
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 29 卷 第 4 號 1992 年 11 月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 29, No.4, November 1992

선박의 비선형 유체력을 고려한 파랑중 동적 강도 해석법에 관한 연구

신구균*, 김사수**, 손성완*

A Study on the Dynamic Strength Analysis of the Hull Girder Among Waves Considering Non-Linear Hydrodynamic forces

by

Ku-kyun Shin*, Sa-soo Kim** and Sung-wan Son*

요 약

대파고 파랑중을 항해하는 선박은 큰 선체 운동으로 인하여 수면하 단면 형상이 시시각각 크게 변하므로 자유 표면 조건, 물체 표면 조건의 비선형성에 의한 비선형 유체력의 영향이 무시될 수 없게 된다. 경우에 따라서는 선저가 파면으로부터 충격력을 받는 슬래밍 현상과 선수가 파도를 뒤집어 쓰는 청파 현상등과 같은 충격적 유체력이 선체에 가해지는 등 복잡한 문제가 발생하게 된다.

본 연구에서는 선체를 가변 단면보의 탄성체로 이상화하여 파랑중 선체 거동을 박육 단면보 이론에 의해 정식화하고 파랑 하중으로는 수면하 단면 형상 변화에 따른 비선형 유체력과 momentum slamming 이론을 이용한 유체 충격력을 고려하여 대파고 파랑 중 탄성체인 선체의 응답을 추정하는 해석 기법을 개발하여 이를 기존의 실험결과와 비교 그 타당성을 확인하고, 이의 응용으로 본 기법에 의하여 4만톤급 정유 운반선에 적용하여 정면파 및 사파중에서 파고, 파장, 선속을 파라미터로 한 수치 계산을 수행하고 여러가지 파라미터 변화에 대한 선체 구조의 동적 강도 응답 특성을 계통적으로 분석하여 보았다.

본 연구에서 개발된 동적강도 해석법은 대파고 중에서 유체력의 비선형성 및 유체 충격력까지 고려한 해석기법이므로 신구조 방식 선박에 대한 직접 설계법의 확립 뿐만 아니라 슬래밍 등에 의한 선체 절손 사고의 원인 규명에도 유용하게 적용할 수 있을 것으로 사료된다.

Abstract

The ship sailing among waves are suffered the various wave loads that comes from its

발 표 : 1991년도 대한조선학회 추계연구발표회('91. 11. 16.)

접수일자: 1991년 12월 20일, 재접수일자: 1992년 6월 10일

* 부산대학교 조선공학과

** 정회원, 부산대학교 조선공학과

motion throughout its life. Because there are dynamic, the analysis of ship structure must be considered as the dynamic problem precisely. In the rationally-based design, the dynamic structural analysis 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, high wave height, relatively ship's depth, is induced the large ship motion, so the ship section configuration below water line is rapidly changed at each time. This results in non-linear problem.

Considering above situation in this paper, the strength analysis method is introduced for the hull girder among waves considering non-linear hydrodynamic forces.

This paper considers that the overall or primary level of the ship structural dynamic loading and dynamic response provided from the non-linear wave forces, and bottom and bow flare impact forces estimated by momentum slamming theory, in which the ship is idealized as a hollow thin-walled box beam using thin-walled beam theory and the finite element method.

This method is applied to 40,000 Ton Double-Skin Tanker and attention is paid to the influence of the response of ship speed, wave length and wave height compared with linear strip theory.

