다. 식(38')에서 결점 i 와 j 사이의 요소에 대한 전단응력 Ss_{ij} 는 다음과 같다.

$$Ss_{ij} = V_{ij} / KA_{ij} \quad (39)$$

식(38')에서 i 단면의 거리 d 인 곳의 굽힘응력 Sb_i 는 다음과 같다.

$$Sb_i = M_i d / I_i \quad (40)$$

수치계산 및 고찰

1. 계산 선형의 제원 및 Program 구성

본 program에 사용된 선형의 제원은 수선길이 528 ft, 형폭 76ft, 흘수 27ft인 MARINER선형의 입력자료를 사용하였다⁹⁾. 그리고 program의 구성은 Fig. 4와 같다.

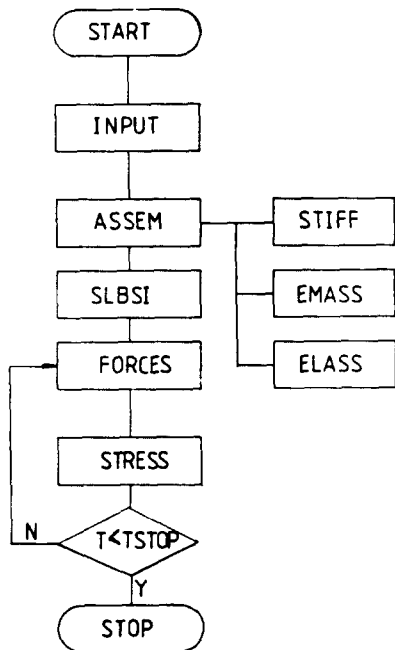


Fig. 4. Flow chart.

- 1) INPUT : This subroutine inputs data.
- 2) ASSEM : This subroutine assembles the total stiffness and mass matrices.
- 3) STIFF : This subroutine computes the element stiffness matrix.
- 4) EMASS : This subroutine computes the element mass matrix.
- 5) ELASS : This subroutine adds the element stiffness and mass matrices to the total stiffness and

mass matrices.

- 6) SLBSI : This subroutine can either find the determinant of a square matrix or solve a set of simultaneous linear equations.
- 7) FORCES : This subroutine takes the forces as plotted for the program input, interpolates where necessary, and calculates the modal forces which are used in the main program.
- 8) STRESS : This subroutine outputs results.

2. 계산 결과 및 고찰

Fig. 5는 최저차에서 3차 진동형까지, Fig. 6은 최저차에서 10차 진동형까지 중첩시킨 선수 및 제7단면에서의 변위 및 가속도의 결과치를 나타내고 있다. Fig. 7과 Fig. 8은 식(38)로부터 구해진 결과치이고, Fig. 7은 최저차에서 3차진동형까지, Fig. 8은 최저차에서 10차 진동형까지 중첩시킨것으로 제7단면 및 중앙단면에서의 굽힘 모우멘트와 전단력의 결과치를 나타내고 있다. Fig. 9와 Fig. 10은 식(38')로부터 구해진 결과치인데, Fig. 9는 최저차에서 3차 진동형까지 Fig. 10은 최저차에서 10차 진동형까지 중첩시킨것으로 제7단면 및 중앙단면에서의 굽힘 모우멘트와 전단력의 결과치를 나타내고 있다. 전체적인 경향

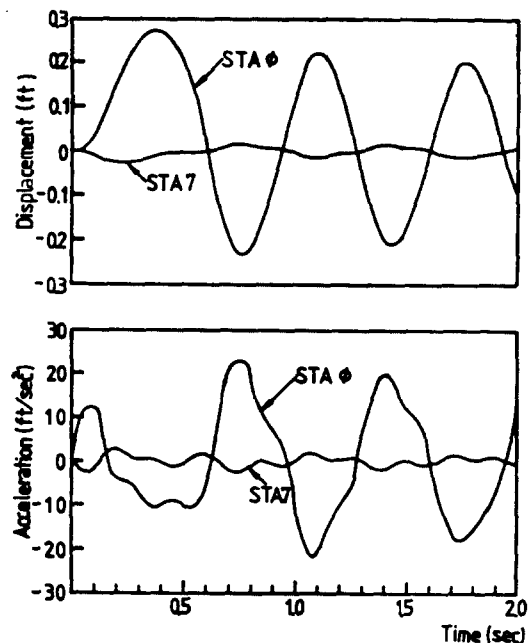


Fig. 5. Displacement and acceleration response of a MARINER-Class Hull, considering 3 modes.

