
 論 文

大韓造船學會論文集
 제 30 卷 第 4 號 1993 年 11 月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 30, No.4, November 1993

대파고 파랑중에서의 선체강도 해석에 관한 연구

— 선종에 따른 강도, 응답특성비교 —

김사수* 신구균** 손성완*** 김재홍****

A Strength Analysis of the Hull Girder among the Rough Sea
 according to Ship Types

by

Sa Soo Kim*, Ku Kyun Shin*, Sung Wan Son***,

and Jae Hong Kim****

요 약

파랑중을 항해하는 선박의 선체강도에 있어 선체에 작용하는 파랑하중을 정확히 추정하는 것은 매우 중요하다. 파랑하중 추정에 있어서 현재 널리 쓰이고 있는 선형스트립 이론은 배의 운동이 작은 낮은 파고에 의한 선체의 강제운동 응답에 기인한 파랑하중 계산법이다. 그러나, 대파고 파랑중에서 특히 슬래밍이 발생하게 되면 선체는 탄성체로서의 응답특성을 가지게 된다. 따라서 이런 경우 선체운동뿐만 아니라 탄성체 운동을 고려한 파랑하중 선체강도 해석법이 요구된다. 이미 본 연구자들은 이러한 배경으로 비선형 유체력이 선체에 작용할 때 선체변위로부터 파랑하중을 계산하여 선체강도를 평가하는 방법을 제안한 바 있다.

본 논문에서는 이러한 동적강도 해석법을 세가지 선종에 적용시켜 계통적인 수치계산을 수행하여 강제응답 및 파랑하중 특성을 비교, 고찰함으로써 파랑중 선체동적강도법의 기초자료를 제시하고자 한다.

Abstract

The ship sailing among waves suffers from the various wave loads that comes from its motion throughout its life. In the rationally - based design, the dynamic structural analysis

접수일자 : 1993년 9월 24일, 재접수일자 : 1993년 11월 1일

* 정회원, 부산대학교 조선공학과

** 국방과학연구소

*** 대우조선(주) 기술연구소

**** 부산 대학교 조선공학과 대학원

is carried out using dynamic wave loads provided from the results of the ship motion calculation as the rigid body. This method is based on the linear theory assumed low wave height and small amplitude of motion.

But at the rough sea condition, relatively high wave compared to the height ship's depth is induced the large ship motion, so configuration of the ship section below waterline changes rapidly at each time. This results in a non-linear problem.

Considering above situation we have already introduced the non-linear dynamic strength analysis method for the hull girder (refer vol. 29, No.4 November, 1992, Journal of SNAK).

In this paper, estimation of the hull girder strength for various ship types such as tankers, containers and log carriers is carried out based on the introduced non-linear method.

We expect that the results will be used as useful basic data for the estimation of dynamic strength of ships in the rough sea.

1. 서 론

선박에 작용하는 각종 환경하중 중에서 가장 중요한 파랑 하중을 추정하기 위해 현재 실용적으로 사용되고 있는 방법은, 첫째 배가 준정적 평형 상태를 유지하며 떠있는 경우 정수압을 적분하여 이를 파랑하중으로 평가하고 그에 따른 강도해석을 수행하는 방법이 있고, 둘째로는 선형 스트립 이론에 의한 방법이 있다.

스트립 이론은 선체형상이 길이에 비해 폭이 좁은 세장형이라는 제한하에 선체 각 단면의 2차원 유체력을 배길기 방향으로 적분하여 3차원적으로 선체에 작용하는 유체력을 계산하는 해석방법이다.

이 방법으로는 선체에 작용하는 각종 유체력을 배의 운동이 작은, 낮은 파고의 파랑중에서는 배의 운동중 수면하부의 단면 형상변화가 크지 않으므로, 비교적 작은 파랑에 대한 파랑하중을 추정하고 이를 바탕으로 선체 강도해석을 수행하는 경우로서 실용적으로도 활용되어 지고 있다. 그러나 대파고 파랑중에서는 선체운동에 의한 수면하 단면형상이 급격하게 변하게 되고, 또 slamming과 같은 충격하중이 발생하는 등의 경우에는 유체력의 비선형성을 무시할 수 없으므로 엄밀한 의미에서 합리적이라 할 수 없다 [1-3],[9-14],[16-22].

그러므로 이러한 문제를 해결하기 위한 노력이 많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔다. 예를 들면 Ochi[4]와 Kawakami[5]는 선형스트립 이론을 이용, 파랑중 선체의 강체 운동 응답을 계산하고 그 결과 파면과 선체의 상대속도에 의한 유체 충격력을 추

정하여 탄성응답을 구하는 방법으로 slamming이 선체강도에 미치는 영향을 연구했으며, Fukasawa등 [6-7]은 정면파에서 수직방향의 흘수변화에 의한 비선형 유체력과 slamming에 의한 유체 충격력을 추정하여 선체 강도해석을 시도했고, Yoon[8]은 slamming이 일어나지 않는 대형파중의 강체로서의 선체 응답과 파랑하중을 해석하는 기법을 개발했다.

그러나 이상의 연구들이 연구자들의 주된 관심을 갖는 비선형 유체력, 또는 유체 충격력에 의한 구조 응답등 각 분야별로 분리 수행되어 왔으므로 파랑중에서 직접적으로 비선형 유체력을 고려하여 동적강도해석을 수행하는데 어려움이 있었다. 그러므로 이러한 연구성과들을 바탕으로 좀더 포괄적이고 확장된 파랑중에서의 파와 선체운동에 기인한 동적강도 평가법을 제시할 필요가 있다고 하겠다.

본 연구자들은 이러한 문제들을 해결하기 위하여 직접적으로 대파고 파랑상태에서의 비선형 유체력을 고려하여 엄밀한 동적강도를 평가하기 위한 해석법들을 이미 제안한 바 있다[10][14][29][30]. 본 연구에서는 이러한 동적강도 해법을 세가지 선종(container, tanker, log carrier)에 적용시켜 계통적인 수치계산을 수행하여 강체응답 및 파랑하중 특성을 비교, 고찰함으로써 파랑중 선체의 동적 강도평가의 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 박육 단면보 이론에 의한 선체 탄성 거동의 정식화 [10],[15],[23-26],[30]

본 연구에서는 선체를 등가평판으로 구성된 박육

단면보(thin-walled beam)으로 이상화하고 유한요소법에 의해 정식화하였다.

2.1 이상화 및 좌표계

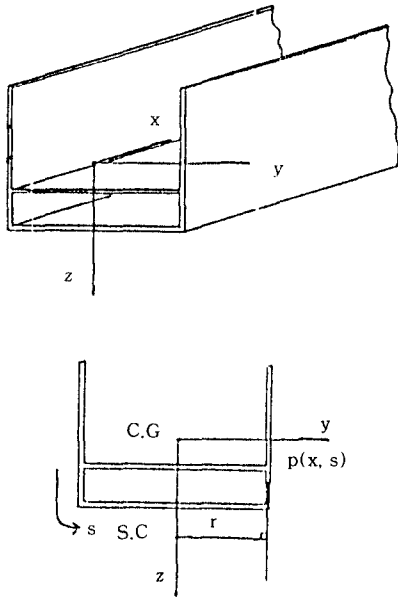


Fig 2.1 Beam with thin walled cross-section and coordinate system

복잡한 선체를 개단면부와 폐단면부가 반복배치된 가변단면보로 이상화하고 각 요소내에서 단면의 특성이 균일한 것으로 하며 요소좌표계는 Fig.2.1의 左圖와 같이 단면중심을 원점으로 하는 우수계 좌표계를 취하였다.

2.2 유한 요소법에 의한 정식화

정식화를 위하여 다음과 같이 가정한다.

- 1) 거동중 단면 형상은 변하지 않는다.
- 2) 탄성 변위는 작고 Hooke의 법칙을 만족한다.

Fig.2.1의 右圖와 같은 단면좌표계에서 임의점 p의 x 축 방향의 변위 u 와 yz평면에 접선 방향의 변위 u_s

$$u = -\theta(x)\omega(s) - \theta_z(x)y(s) + \theta_y(x)z(s) + u_x(x) \quad (1)$$

$$u_s = \theta_x(x)r(s) + u_y(x)\frac{\partial y(s)}{\partial s} + u_z(x)\frac{\partial z(s)}{\partial s} \quad (2)$$

와 같이 쓸 수 있다. 여기서 u_x, u_y, u_z 와 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 는 각각

x, y, z축 방향의 변위이고 각 축에 대한 변위와 각 축에 대한 회전변위를 나타내고 θ 는 θ_x 의 배길이 방향의 변화량으로 $\theta(x)\omega(s)$ 는 단면의 warping을 나타내는 것으로 ω 는 다음과 같이 정의되는 sectional coordinate이다.

$$\omega(s) = \int_0^s (r - \frac{\phi}{t}) d\xi \quad (3)$$

여기서 ψ : 비틀림 함수
t : 단면 두께

따라서 변형율은 다음과 같이 된다.

$$\epsilon_x = -\theta' \omega - \theta_z' y + \theta_y' z + u_x' \quad (4)$$

$$\gamma_{xs} = \theta_x' r + u_y' \frac{\partial y}{\partial s} + u_z' \frac{\partial z}{\partial s} - \theta' \frac{\partial \omega}{\partial s} - \theta_z' \frac{\partial y}{\partial s} + \theta_y' \frac{\partial z}{\partial s} \quad (5)$$

이 된다.