1. 서 론

대양을 항해하는 배는 파도로부터 반복적으로 작용하는 파랑 하중에 의해 운동을 하게 되고 동시에 선체의 탄성에 의해 처짐, 비틀림등이 발생하여 선체 구조 부재에 여러가지 변동 응력이 발생하게 된다. 거시적으로 보면 선체는 하나의 보로 생각할 수 있으므로 선체를 가변 단면보로 이상화하여 선체의 파랑중 거동을 평가하는 것이 선체 강도 해석의 첫 단계이다. 따라서 가변 단면보로서의 선체에 작용하는 파랑 하중의 엄밀한 추정과 그로 인한 배의 운동 및 동적 탄성 거동의 분석은 선체 구조 강도 해석에 중요한 요소가 된다. 이러한 파랑중에서 선체 강도를 해석하기 위하여 현재 실용적으로 사용되고 있는 방법으로는 선형 스트립 이론에 의한 강도해석법이 있다. 이 방법은 먼저 선체를 강체로 이상화하여 파랑중 배의 운동 응답과 배길이 방향으로의 동적 파랑 하중의 분포를 추정한 후 여기서 구한 파랑 하중들의 각 단면에서의 최대치를 정적 하중으로 치환하여, 요구되는 선체 단면 계수 및 부재 치수를 결정하는 것이다. 그러나 이 방법은 선체에 작용하는 각종 유체력을 정수중에서의 수면하 선체 단면 형상에 대하여만 계산하므로 배의 운동이 작은, 낮은 파고의 파랑중에서는 배의 운동중 수면하 선체 단면 형상 변화가 적으므로 충분한 정도를 가질 수 있다. 그러나 배가 대 파고 파랑중을 항해할 때는 큰

선체 운동으로 인하여 수면하 선체 단면 형상이 시시각각으로 크게 변하므로 자유표면 조건, 물체 표면 조건의 비선형성에 의한 비선형 유체력이 무시될 수 없게 된다. 경우에 따라서는 선저가 파면으로부터 충격력을 받는 슬래밍 현상 및 선수가 파도를 뒤집어 쓰는 청파 현상등과 같은 충격적 유체력이 선체에 가해지는 등 보다 복잡한 문제가 발생하게 된다. 특히 슬래밍에 의해 선수 선저 외판에 충격력이 가해지면 국부적으로 외판이 손상될 뿐 아니라 선체 구조 전체 강도의 관점에서 보면 이러한 충격력이 큰 선체 탄성 진동(whipping)을 유발시켜 이것이 원인이라고 생각되어지는 선체의 절손, 손상 사고가 발생하고 있다 [1]-[3].

이와 같은 비선형 유체력 및 슬래밍 현상이 선체 구조 강도에 미치는 영향을 이론적으로 체계화 시키고자 하는 노력이 많은 연구자들에 의해 수행되어 있다. 그 중 대표적으로 Ochi등[4], Kawakami등[5]은 슬래밍과 같은 유체 충격력 및 그로 인한 whipping 을 고려한 선체 응답을 계산하고 그 결과로부터 파면과 선체의 상대 속도에 의한 유체 충격력을 추정한 후 이를 전체에 적용시켜 탄성 응답을 구하는 해석 기법을 제안하였다.

이 방법은 실용적으로 충분한 가치가 있으나 이론적으로는 대 파고에 의한 수면하의 선체 단면 형상 변화에 따른 비선형 유체력의 고려가 없다는 결함을 가지고 있다. Fukasawa등[6], Kuroiwa[7]등은 선체를

탄성체로 이상화하여 시간에 따른 변화를 유체 충격력으로 평가하는 momentum slamming 이론을 도입하여 대 파고 파랑 중에서의 선체 강도 해석 기법을 실용화하였다. 이 해석 기법은 수직 방향의 비선형 유체력만을 고려하여 정면파에서 선체 거동만을 다루어 수직 종강도 문제에서는 좋은 결과를 보여주고 있으나 사파 중에서 특히 큰 횡요 운동으로 수면하 단면 형상이 현저하게 비대칭이 되고, 따라서 수평-수직 방향의 비선형 유체력의 영향을 무시할 수 없다는 점을 감안하면 선체의 수평 및 비틀림 강도 해석의 면에서는 적용이 곤란하다고 할 수 있다. Yoon[8]은 선저가 물밖에 노출되지 않는 파고의 범위내에서 수평-수직 방향의 비선형 유체력 등을 고려하여 보다 엄밀하게 사파 중에서의 배의 운동 응답과 파랑 하중을 추정하는 해석기법을 개발하였으나 슬래밍등과 같은 유체 충격력의 고려가 없다는 결함을 가지고 있다. 따라서 본 연구에서는 대파고 파랑중에서의 선체 강도 해석을 위하여 선체를 탄성체의 가변 단면보로 이상화하여 박육 단면보 이론에 의해 선체 단성 거동을 정식화하고 선체에 작용하는 파랑 하중으로는 Yoon의 해석 기법을 이용하여 선저가 노출되는 대파고 파랑중에서 수면하 선체 단면 형상 변화에 따른 비선형 유체력과 Fukasawa 등에 의한 momentum slamming 이론에 의한 유체 충격력을 모두 고려하여 보다 엄밀한 이론적 해석 기법을 개발하였다. 본 논문에서 개발한 해석 이론을 Paik[9]이 시설계한 4만톤급 이중 선각 구조를 가진 정유 운반선에 적용하여, 정면파와 선수 사파에 대하여 파고, 파장, 선속을 파라미터로 한 수치 계산을 수행하고 그 결과를 선형 스트립 이론에 의한 계산과 비교하였으며 이들 파라미터에 대한 선체 구조의 동적 강도 응답 특성을 계통적으로 분석하여 보았다.