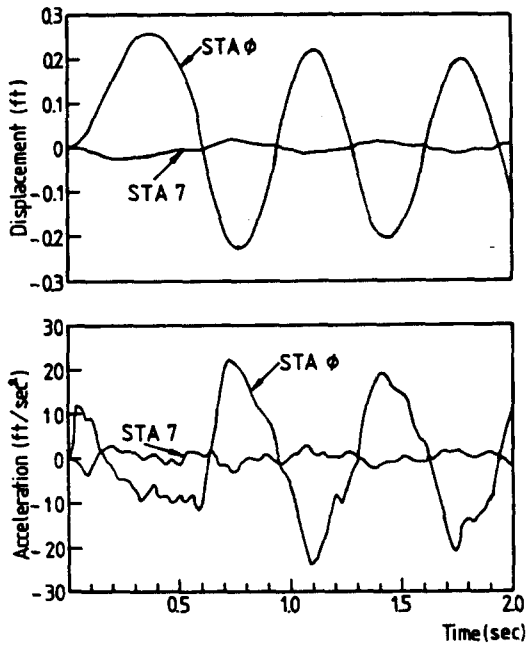


Fig. 6. Displacement acceleration response of a MARINER-Class Hull, considering 10 modes.

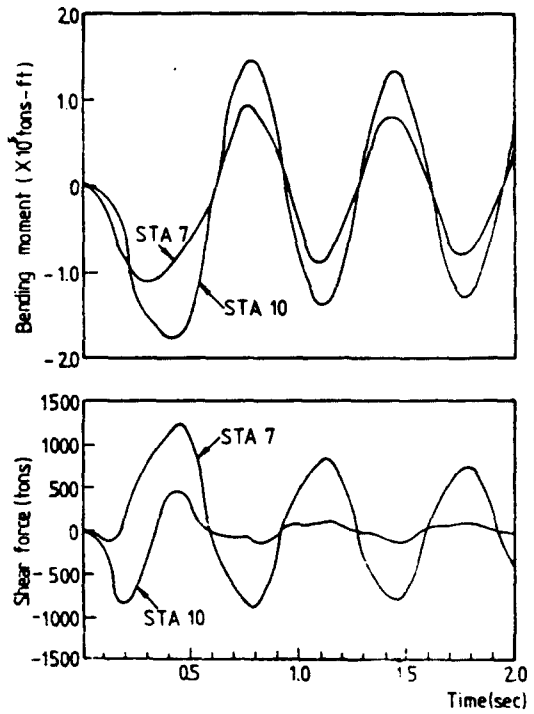


Fig. 7. Bending moment and shear force of a MARINER-Class Hull, considering 3 modes.

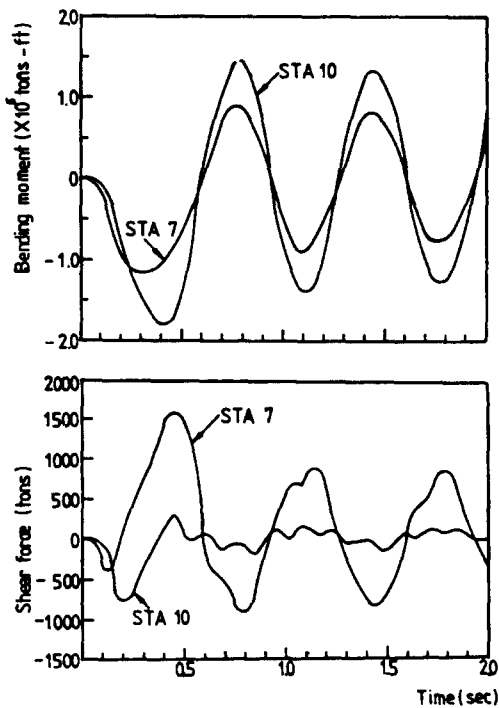


Fig. 8. Bending moment and shear force of a MARINER-Class Hull, considering 10 modes.