이때 요소 하나당 운동에너지 E_e , 변형에너지 U_e , 외력에 의한 일을 W_e 라 하면 각각 다음과 같다.

$$E_e = \frac{1}{2} \int_V (\dot{u}^2 + \dot{u}_s^2) dV \quad (6)$$

$$U_e = \frac{1}{2} \int_V (E\epsilon_x^2 + G\gamma_{xs}^2) dV \quad (7)$$

$$W_e = \int_V (f_x u + f_s u_s) dV \quad (8)$$

여기서 ρ_s : 선체의 밀도

E : 영률

G : 전단탄성 계수

V : 선체요소의 체적

f_x : x축 방향의 단위체적당의 외력

f_s : yz평면에 접선방향의 외력

요소내 변위 $\{u(x,t)\}^T = \{u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$ 를 변위함수 $[N]$ 을 사용하여 절점 변위로 나타내면

$$\{u(x,t)\} = [N]\{q(t)\} \quad (9)$$

로 쓸 수 있다. 여기서 $\{q(t)\} = \{u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2}\}$ 이다.

따라서 식(6), (7), (8)에 식(1)~(5) 및 식(9)를 대입하여 계 전체의 $E = \sum E_e$, 변형에너지를 $U = \sum U_e$, 외력에 의한 일을 $W = \sum W_e$ 라 하고, Hamilton의 원리

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (E-U+W) dt = 0 \quad (10)$$

를 이용하면 이산화된 운동방정식

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (11)$$

여기서 [M] : 선체의 질량 행렬

[K] : 선체의 강성 행렬

이때 선체의 구조 감쇠로써 비례 점성 감쇠계로 가정하면

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]$$

이때 α, β 는 요소의 재질, 단면형상등에 의해 결정되는 수이다. 따라서, 선체의 구조 감쇠를 고려한 운동방정식은

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \quad (12)$$

여기서, 외력 벡터 {F}는 다음장에서 언급하기로 한다.

3. 비선형 유체력의 추정 [7][8][10][30]

3.1 좌표계

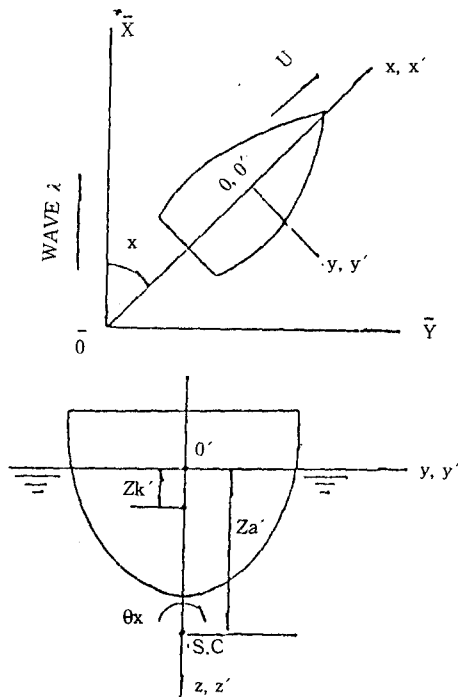


Fig 3.1 Coordinate system for wave load

3.2 비선형 유체력

$$\delta F_y = \delta F_{Hy} + \delta F_{Sy}$$

$$\delta F_z = \delta F_{Hz} + \delta F_{Sz} \quad (13)$$

$$\delta M_x = \delta M_{Hx} + \delta M_{Sx}$$

여기서 H : hydrodynamic force

S : hydrostatic force

3.2.1 hydrodynamic force

$$\delta F_{Hy} = -\frac{D}{Dt} \left[m_{SS} \frac{Du_y}{Dt} + m_{SH} \frac{Du_z}{Dt} + m_{SR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] - \left[N_{SS} \frac{Du_y}{Dt} + N_{SH} \frac{Du_z}{Dt} + N_{SR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] \quad (14)$$

$$\delta F_{Hz} = -\frac{D}{Dt} \left[m_{HS} \frac{Du_y}{Dt} + m_{HH} \frac{Du_z}{Dt} + m_{HR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] - \left[N_{HS} \frac{Du_y}{Dt} + N_{HH} \frac{Du_z}{Dt} + N_{HR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] \quad (15)$$

$$\delta M_{Hx} = -\frac{D}{Dt} \left[m_{RS} \frac{Du_y}{Dt} + m_{RH} \frac{Du_z}{Dt} + m_{RR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] - \left[N_{RS} \frac{Du_y}{Dt} + N_{RH} \frac{Du_z}{Dt} + N_{RR} \frac{D\theta_x}{Dt} \right] \quad (16)$$

여기서 H,S,R : heave, sway, roll 운동

m_{ij} : j mode에 의한 i방향의 부가질량

N_{ij} : j mode에 의한 i방향의 감쇠계수

3.2.2 hydrostatic force

아래 그림과 같이 임의의 시간에서의 수면하 단면 형상에 대하여 정수압력과 입사파 내부 압력을 그 물수 표면에 따라 직접 적분하여 구한다.

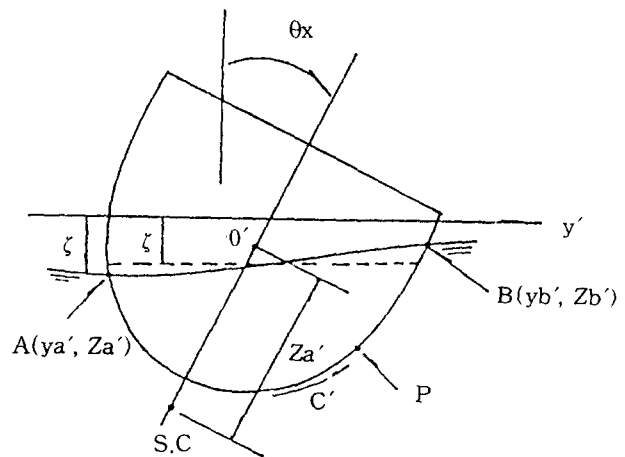


Fig 3.2 Ship section configuration

Bernoulli 식

$$p = \rho g(z' - \xi) - \rho \left[\frac{\partial \varphi}{\partial t} - \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right]_{z=\xi} - \frac{1}{2} \rho ([\nabla \varphi_\omega]^2 - [\nabla \varphi_\omega]^2_{z=\xi}) \quad (17)$$

여기서, ξ : 파면

κ : 파수

ω_e : 조우주파수

φ_w : 파고

ω : 입사각 각도

hydrostatic forces and moment

$$\delta F_{Sy} = \rho \int_A^B p dz \quad (18)$$

$$\delta F_{Sz} = w + \int_A^B (-p) dy' \quad (19)$$

$$\delta M_{Sx} = w(z'_x - z'_g) \sin \theta_x + \int P_A^B p (-y dy' - z dz') \quad (20)$$

여기서, w 는 선체단위길이당 중량이고 A,B는 임의 순간에서의 단면에서의 좌,우측과 수면이 만나는 점이다.