2. 박육 단면보 이론에 의한 선체 거동의 정식화

본 연구에서는 선체를 등가 평판으로 구성된 박육 단면보(thin-walled beam)로 이상화하고 유한 요소법에 의해 정식화 하였다.

2.1 이상화 및 좌표계

복잡한 선체를 Fig.2.1과 같이 개단면부와 폐단면부가 반복 배치된 가변단면보로 이상화하고 각 요소

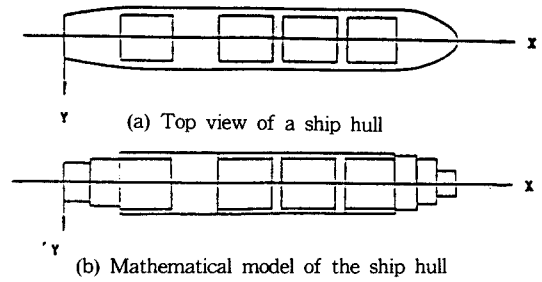


Fig.2.1 Example for the simplification of a ship hull

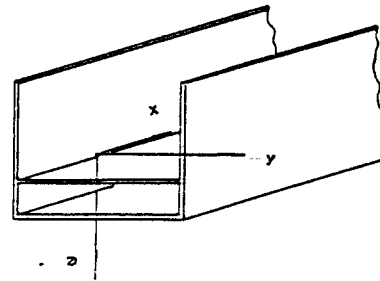


Fig.2.2 Beam with thin walled cross-section

내에서는 단면의 특성이 균일한 것으로 하며 요소 좌표계는 Fig.2.2와 같이 단면 중심을 원점으로 하는 우수계 좌표계를 취하였다.

2.2 유한 요소법에 의한 정식화

정식화를 위하여 다음과 같이 가정한다.

- 1) 거동 중 단면 형상은 변하지 않는다.
- 2) 변형은 작고 Hooke의 법칙을 만족한다.

Fig.2.3과 같은 단면 좌표계에서 단면내의 임의 점 p의 x축 방향의 변위 u와 yz평면에 접선 방향의 변위 u_s 는

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

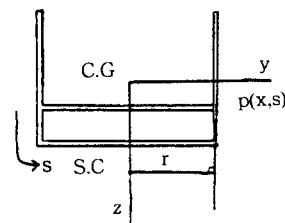


Fig.2.3 Coordinate system

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

와 같이 쓸 수 있다. 여기서 u_x, u_y, u_z 와 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 는 각각 x,y,z축의 변위이고 각 축에 대한 변위와 각 축에 대한 회전 변위를 나타내고 θ 는 θ_x 의 배길 이 방향의 변화량으로 $\theta(x)\omega(s)$ 는 단면의 warping 을 나타내는 것으로 ω 는 다음과 같이 정의되는 sectorial coordinate이다.

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

여기서, ψ : 비틀림 함수
 t : 단면 두께
 따라서 변형율은

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

$$\begin{aligned} \gamma_{xs} = & \theta_x' r + u_y' \frac{\partial y}{\partial s} + u_z' \frac{\partial z}{\partial s} - \theta \frac{\partial \omega}{\partial s} \\ & - \theta_z \frac{\partial y}{\partial s} + \theta_y \frac{\partial z}{\partial s} = \frac{\psi}{t} \theta + (\theta_x' - \theta) r \\ & + (u_y' - \theta_z) \frac{\partial y}{\partial s} + (u_z' + \theta_y) \frac{\partial z}{\partial s} \end{aligned} \quad (5)$$

단, $' = \partial/\partial x$
 이 된다.