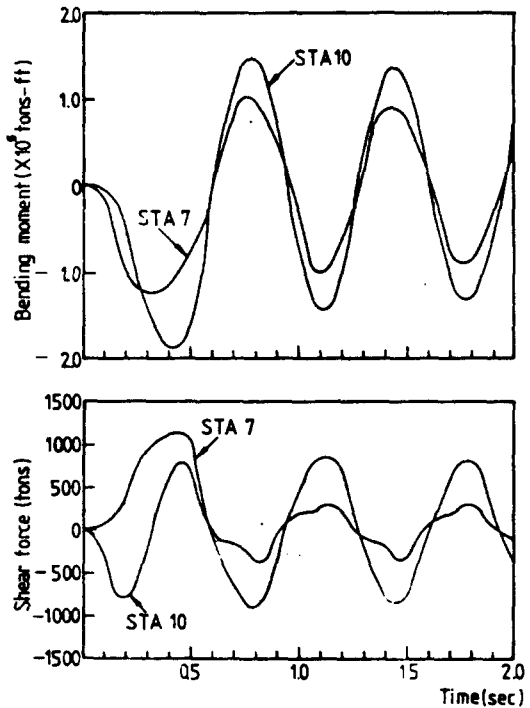


Fig. 9. Bending moment and shear force of a MARINER-Class Hull, considering 3 modes.

Slamming 충격으로 인한 船體의 構造的 應答解析

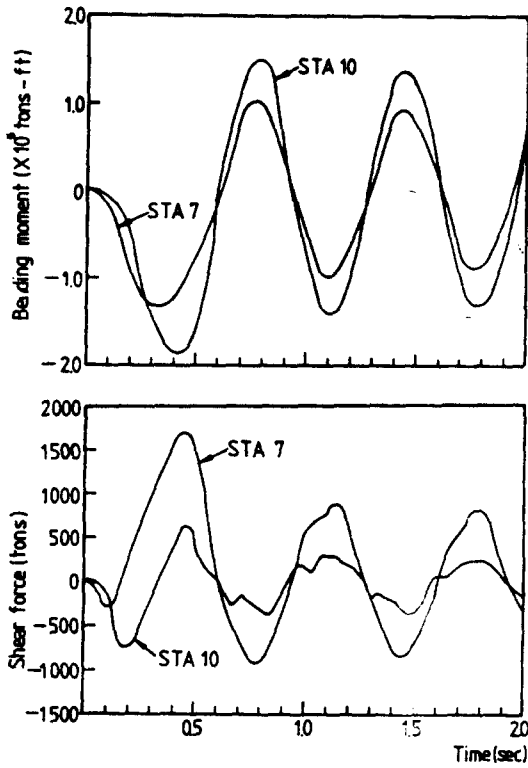


Fig. 10. Bending moment and shear force of a MA-RINER-Class Hull, considering 10 modes.