3.2.3 파랑 하중벡터

파랑 하중은 길이 1인 박육 단면 보 요소에 분포 하중으로 작용하는 것으로 가정하고, 이를 보요소 전체에 걸쳐 적분하되 절점하중으로 바꾸고 변위 함수를 이용하여 매트릭스 형태로 써보면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \{F(t)\} &= \left[\int_0^1 [N]^T [B_1] [N] dx \right] \{\ddot{q}(t)\} \\ &+ \left[\int_0^1 [N]^T [B_2] [N] dx \right] \{\dot{q}(t)\} \\ &- 2U \int_0^1 [N]^T [B_1] d \Delta x [N] dx \{\dot{q}(t)\} \\ &+ \left[-U \int_0^1 [N]^T [B_2] d \Delta x [N] dx \right] \{q(t)\} \\ &+ U^2 \int_0^1 [N]^T [B_1] d^2 \Delta x^2 [N] dx \{q(t)\} \\ &+ \int_0^1 [N]^T [F_\omega] [N] dx \{q^{(1)}\} \\ &+ \int_0^1 \left[-[N]^T [B_3] \{w_{t1}\} - [N]^T [B_4] \{w_{t2}\} \right. \\ &\quad \left. + [N]^T [F_{s1}] \right] dx \\ &= [M_f] \{\ddot{q}(t)\} + [C_f] \{\dot{q}(t)\} \\ &\quad + [K_f] \{q(t)\} + \{F_f\} \end{aligned} \quad (21)$$

4. 강체 운동 및 진동 응답 추정 [10][29][30]

4.1 운동 방정식

제2장, 제3장에서 구한 선체 질량 행렬, 구조 감쇠 행렬, 선체 강성 행렬 및 비선형 유체력 행렬을 이용하면 계 전체의 운동 방정식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} [M_G] \{\ddot{Q}(t)\} + [C_G] \{\dot{Q}(t)\} + [K_G] \{Q(t)\} \\ = [M_{fG}] \{\ddot{Q}(t)\} + [C_{fG}] \{\dot{Q}(t)\} + [K_{fG}] \{Q(t)\} + \{F_{fG}\} \end{aligned} \quad (22)$$

여기서 변위 벡터 $\{Q(t)\}$ 는 조우 주파수에 따라 변동하는 강체변위 Q_e 과 선체진동의 고유주파수로 변동하는 탄성체 변위 Q_e 로 분리하여 생각하고 부가질량과 조파감쇠계수의 주파수 의존성은 다음과 같이 고려한다.

선체가 진동할 때 부가질량은 진동주파수 및 진동 모드에 따라 다르지만 여기서는 선체진동에 대한 부가질량은 수면하부 형상 변화에 관계없이 정수중에서의 수면하부 형상에 대하여 일률적으로 주파수 무한대의 것을 이용하고 진동모드에 따른 3차원 수정계수는 상하, 수평, 비틀림 방향 각각에 대한 2차 모드의 값을 대표값으로 선택하였다. 또 선체진동에 대한 조파감쇠력 및 복원력은 작용하지 않는 것으로 하였다.

따라서 식(22)의 우변을 분리하면

$$\begin{aligned} \text{우변} &= [M_{fG}] \omega_e \{\ddot{Q}_e\} + [C_{fG}] \omega_e \{\dot{Q}_e\} + [K_{fG}] \omega_e \{Q_e\} \\ &\quad + \{F_G\} + [M_{fG}]_\infty \{Q_e\} \end{aligned} \quad (23)$$

와 같이 쓸 수 있다. 여기서 첨자 ω_e 는 조우주파수 성분을 ∞ 는 주파수 무한대의 성분을 나타낸다. 따라서 $[M_{fG}]_\infty$ 는 정수중에서의 수면하부 형상에 대한 주파수 무한대의 부가질량 3차원 수정계수를 고려한 유체력 행렬로 이는 시간에 따라 불변항으로 가정하였으므로 이를 좌변으로 이항시키면

$$\begin{aligned} \{[M_G] + [M_{fG}]_\infty\} \{\ddot{Q}_e(t)\} + [C_G] \{\dot{Q}_e(t)\} + [K_G] \{Q_e(t)\} \\ = [M_{fG}] \omega_e \{\ddot{Q}_e(t)\} + [C_{fG}] \omega_e \{\dot{Q}_e(t)\} \\ + [K_{fG}] \omega_e \{Q_e(t)\} + \{F_{fG}\} \end{aligned} \quad (24)$$

이 된다. 따라서 식(24)의 좌면 계수행렬은 시간에 대한 불변량이므로 비감쇠 자유진동일 때를 가정하여 고유치 문제를 풀어 선체진동의 고유치와 탄성체 모드를 구하고 배의 무게중심의 길이방향 위치를 고려한 강체모드를 가정하여 변위 벡터 $\{Q(t)\}$ 를 다음과 같이 쓰면

$$\begin{aligned} \{Q\} &= [P_r, P_e] \{I_e\} \\ &= [P_r] \{I_r\} + [P_e] \{I_e\} \end{aligned} \quad (25)$$

이 된다. 여기서,

$[P_r]$: 강체 모드

$[P_e]$: 탄성체 모드

$\{I_r\}$: 강체 모드의 weighting function

$\{I_e\}$: 탄성체 모드의 weighting function 이다.

식(23)를 식(24)에 대입하고 모드간의 직교성과 앞에서 가정한 부가질량과 조파감쇠계수의 주파수의존성 및 강체 변위는 탄성 변위와 구조 감쇠력에 영향을 미치지 않으므로

$$\begin{aligned} [P_r]^T [K_G] &= [0] \\ [P_r]^T [C_G] &= [0] \end{aligned}$$

인 관계식을 고려하여 식(24)에 $[P_r]^T$ 를 앞에 곱하고 정리하면 다음식(26)을, $[P_e]^T$ 를 앞에 곱하고 정리하면 다음식(27)을 얻을 수 있다.

$$([M_r] - [m_r]) \{\ddot{I}_r\} + (-[C_r]) \{\dot{I}_r\} + (-[K_r]) \{I_r\} = \{f_r\} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} [M_e] \{I_e\} + [C_e] \{\dot{I}_e\} + [K_e] \{I_e\} \\ = [m_e] \{I_r\} + [C_e] \{\dot{I}_r\} + [k_e] \{I_r\} + \{f_e\} \end{aligned} \quad (27)$$

여기서, $[M_r] = [P_r]^T [M_G] [P_r]$

$$[m_r] = [P_r]^T [M_{fG}] \omega_e [P_r]$$

$$[C_r] = [P_r]^T [C_{fG}] \omega_e [P_r]$$

$$[K_r] = [P_r]^T [K_{fG}] \omega_e [P_r]$$

$$[f_r] = [P_r]^T [F_{fG}]$$

$$[M_e] = [P_e]^T [M_{fG}] \omega_e [P_e] + [P_e]^T [M_G] [P_e]$$

$$[C_e] = [P_e]^T [C_G] [P_e]$$

$$[K_e] = [P_e]^T [K_G] [P_e]$$

$$[m_e] = [P_e]^T [M_{fG}] \omega_e [P_e]$$

$$[C_e] = [P_e]^T [C_{fG}] \omega_e [P_e]$$

$$[K_e] = [P_e]^T [K_{fG}] \omega_e [P_e]$$

$$[f_e] = [P_e]^T [F_{fG}]$$

식 (26)의 계수 행렬은 시간에 따라 시시각각 변화하므로 이들 방정식은 비선형 방정식이 되며 그 해를 구하기 위하여 time stepping analysis method를 도입하였다 이를 위해서 본 논문에서는 시간 적분법의 하나인 Newmark- β 법을 사용하였다.

4.2 수치 해법

4.1절의 운동방정식의 계수행렬에 포함된 부가질량과 조파감쇠 계수는 Frank가 제안한 close fit법 [12]을 이용하였다. 유체충격력은 선체단면이 공중에서 수중으로 돌입할 때만을 고려하며 이때 부가질량의 시간에 따른 변화는 주파수 무한대의 것을 사용하였다. 또 선체단면이 공중에 있을 때는 유체력은 '0'으로 하고 갑판이 해수를 뒤집어 쓰는 청파현상은 본 연구에서는 고려하지 않으므로 선측외판은 갑판에서 무한히 연속되어 있는 것으로 가정하였다.

운동방정식(26)의 계수행렬은 시간에 따라 시시각각 변화하므로 이들 방정식은 비선형 방정식이 되므로 그 해를 구하기 위하여 time stepping analysis method를 도입하여 임의의 시간에서의 강체변위를 구하고 그 결과를 식(27)에 대입하여 탄성체 변위를 계산하는 방법을 취하였다.