이때 요소 하나 당 운동에너지 E_e , 변형 에너지 U_e , 외력에 의한 일을 W_e 라 하면 각각 다음과 같다.

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

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

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

여기서, ρ_s : 선체의 밀도
 E : 영률
 G : 전단 탄성 계수
 V : 선체 요소의 체적
 f_x : x축 방향의 단위 체적당 외력
 f_s : ys평면에 접선 방향의 외력

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

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

로 쓸 수 있다.

여기서 $\{q(t)\}^T = \{u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, \theta_1, u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \theta_{z2}, \theta_2\}$ 이다.

따라서 식(6), (7), (8)에 식(1)~(5) 및 식(9)를 대입 하여 계 전체의 운동 에너지를 $E = \sum E_e$, 변형 에너지를 $U = \sum U_e$, 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

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

을 얻는다. 여기서 $[M]$ 은 선체의 질량 행렬, $[K]$ 는 선체 강성 행렬이다.

또 선체의 구조 감쇠로써 감쇠 행렬을 질량 행렬 과 강성 행렬의 선형 결합으로 표현하는 점성 감쇠 계를 가정하여

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

라 둔다. 이때, α, β 는 요소의 재질, 단면 형상등에 의해 결정되는 상수이다.

따라서 선체의 구조 감쇠를 고려한 운동 방정식은 다음과 같다.

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

여기서, 외력 벡터 $\{F\}$ 는 다음장에서 언급하기로 한다.

3. 비선형 유체력의 추정

계의 운동 방정식 식(12)중 외력항은 파랑에 의한 비선형 유체력을 ordinary strip method를 도입하여 계산한다. 이때 파고는 홀수에 비하여 큰 경우를 가정하여 수면하의 선체 단면은 시간에 따라 변하는

것으로 하고 특히 선저가 수면위로 노출된 후 수중으로 재 돌입할 때 발생하는 유체 충격력은 시시각각 변하는 수면하 선체 형상에 대한 유체력의 시간변화를 충격력으로 평가하는 momentum slamming으로 고려한다. 특히 사과중에서는 횡요에 의해 수면하 선체 형상이 현저하게 좌우 비대칭으로 되는 점을 감안하여 중.횡 유체력의 연성 효과도 고려하여 정식화한다.

3.1 좌표계

정식화에 사용되는 좌표계는 Fig.3.1과 같다.

이때 배는 파장 λ, 파 진폭 a(=파고의 1/2)의 규칙 파를 X방향에서 받으며 평균 속도 U로 전진한다. O-XYZ는 정수면상에 원점을 가진 공간 고정 좌표계, o-xyz는 배의 중앙에서 무게 중심을 원점으로 하여 일정 속도 U로 전진하는 좌표계는, o'-x'y' z'는 배의 중앙에서 정수면상을 원점으로 하여 일정한 속도 U로 전진하는 좌표계라 한다.

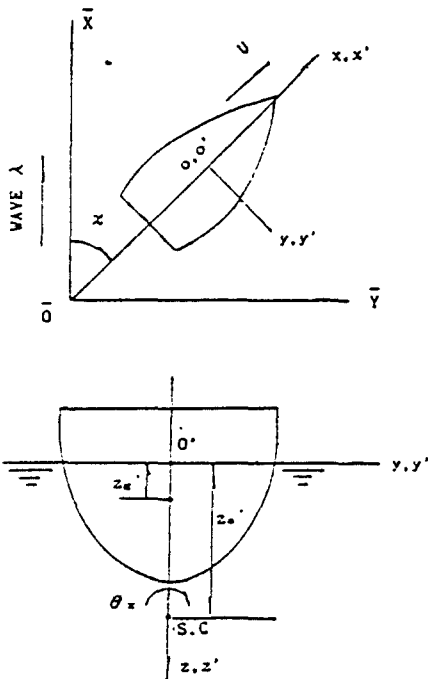


Fig.3.1 Coordinate system for wave load

3.2 비선형 유체력

선체의 단면에 작용하는 유체력은 hydrodynamic force와 hydrostatic force의 합으로 나타낼 수 있다. 이때 x축 방향으로의 유체력은 다른 방향의 하중에

비해 그 값이 적으므로 본 정식화에서는 제외한다. 즉,

$$\begin{aligned} \delta F_y &= \delta F_{Hy} + \delta F_{sy} \\ \delta F_z &= \delta F_{Hz} + \delta F_{sz} \\ \delta M_x &= \delta M_{Hx} + \delta M_{sx} \end{aligned} \tag{13}$$

단 첨자 H는 hydrodynamic force, S는 hydrostatic force를 나타낸다.