및 값의 크기는 거의 유사하나 약간의 차이를 보이는 것은 식(38')는 요소를 정식화할 때 변위가 3차 식으로 변한다고 가정하고 전단변형을 고려하여 유도된 요소 강성행렬을 이용한 반면 식(38)은 굽힘모우멘트를 구할때 변위가 요소내에서 2차식으로 변한다고 생각한 것에 차이가 있으며, 식(38')에 의해 굽힘 모우멘트와 전단력을 구하는 것이 더욱 타당하다고 생각된다. slamming 하중을 받고 있는 선체에서 심각한 사고는 굽힘 모우멘트에 의한 것이므로 수치 계산 예에서 굽힘 모우멘트만을 주목해 보면 선체 중앙단면에서 0.43초 전후로 가장 큰 sagging moment가 발생하고 있다. Fig. 11은 두 방법간의 최저차에서 3차 진동형까지 중첩시킨 것으로 중앙단면에서의 굽힘 모우멘트 변화를 나타내고 있는데, 이때의 sagging moment는 식(38')에 의한 것이 식(38)에 의한 것 보다 약 5%정도 더 크게 나타났다. 그리고 최저차에서 10차 진동형까지 중첩시킨 것 끼리 비교해 보면 중앙단면에서 최대 sagging moment는 식(38')에 의한 것이 약 3%정도 더 크게 나타났다.

3차 진동형까지 중첩시킨 것과 10차 진동형까지 중첩시킨 것을 비교해 보면 변위와 굽힘 모우멘트는 거의 유사하고 가속도와 전단력은 약간의 차이를 보이고 있다. 그런데 선박의 slamming문제에 있어서 고차 진동형을 포함시킨다는 것에는 몇가지 불확실

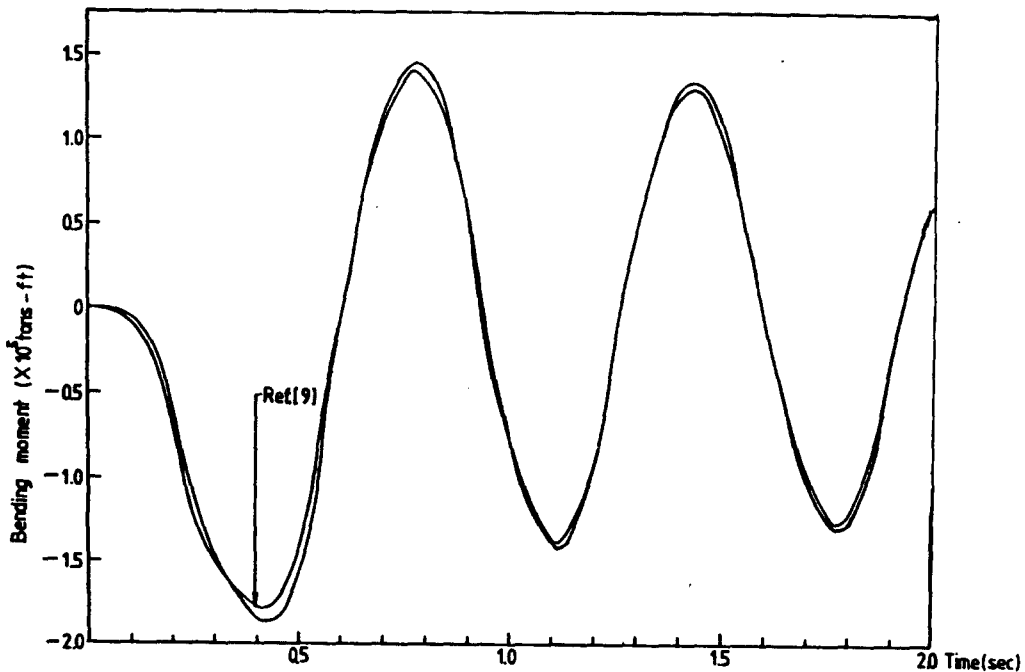


Fig. 11. The comparison of bending moment with Ref. (9) in station 10 considering 3 modes.