4.3 전단력, 굽힘 moment 및 비틀림 moment

선체에 작용하는 전단력, 굽힘 moment 및 비틀림 moment의 계산은 선체 변위로 부터 다음식을 이용하여 계산하였다. 이때 구조 감쇠에 의한 힘은 크기가 작으므로 무시한다.

$$\overline{M}_h = -EI_z u_y''''$$

$$\overline{F}_h = -EI_z u_y'''$$

$$\overline{M}_v = -EI_y u_z''''$$

$$\overline{F}_v = -EI_y u_z'''$$

$$\overline{M}_t = GJ \theta_x' + EI_x \theta_x''''$$

여기서,

$$\overline{M}_h : \text{수평 굽힘 moment}$$

$$\overline{F}_h : \text{수평 전단력}$$

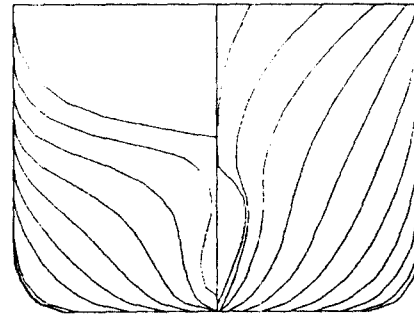
- \bar{M}_v : 수직 굽힘 moment
- \bar{F}_v : 수직 전단력
- \bar{M}_t : 비틀림 moment
- EI_y : 수평 강성
- EI_z : 수직 강성
- GJ : Saint-Venant의 비틀림 강성
- EI_w : warping 강성

5. 수치계산 및 고찰

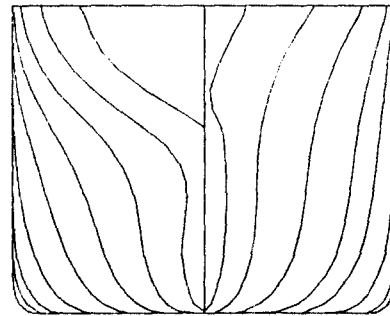
본 논문에서는 이미 제안한 바 있는 비선형 유체력을 고려한 파랑중 동적강도 해석기법을 이용하여 실제 건조 실적이 있는 세가지 선종(tanker, container, log carrier)에 대해 계통적인 수치해석을 수행하고 현재 널리 사용중인 O.S.M에 의한 결과와 비교함으로써 선종에 따른 강체응답 및 선박에 작용하는 파랑하중의 비선형특성을 조사하였다. 세종류의 시산대상 선박의 주요치수는 Table 5.1에, 정면선도는 Fig.5.1에 나타내었다.

수치계산을 위한 parameter로는 세가지 선종별로 선속을 고정시키고($F_n=0.15$), 입사파각도 $\chi=180^\circ$ (선수파), $\chi=120^\circ$ (선수사파)인 두 경우에 대하여 파장에 따른 특성검토를 위해 파고비 $L/H_w=15$ 일때 $\lambda/L=0.5, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5, 2.0$ 으로 변화 시키면서 계산을 수행했고, 또 파고에 따른 파랑하중의 비선형성을 검토하기 위하여 파장비 $\lambda/L=1.0$ 일때 $L/H_w=35, 30, 25, 20, 15$ 로 변화 시키면서 수치계산을 수행하였다.

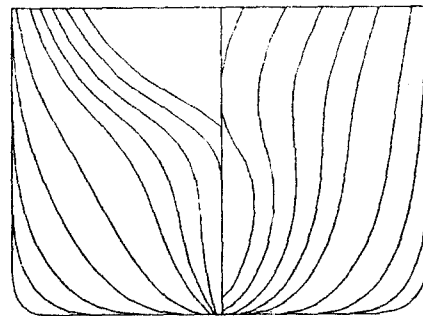
이때 시산 대상 선박들의 주요 치수와 화물 적재 상태등이 각각 다르므로 특성 비교를 위해 강체응답, 파랑하중을 무차원화된 값으로 표시했으며 각 선박



(a) Container



(b) Tanker



(c) Log carrier

Table 5.1 Particular of Ships

Particular	Tanker	Container	Log Carrier
Length between perpendicular	180.0m	225.2m	101.66m
Breadth Moulded	30.0m	32.2m	16.4 m
Depth Moulded	16.5m	19.0m	8.55m
Draft at Full Load Condition	11.719m	10.743m	7.0 m
Displacement at Full Load Condition	49,507 ton	50,175 ton	9,116 ton
Displacement at Ballast Condition	27,681 ton	29,970 ton	4,987 ton
Block Coefficient (C_b)	0.755	0.64	0.73

Fig 5.1 Body plan of ships

의 중량분포는 full load시의 부력분포와 동일하게 가정하였다. 파랑하중은 다음과 같이 무차원화시킨다.

$$\bar{F}_v = F_v / \rho g L b a$$

$$\bar{M}_v = M_v / \rho g L^2 b a$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_h &= F_h / \rho g L b a \\ \bar{M}_h &= F_h / \rho g L^2 b a \\ \bar{M}_r &= M_r / \rho g L^2 b a \end{aligned} \quad (28)$$

여기서,

- ρ : 밀도
- g : 중력가속도
- L : 배의 길이
- b : 배의 폭
- a : 파고의 1/2

5.1 강체응답특성

(1) 정면파($\chi=180^\circ$)인 경우

정면파에서의 선체응답에 대한 결과를 선형이론값과 비교하기 위하여 Fig 5.2에 나타내었다. Fig.5.2 (a),(b)에서 보는 바와 같이 정면파인 경우 세가지 선종이 모두 pitch motion의 비선형값이 선형값 보다 모두 크되 배길이의와 같은 파장비 $\lambda/L=1.0$ 근방에서 최대값임을 알 수 있다. heave motion에서는 비선형값이 선형계산값보다 대체로 다소 작지만은 파장비 $\lambda/L=1.0$ 보다 긴 파장에서는 크기가 거의 일정한 최대치를 보인다.

(2) 사파($\chi=120^\circ$)인 경우

Fig.5.3에 선수사파인 경우의 파장비 λ/L 에 따른 무차원화된 강체응답 특성을 나타내었다.

세가지 선종이 모두 heave, pitch, yaw인 경우는 파장비 $\lambda/L=1.0$ 근방에서 모두 큰 peak를 보이되 선형, 비선형성의 크기의 차이는 peak 위치 근방에서 가장 크고 이를 벗어나면 그 차이는 감소하고 있음을 알 수 있다. sway motion은 파장비 λ/L 이 클수록 비선형성이 커지며 대체로 선형값보다 비선형값이 다소 작고, roll motion은 비선형 계산치가 선형계산치보다 크게 나타나는데 파장비 $\lambda/L=1.5$ 근방에서 peak를 이루고 있음을 알 수 있다. 이것은 횡요복원 moment를 선체 경사에 비례하는 것으로 가정하는 선형계산과 복원 moment의 비선형 거동을 고려하는 비선형계산과의 계산법의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

5.2 파랑 하중 특성

항해중 선박의 강도평가에 있어서 선체에 작용하는 파랑하중을 정확히 산정하는 것은 매우 중요하다. 본 논문에서는 대파고 파랑중에서 선박이 항해할 때 slamming을 포함한 비선형유체력이 작용될 때의 선체의 변위로 부터 파랑하중을 계산하여 선체의 강체응답뿐만 아니라 탄성응답특성을 고려할 수 있게 하였다.