3.2.1 Hydrodynamic force

운동량 이론에 의하면 x=x 단면에 작용하는 hydrodynamic force와 moment는 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\delta F_{Hy} = -\frac{D}{Dt} [m_{ss} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + m_{SH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + m_{SR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] - [N_{ss} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + N_{SH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + N_{SR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] \tag{14}$$

$$\delta F_{Hz} = -\frac{D}{Dt} [m_{HS} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + m_{HH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + m_{HR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] - [N_{HS} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + N_{HH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + N_{HR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] \tag{15}$$

$$\delta M_{Hx} = -\frac{D}{Dt} [m_{RS} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + m_{RH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + m_{RR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] - [N_{RS} \frac{D\bar{u}_y}{Dt} + N_{RH} \frac{D\bar{u}_z}{Dt} + N_{RR} \frac{D\bar{\theta}_x}{Dt}] \tag{16}$$

여기서 첨자 H, S, R은 heave, sway, roll 운동을 나타내며 m_{ij}, N_{ij}는 j mode 운동에 의한 i 방향의 부가 질량과 감쇠 계수이다. 또 미분 연산자 D/Dt는 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x}$$

그리고 $\bar{u}_y, \bar{u}_z, \bar{\theta}_x$ 는 각각 파에 대한 단면내 임의 점의 상대 수평, 수직, 회전 변위를 나타낸다.

3.2.2 Static force

여기서는 정수압력의 변화를 포함하여 입사파 내부 압력에 의한 힘에 대하여 생각한다. Fig.3.2와 같이 임의 시간에서의 수면하 단면 형상이 정해지면, 입사파 내부 압력을 그 물수 표면을 따라 직접 적분하여 힘을 구한다.

먼저 유체내의 압력은 일반화된 Bernoulli식에 의해 다음과 같이 주어진다.

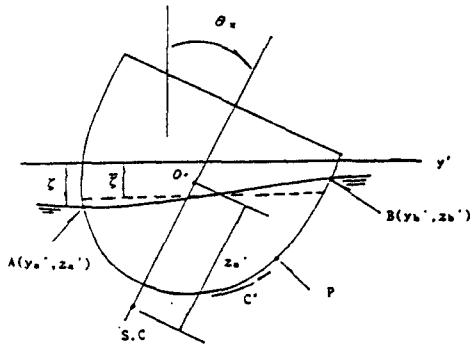


Fig.3.2 Ship section configuration

$$p = \rho g(z' - \zeta) - \rho \left[\frac{\partial \phi_w}{\partial t} - \left. \frac{\partial \phi_w}{\partial t} \right|_{z=\zeta} \right] - \frac{1}{2} \rho (|\nabla \phi_w|^2 - |\nabla \phi_w|^2_{z=\zeta}) \quad (17)$$

여기서 파면 ζ 는 κ 를 파수, ω_e 를 조우 주파수, a 를 파고, χ 를 입사파 각도라 하면

$$\zeta = a \cos(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' - \omega_e t) \quad (18)$$

이고, 입사파 포텐셜 ϕ_w 는, ρ 를 유체 밀도, g 를 중력 가속도, ω 를 입사파 주파수라 하면

$$\phi_w = -\frac{ga}{\omega} \exp[-\kappa z'] \sin(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' - \omega_e t)$$

이므로 식(17)은 다음과 같이 된다.

$$p = \rho g(z' - \zeta) - \rho g (\exp(-\kappa z') - \exp(-\kappa \zeta)) \times \cos(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' - \omega_e t) - 1/2 \rho a^2 \omega^2 ((\exp(-2\kappa z') - \exp(-2\kappa \zeta))) \quad (19)$$

따라서 y' , z' 축 방향 및 x' 축 주위의 hydrostatic force 및 moment는 다음과 같이 주어진다.

$$\delta F_{sy} = \rho \int_A^B p dz' \quad (20)$$

$$\delta F_{sz} = w + \int_A^B (-p) dy' \quad (21)$$

$$\delta M_{sx} = w(z'_s - z'_g) \sin \theta_x + \int_A^B p(-y dy' - z dz')$$

여기서 w 는 선체 단위 길이당 중량이고, A , B

는 임의 순간에서의 단면의 좌, 우측과 수면이 만나는 점이다.