한 점이 있다. 첫째로 slamming 하중을 계산할 때는 보통 통계적인 방법에 의해 구해진다. 이것은 일반적으로 시간에 대해 유체 충격압력이 삼각형 이지만 어떤 slam에서는 반 정형파에 가깝다든가 아니면 왼쪽으로 기울어진 반 정형파라든가 아니면 오른쪽으로 기울어진 반 정형파라든가 혹은 다른 형으로도 나타내어질 가능성이 있다는 것을 의미한다. 고차 진동수에서는 이러한 여러가지 형에 따라 그 진동형의 크기와 위상에 상당한 영향을 미친다. 선체의 최대 응답은 이러한 고차 진동형이 보다 큰 기본 진동형의 응답에 상대적으로 어떻게 응답하는가에 달려있다는 것이다. 둘째로 고차 진동형에 대한 진동실험에서 측정된 진동형이 때때로 계산된 기준 진동형과 상당히 틀린다는 점이다. 고차 진동형에 대한 실측치와 이론치에 대한 비교 분석이 있어야 할 것 같다.

결 론

본 논문에서 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) slamming 충격력에 의한 선체의 굽힘 모우멘트와 전단력의 계산은 본 논문의 이론 전개방법에 의해 구하는 것이 Antonides의 적용 방법보다 더 타당하다고 생각된다.
- 2) 수치계산 예에서 보면 선체 중앙단면에서 가장 큰 sagging moment가 발생하며 Antonides의 결과치보다 3~5%정도 더 크게 나타났다.
- 3) 기준진동형의 중첩항 수는 주어진 문제의 특성 및 요구되는 精度에 따라 결정되어야 하므로 고차 진동형에 대한 실측치와 이론치의 비교 분석이 선행되어야 한다고 생각된다.

참 고 문 헌

1. 川上益男·村本弘光(1966): 스텔링에 의한 소형船의船底損傷について, 西部造船會會報, 第33號, 15-30.
2. V. G. Szebehely and M. A. Todd (1955): Ship Slamming in Head Sess. Navy Dept., DTMB, Rep. 913.
3. M. D. Bledsoe (1956): Series Investigation of Slamming Pressures. Navy Dept., DTMB, Rep. 1043.

4. Kazuo Ochi (1960): Model Experiments on the Effect of a Bulbous Bow on Ship Slamming. Navy Dept., DTMB, Rep. 1360.
5. Kazuo M. Ochi and M. D. Bledsoe (1960): Theoretical Consideration of Impact Pressure during Ship Slamming. Navy Dept., DTMB, Rep. 1321.
6. 藤井齊·高橋雄 (1972): 肥大船の船首衝擊に關する實驗的研究. 日本造船學會論文集, 第131號.
7. Michel K. Ochi and Lewis E. Motter (1973): Prediction of Slamming Characteristics and Hull Responses for Ship Design. Trans. SNAME, Vol. 81, 144-176.
8. J. N. Andrews (1963): A Method for Computing the Response of a Ship to a Transient Force. Navy Dept., DTMB, Rep. 1544.
9. G. P. Antonides (1975): A Computer Program for Structural Response to Ship Slamming (SLAM). NSRDC, Rep. 4480.
10. R. E. D. Bishop, W. G. Price and P. K. Y. Tam (1977): A Unified Dynamic Analysis of Ship Response to wave. Trans. RINA, Vol. 119, 363-390.
11. R. E. D. Bishop, W. G. Price and P. K. Y. Tam (1978): On the Dynamics of Slamming. Trans. RINA, Vol. 120, 259-280.
12. J. S. Przemieniecki (1968): Theory of Matrix Structural Analysis. McGraw-Hill Book Company, 70-82, 292-297.
13. 信原泰夫·櫻井達美·吉村信敏(1972): 有限要素法のプログラム・デザイン, コンピュータによる構造工學講座 II-2B. 培風館, 91-94.
14. W. C. Hurty and M. F. Rubinstein (1964): Dynamics of Structures. Prentice-Hall, Inc., 255-277.
15. R. T. McGoldrick (1960): Ship Vibration. Navy Dept., DTMB, Rep. 1451.
16. S. P. Chan, H. L. Cox and W. A. Benfield (1962): Transient Analysis of Forced Vibrations of Complex Structural Mechanical System. Journal of the Royal Aeronautical society, Vol. 66, No. 457.