5.2.1 파랑하중의 시각력 특성

파랑상태, 특히 파고의 크기에 따른 선체에 작용하는 파랑하중의 시각력 특성을 알아보기 위하여 세 선

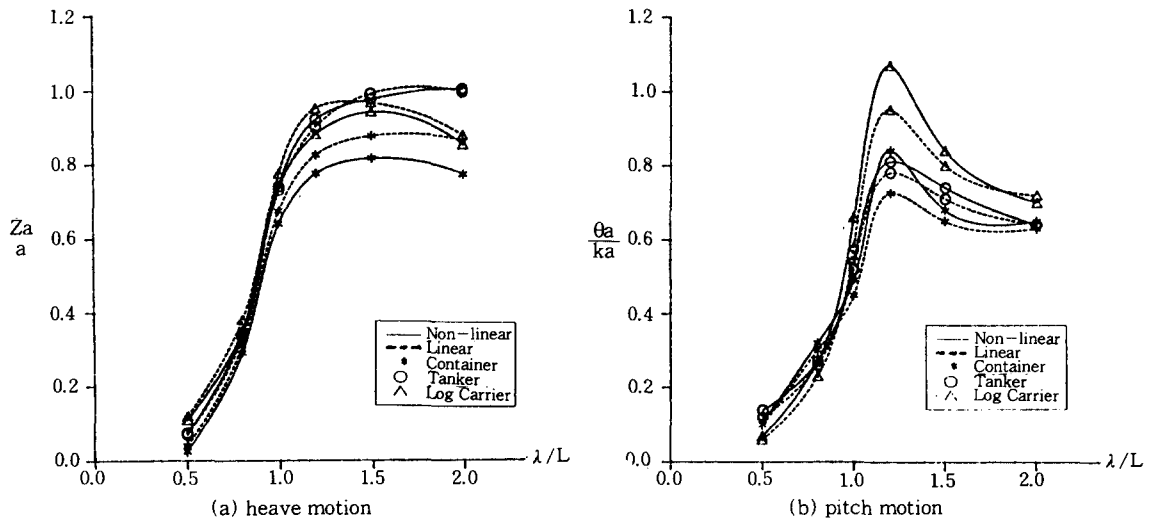
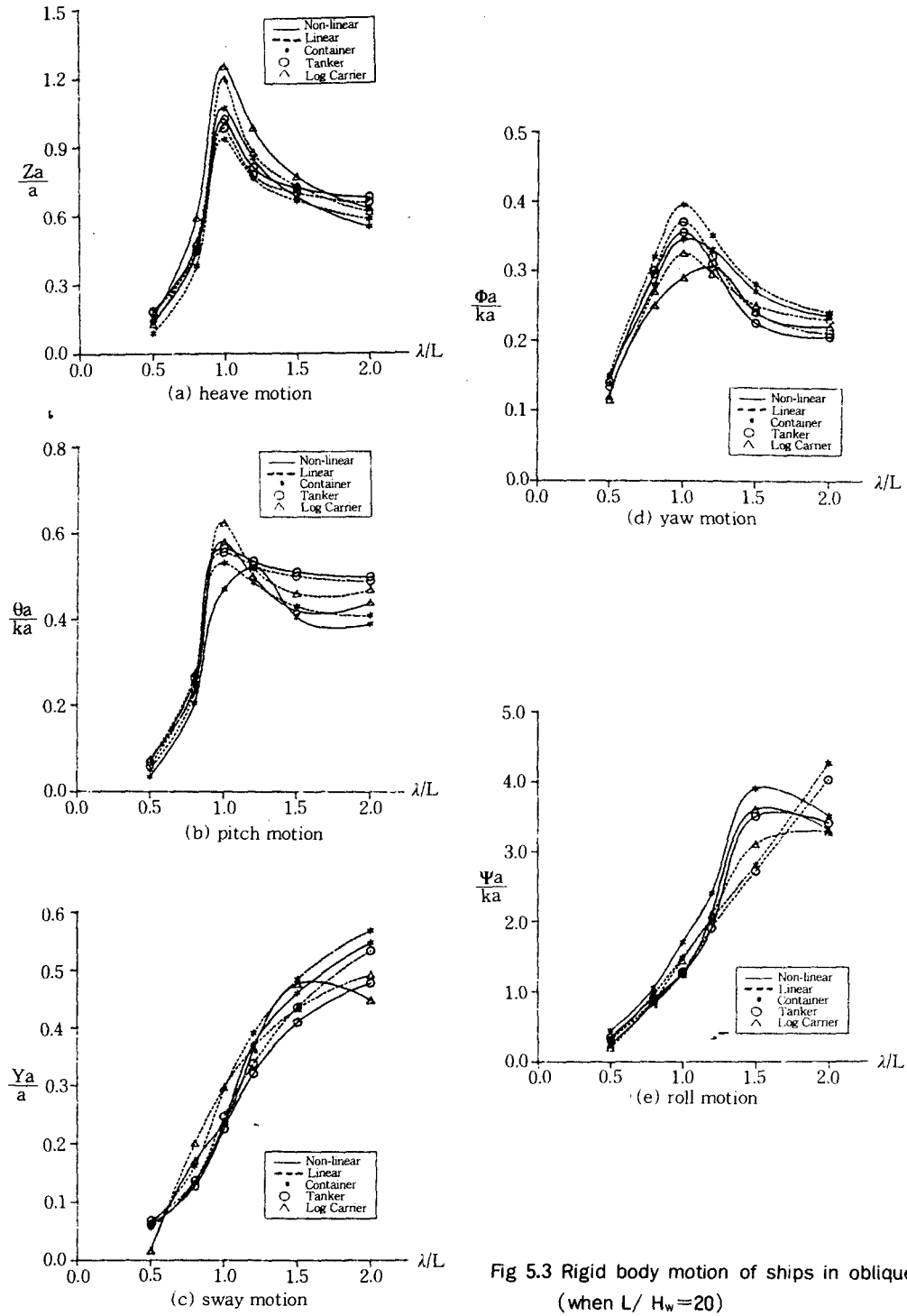
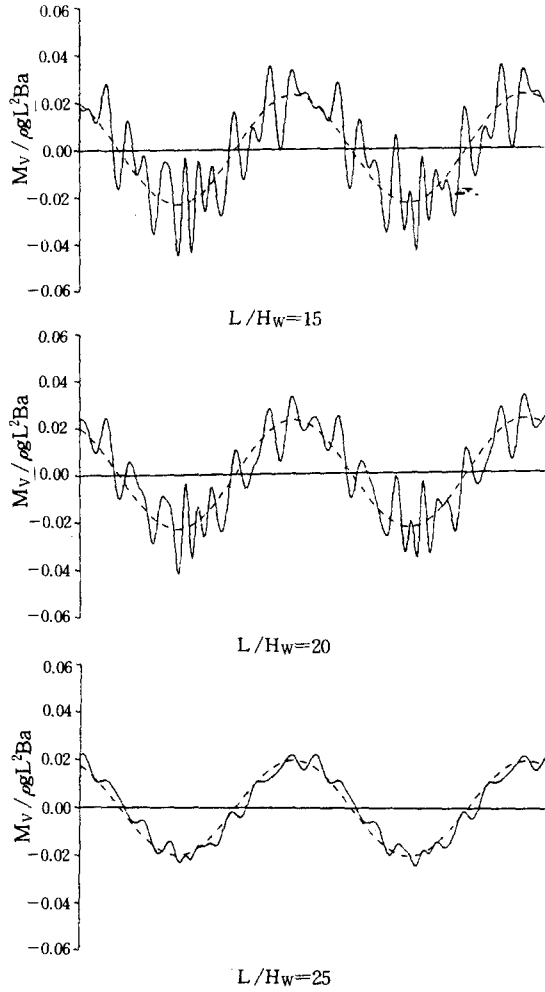
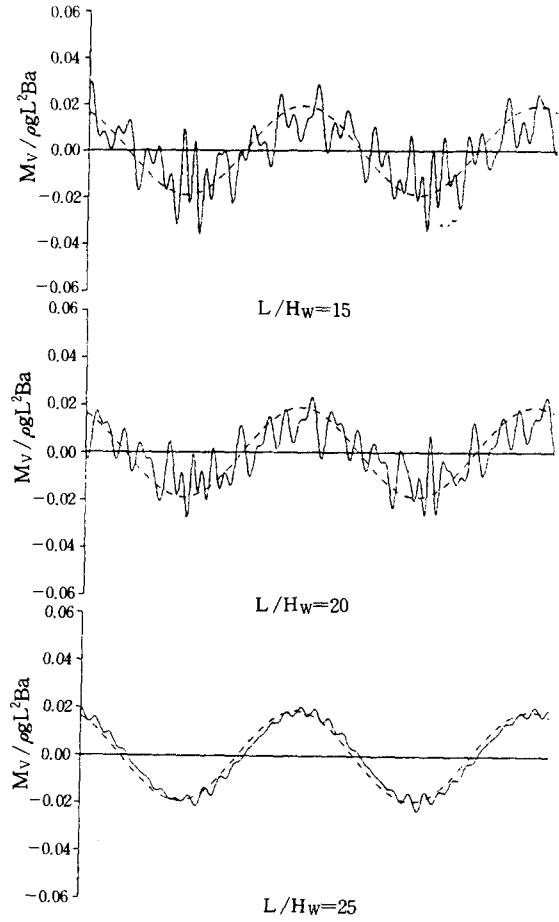


Fig 5.2 Rigid body motion of ships in head sea (when $L/H_w=20$)