3.2.3 파랑 하중벡터

3.2.1절과 3.2.2절에서 구한 비선형 유체력은 길이 1인 박육단면 보요소에 분포 하중으로 작용하므로 이를 보 요소 전체에 걸쳐 적분하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \\ M_o \end{Bmatrix} = \int_0^1 \begin{Bmatrix} 0 \\ \delta F_{Hy} + \delta F_{sy} \\ \delta F_{Hz} + \delta F_{sz} \\ \delta M_{Hx} + \delta M_{sx} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} dx$$

$$= [B_1] \int_0^1 \{\ddot{u}\} dx + [B_2] \int_0^1 \{\dot{u}\} dx - 2U [B_1] \int_0^1 \{\dot{u}'\} dx - U [B_2] \int_0^1 \{u'\} dx + U^2 [B_1] \int_0^1 \{u''\} dx - \int_0^1 [B_3] \{w_{f1}\} dx - \int_0^1 [B_4] \{w_{f2}\} dx + \int_0^1 \{F_{s1}\} dx + \int_0^1 [F_{s2}] \{u\} dx \quad (22)$$

여기서

$$[B_1] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{SS} & m_{SH} & -z_S m_{SS} + m_{SR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{HS} & m_{HH} & -z_S m_{HS} + m_{HR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{RS} & m_{RH} & -z_S m_{RS} + m_{RR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[B_2] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{SS} & C_{SH} & -z_S C_{SS} + C_{SR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{HS} & C_{HH} & -z_S C_{HS} + C_{HR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{RS} & C_{RH} & -z_S C_{RS} + C_{RR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{SS} & C_{HS} & C_{RS} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[B_3] = \begin{bmatrix} 0 & C_{SH} & C_{HH} & C_{RH} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{SR} & C_{HR} & C_{RR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[B_4] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{SS} & m_{HS} & m_{RS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{SH} & m_{HH} & m_{RH} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{SR} & m_{HR} & m_{RR} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{w_{f1}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ a\omega \exp(-\kappa d_1) (\cos Q_b - \cos Q_a) / \kappa \sin \chi (y_b' - y_a') \\ -a\omega \exp(-\kappa d_2) (\sin Q_b - \sin Q_a) / \kappa (y_b' - y_a') \\ a\omega \exp(-\kappa d_2) (\sin Q_b - \sin Q_a) / (y_b' - y_a') \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{w_{f2}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ a\omega^2 \exp(-\kappa d_1) (\sin Q_b - \sin Q_a) / \kappa \sin \chi (y_b' - y_a') \\ a\omega^2 \exp(-\kappa d_2) L \cos Q_b - \cos Q_a / \kappa (y_b' - y_a') \\ -a\omega^2 \exp(-\kappa d_2) (\cos Q_b - \cos Q_a) / (y_b' - y_a') \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{F_{s1}\} = \begin{Bmatrix} \rho g \int_a^b \{z' - a((1 + \exp(-\kappa z')) - \exp(-\kappa z'))\} \\ \cos(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' - \omega_e t)\} dz' \\ -1/2 \rho a^2 \omega^2 \int_a^b ((\exp(-2\kappa z') - \exp(-2\kappa \zeta')) dz' \\ \rho g A_{s0} + \rho g \int_a^b \{-z' + a((1 + \exp(-\kappa z')) \\ - \exp(-\kappa \zeta')) \cos(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' \\ - \omega_e t)\} dy' + 1/2 \rho a^2 \omega^2 \int_a^b ((\exp(-2\kappa z') \\ - \exp(-2\kappa \zeta')) dy' \\ \rho g \int_a^b \{-z' + a((1 + \exp(-\kappa z')) - \exp(-\kappa \zeta'))\} \\ \cos(\kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y' - \omega_e t)\} (y' dy' + z' dz') \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} +1/2 \rho a^2 \omega^2 \int_a^b (\exp(-2\kappa z') \\ - \exp(-2\kappa \zeta')) (y' dy' + z' dz') \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$[F_{s2}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w(z_s - z_g) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$c_{ij} = \dot{m}_{ij} - U m'_{ij} + N_{ij} \quad (i, j = S, R, H)$$