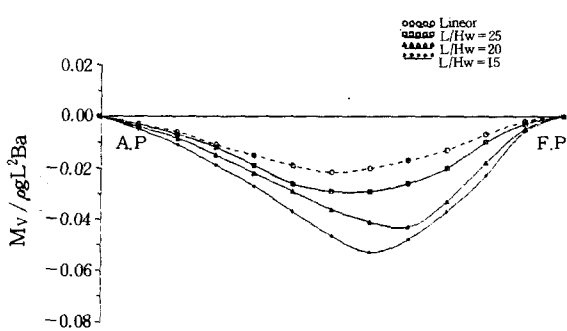




(a) Time history of vertical bending moment in head sea at midship

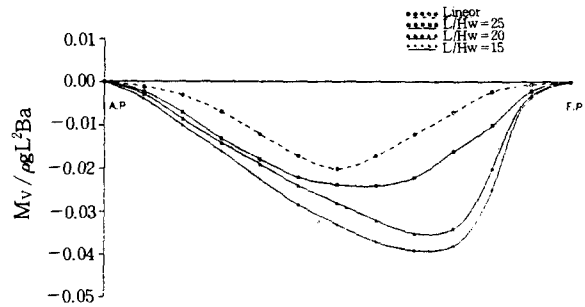


(a) Time history of vertical bending moment in head sea at midship



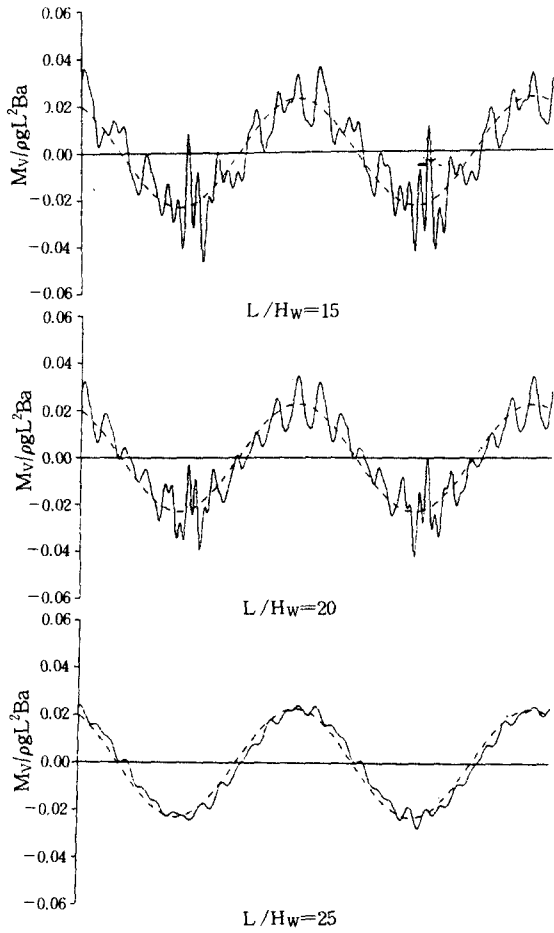
(b) Distribution of vertical bending moment in head sea

Fig 5.4 Vertical berding moment in head sea when $F_n = 0.1$ of tanker

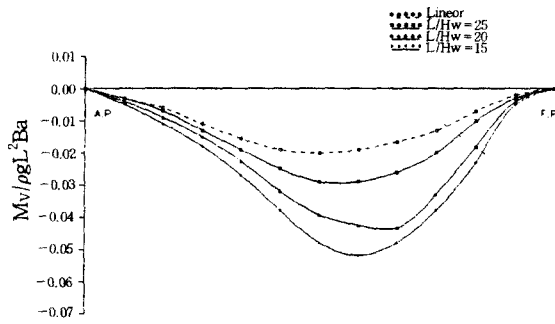


(b) Distribution of vertical bending moment in head sea

Fig 5.5 Vertical bending moment in head sea when $F_n = 0.1$ of container



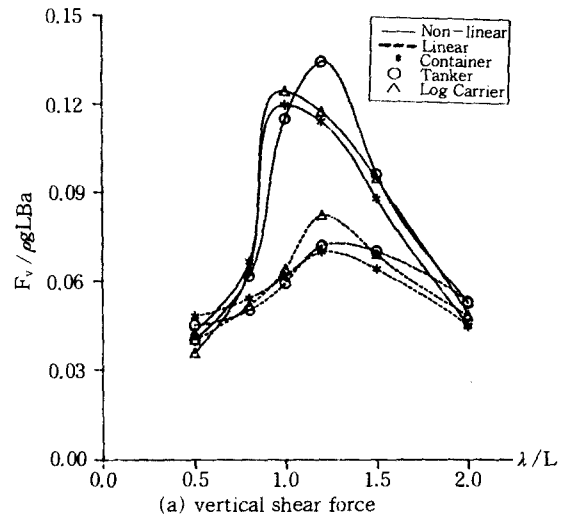
(a) Time history of vertical bending moment in head sea at midship



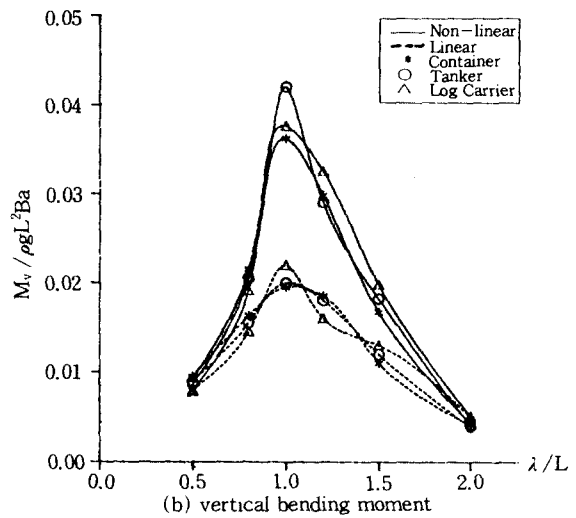
(b) Distribution of vertical bending moment in head sea

Fig 5.6 Vertical bending moment in head sea when $F_n = 0.1$ of log carrier

종에 대하여 정면파($\chi=180^\circ$)인 경우에 수직굽힘 moment의 선체 중앙 단면위치에서의 시각력을 파고 비 $L/H_w=25, 20, 15$ 로 변화시켜 가면서 나타내었으며 또 각 파고상태에서 최대값이 나타날 때의 수직굽힘 moment의 배길이 방향의 분포도 함께 Fig 5.4에서 Fig 5.6에 선형계산결과와 비교하여 나타내었다. 계산결과에서 알 수 있듯이 $L/H_w=20$ 이하가 되면 세 선종 모두 선수노출에 의한 slamming이 발생하여 whipping 현상이 나타나게 된다. 이 whipping은 파

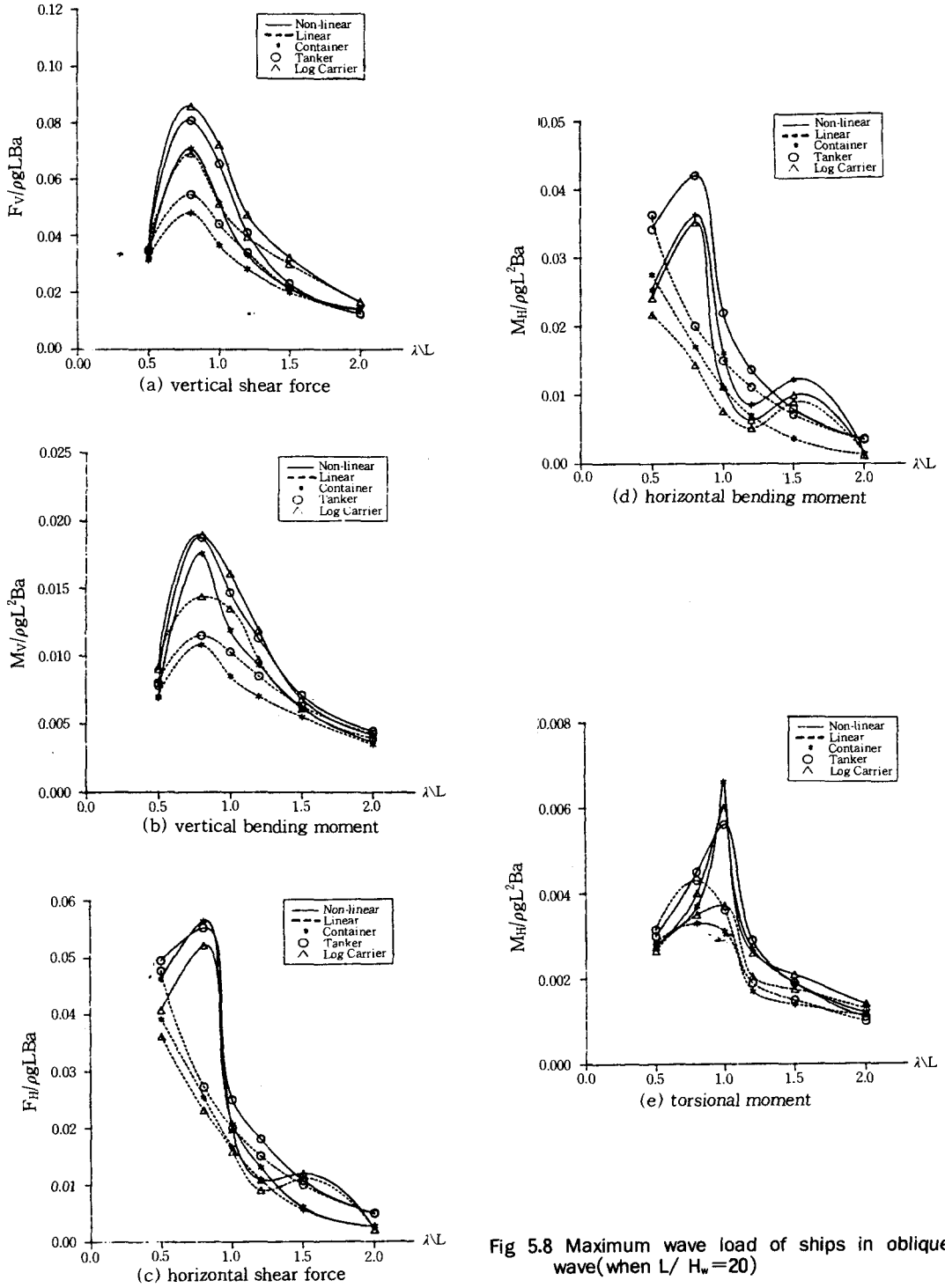


(a) vertical shear force



(b) vertical bending moment

Fig 5.7 Maximum wave load of ships in head sea (when $L/H_w=20$)



고가 가장 큰 $L/H_w=15$ 에서 가장 두드러지게 일어나고 있음을 알 수 있다. 배길이 방향의 분포를 살펴보면 container에서는 최대 굽힘 moment가 작용하는 위치가 선수쪽으로 조금 치우쳐 나타나지만 tanker와 bulk carrier에서는 선체중앙부 근방에서 최대 굽힘 moment가 일어나고 있음을 알 수 있다.

5.2.2 파장비 λ/L 에 따른 최대 파랑하중 특성

5.2.1에서 살펴본 바와 같이 대파고 파랑중 특히 slamming이 발생하는 경우에는 배길이 방향의 파랑하중분포가 일정하지 않으므로 설계의 기준이 되는 각 파랑조건에서의 최대파랑하중에 대한 특성을 비교하였다.

(1) 정면파($\chi=180^\circ$)인 경우

정면파일때 파장비 λ/L 에 따른 무차원화된 최대 파랑하중을 Fig 5.7에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 slamming이 발생하기 전에는 선종에 관계없이 수직전단력과 수직굽힘 moment의 비선형값이 선형값과 거의 유사한 값을 보여주지만 slamming이 발생하게 되는 경우에는 비선형성이 파장비 $\lambda/L=1$ 근방에서 최대치를 이루고 그 중 tanker의 경우 가장 크게 나타나는데, 이는 tanker의 선수형상이 완만하여 slamming에 의한 유체충격력의 영향이 가장 크게 나타나기 때문이라고 판단된다.

(2) 사파($\chi=120^\circ$)인 경우

Fig 5.8에서 알 수 있듯이 수직파랑하중의 경우 선형값은 파장비 λ/L 가 증가할수록 완만하게 감

소하지만 비선형인 경우 파장비 $\lambda/L=0.8$ 근방에서 slamming에 의한 비선형값이 최대로 되고 그 이상의 파장비에서는 급격하게 감소하게 됨을 알 수 있다. 이때 최대값의 크기는 정면파인 경우에 비해서는 유체충격력의 크기가 상당히 작은 값을 알 수 있다. 수평전단력과 수평굽힘 moment의 경우 선형값은 파장비 $\lambda/L=0.8$ 근방에서 peak치를 가지고, 그 이상의 파장비에서는 완만하게 감소하게 됨을 알 수 있고, 반면 비선형값은 파장비 $\lambda/L=0.8$ 근방에서 peak치를 보이고 그 이상의 파장비에서는 급격히 감소한다.

비틀림 moment의 선형값은 파장비 $\lambda/L=0.5\sim 1.0$ 사이에서 peak치를 가지고 그 이상의 파장비에서는 완만한 감소를 하고, 비선형값은 파장비 $\lambda/L=1.0$ 근방에서 최대를 보이고 있고, 그 이상의 파장비에서는 급격한 감소를 한다. 이것은 유체력을 배길이 방향으로 적분하여 구하는 과정과 회전변위곡선에서 비틀림 moment를 추정하는 비선형성에 기인한 것으로 판단된다.

5.2.3 파고비에 따른 최대 파랑하중 특성

파고비에 따른 각선종별의 비선형성을 고찰하기 위하여 Froude No. $F_n=0.15$, 파장비 $\lambda/L=1.0$ 으로 두고 파고비를 $L/H_w=35, 30, 25, 20, 15$ 로 변화시키면서 정면파($\chi=180^\circ$) 및 선수사파($\chi=120^\circ$)에 대하여 수치계산을 수행하였다. 이때 비교를 위하여 y축은 각 파랑하중의 비선형값을 선형계산값으로 나누어 무차원화한 +peak, -peak치를 나타내었다. 따라서 점선으로 표시되는 1.0 또는 -1.0값은 선형계산값과 비선형계산값이 같은 경우이다.

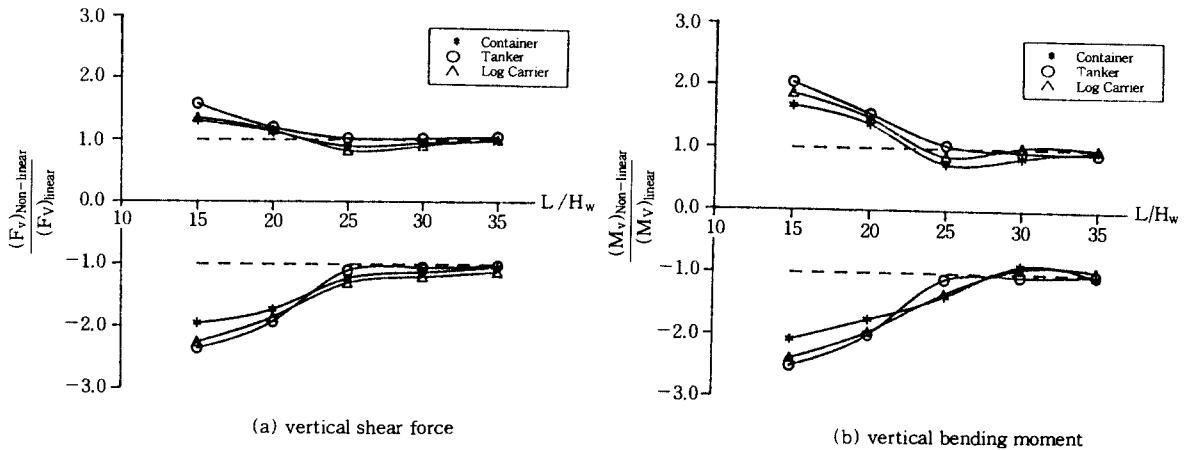


Fig. 5.9 Maximum wave load of ships in head sea due to wave height

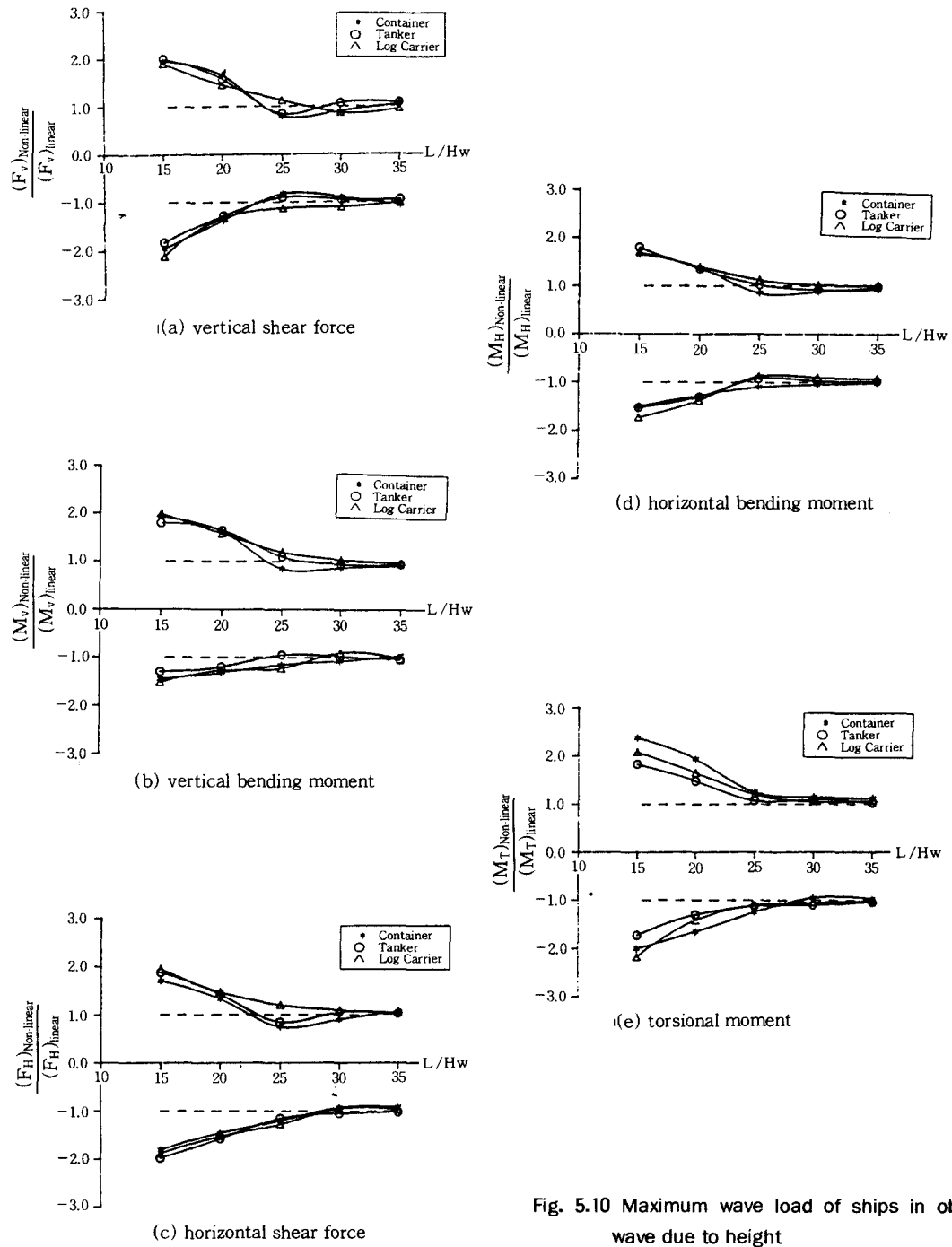


Fig. 5.10 Maximum wave load of ships in oblique wave due to height

(1) 정면파($\chi=180^\circ$)인 경우

Fig.5.9에서 보이는 바와 같이 정면파인 경우 slamming이 발생하지 않는 경우인 파고비 $L/H_w=25$ 이상에서는 수직전단력과 수직굽힘 moment 모두가 선형값과 비선형값의 차이는 거의 없고 파고가 증가되어 slamming이 발생하게 되는 $L/H_w=20,15$ 에서는 비선형값이 크게 증가하게 됨을 알 수 있다. 수직전단력과 수직굽힘 moment는 +peak보다 -peak 쪽에서 더 큰 비선형성을 보이고 있음을 알 수 있다.

(2) 선수사파($\chi=120^\circ$)인 경우

Fig 5.10에서 보이는 바와 같이 사파인 경우에도 역시 정면파인 경우와 같이 slamming이 발생하지 않는 경우는 수직방향 파랑하중 모두가 선형값과 비선형값의 차이는 거의 없고 파고가 증가되어 slamming이 발생하는 파고비 $L/H_w=20,15$ 에서 비선형성이 크게 증가하게 됨을 알 수 있다. 그 크기는 정면파인 경우 보다 작다. 이와 같은 경향은 수평 하중과 비틀림 moment 하중인 경우에도 동일한 크기와 경향이 나타나고 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

이상과 같은 수치계산결과를 통하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 선박의 종류에 따라서 다소 차이는 보이지만 세종류의 선박 모두에서 황천과 같은 대파고 파랑상태하에서는 파랑하중의 비선형성이 나타나므로 합리적이고 엄밀한 파랑하중 동적강도 평가를 위해서는 비선형 유체력을 고려한 파랑하중의 산정이 요구됨을 알 수 있었다.
- (2) 전반적으로, 파고비가 $L/H_w=20$ 이하가 되면 선저노출에 의한 슬래밍이 발생하게 되어 whipping현상이 나타나게 되고 배길이 방향의 하중분포는 선종에 따라 다르게 나타남을 알 수 있다.
- (3) slamming이 발생하게 되면 모든 파랑하중이 선형계산값보다 크게 되고, 정면파인 경우가 가장 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.
- (4) slamming이 발생하게 되면 선수선저형상이 완만한 tanker에서 유체충격력에 의한 비선형성이 가장 크게 나타남을 알 수 있다.

(5) 선수사파인 경우 container나 log carrier와 같이 개구를 가진 선박의 수평-비틀파랑하중은 파고비 $L/H_w=20$ 이하에서는 응답의 비선형계산값이 선형계산보다 상당히 큰 값을 가지게 되므로 이를 감안하여 강도계산을 할 필요가 있다고 본다.

(6) 본 연구는 규칙파중의 선체강도해석을 수행하였으나 파랑조건으로 wave spectrum을 이용한 불규칙 파랑상태에서의 강도 해석법으로 확대 및 선체탄성체 해석시 작용하는 부가 질량의 엄밀한 추정법을 보완할 필요가 있다고 본다.

후 기

이 논문은 학술진흥재단이 지원한 91년도 연구수행의 결과이다. 동 재단에 대하여 차체에 심심한 사의를 표한다.

참 고 문 헌

- [1] 川上益男, 村本弘光, スラミングによる 小型船의 船底 損傷について, 西部造船會 會報, 第 33 號, 1966.
- [2] 村井謙二, コンテナ運搬船의 船首部 船側 外板의 損傷, 日本 海事 協會 會誌, No.150, 1975
- [3] 尾道丸事故に 係る 技術檢討會 報告書, 運輸省 船舶局, 1981.
- [4] M.K.Ochi and L.E.Motter, Prediction of Slamming Characteristics and Hull Response for Ship Design, Trans. SNAME, Vol.81, 1973.
- [5] 川上益男, 小林和夫, 船首底衝擊による 船體過度應答に ついて, 西部造船會會報, 第50號, 1975.
- [6] 山本善二, 藤野正隆, 深澤塔一, 非線形性を考慮した 波浪中の 船體縱運動および 縱強度(第1報-第3報), 日本造船學會論文集, 第 143, 144, 145號, 1978-1979.
- [7] 黑岩降夫, 大波高波浪中の 船體構造應答に 關する研究, 日本東京大學 博士學位論文, 1986.
- [8] 尹範相, 大波高波浪による 船體의 波浪荷重に 關する 研究 (非線形波浪荷重解析), 日本東京大學博士學位論文, 1985.
- [9] 白点基, 金昌烈, 理想化 構造 要素法에 의한 坐

- 礎時 二重低 構造의 損傷 및 強度解析. 大韓造船學會 論文集 (第28卷 1號)
- [10] 申久均, 船體構造의 波浪中 非線形 動的 強度 解析. 釜山大學校 博士學位論文, 1991.
- [11] 前田久明, 任意 船形に 及ぼす波の 強制力につ いて, 日本造船學會 論文集, 第126 號, 1969.
- [12] W.Frank, Oscillation of Cylinder in or below free surface of deep fluid, NSRDC Report 2375, 1967.
- [13] J.W.Bedel and C.M.Lee, Numerical calculation of the added mass and damping coefficients of cylinders oscillating in or below a free surface, NSRDC Report 3551, 1971.
- [14] 김사수, 김창렬, 김진안, 홍봉기, 배동명, 비선형성을 고려한 파랑중 선체운동과 강도에 관한 연구, 대한 조선학회지, 25권2호, 1988.
- [15] 이재신, 선체 구조 역학, 한국해사문제연구소, 1981.
- [16] ITTC, Report of Committee I.2, 10th ISSC, 1988.
- [17] 經塚雄策, 2次元 物體に 動く非線形流體力につ いて(第1報-第4報), 日本 造船學會 論文集, 第 148,149,150,152號(1980-1983).
- [18] 임상진 譯, 基本 造船學, 대한 교과서 주식회사, 1969.
- [19] 日本造船研究協會, コンテナ船, 1968.
- [20] Korvin-Kroukovsky, B.V., Investigation of Ship Motion in Regular Waves, Trans. *SNAME*, Vol.63, 1953.
- [21] Salvesen, N., Tuck, E.O., and Faltinsen, O., Ship Motions and Sea Loads, Trans. *SNAME*, Vol.78, 1970.
- [22] *SNAME*, Hydrodynamics in Ship Design 3, 1965.
- [23] K.Ohtaka, et.al., On the Coupled Torsional - Horizontal Vibration of Ships, Mitsubishi Technical Bulletin, No.54, 1967.
- [24] T.Kumai, On the Coupled Torsional-Horizontal Vibration of Ships, *J.S.N.A., Japan Vol.* 100, 1957.
- [25] Y.Matsuura, et.al., Study on the coupled Torsional and Flexural Vibration of Ship with Large Hatch Openings(1st Report), *JSNA Kansai, Japan*, No.127, 1968.
- [26] Y.Matsuura, et.al., Study on the coupled Torsional and Flexural Vibration of Ship with Large Hatch Openings(2nd Report), *JSNA Kansai, Japan*, No.127, 1968.
- [27] G.A.Gunnlang and P.T.Pedersen, A Finite Element Formulation for Beams with Thin Walled Cross-Sections, *Computer & Structure*, Vol.15, No.6, 1982
- [28] 深澤塔一, スラミングを考慮に波浪中船舶の動的 應答, 日本東京大學 博士論文, 소화55년
- [29] 김창렬, 엄동석, 김사수, 백점기, 선박의 고도정밀 비선형 구조해석 및 합리적 구조설계에 관한 기초연구, 한국과학재단 보고서, 1991
- [30] 김 사수, 신구균, 손성완, 선박의 비선형 유체력을 고려한 동적강도 해석법에 관한 연구, 대한 조선학회지 제29권4호, 1992.