$$Q_a = \kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y_a' - \omega_e t$$

$$Q_b = \kappa \cos \chi x' - \kappa \sin \chi y_b' - \omega_e t$$

d_1, d_2 : 단면 대표 홀수

식(22)의 자유도를 박육 단면보의 절점 하중으로 바꾸기 위하여 식(9)의 관계를 이용하면 식(12)의 $\{F(t)\}$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \{F(t)\} &= \int_0^1 [N]^T [B_1] [N] dx \{\ddot{q}(t)\} + \int_0^1 [N]^T [B_2] [N] dx \\ &\quad - 2U \int_0^1 [N]^T [B_3] d/dx [N] dx \{\dot{q}(t)\} + [-U \int_0^1 [N]^T [B_4] d/dx [N] dx \\ &\quad + U^2 \int_0^1 [N]^T [B_5] d^2/dx^2 [N] dx + \int_0^1 [N]^T [F_{s2}] [N] dx \{q(t)\} \\ &\quad + \int_0^1 [-[N]^T [B_3] \{w_{f1}\} - [N]^T [B_4] \{w_{f2}\} + [N]^T \{F_{s1}\}] dx \\ &= [M_f] \{\ddot{q}(t)\} + [C_f] \{\dot{q}(t)\} + [K_f] \{q(t)\} + \{F_f\} \end{aligned} \quad (23)$$

4. 강체 운동 및 진동 응답 추정

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.

$$[M_G] \{\ddot{Q}(t)\} + [C_G] \{\dot{Q}(t)\} + [K_G] \{Q(t)\} = [M_{fG}] \{\ddot{Q}(t)\} + [C_{fG}] \{\dot{Q}(t)\} + [K_{fG}] \{Q(t)\} + \{F_{fG}\} \quad (24)$$

여기서 변위 벡터 $\{Q(t)\}$ 는 조우 주파수에 따라 변동하는 강체변위 Q_r 과 선체진동의 고유주파수로 변동하는 탄성체 변위 Q_e 로 분리하여 생각하고 부가 질량과 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(24)의 우변을 분리하면

$$\begin{aligned} \text{우변} = & [M_{fG}]_{\omega e} \{\ddot{Q}_r\} + [C_{fG}]_{\omega e} \{\dot{Q}_r\} \\ & + [K_{fG}]_{\omega e} \{Q_r\} + \{F_g\} + [M_{fG}]_{\infty} \{\ddot{Q}_e\} \end{aligned} \quad (25)$$

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

$$\begin{aligned} [M_G]\ddot{Q}(t) + [M_{fG}]_{\infty} \ddot{Q}_e(t) + [C_G]\{\dot{Q}(t)\} + [K_G]Q(t) \\ = [M_{fG}]_{\omega e}\{\ddot{Q}_r(t)\} + [C_{fG}]_{\omega e}\{\dot{Q}_r\} \\ + [K_{fG}]_{\omega e} \{Q_r\} + \{F_{fG}\} \end{aligned} \quad (26)$$

이 된다. 따라서 식(26)의 좌변 계수행렬은 시간에 대한 불변항이므로 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

$$\begin{aligned} \{Q\} = [P_r, P_e] \begin{bmatrix} I_r \\ I_e \end{bmatrix} \\ = [P_r] \{I_r\} + [P_e] \{I_e\} \end{aligned} \quad (27)$$

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(25)를 식(26)에 대입하고 모드간의 직교성과 앞에서 가정한 부가질량과 조파감쇠계수의 주파수 의존성 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(26)에 $[P_r]^T$ 를 앞에 곱하고 정리하면 다음식(28)을, $[P_e]^T$ 를 앞에 곱하고 정리하면 다음식(29)를 얻을 수 있다.

$$([M_r] - [m_r]) \{\ddot{I}_r\} + (-[C_r]) \{\dot{I}_r\} + (-[K_r]) \{I_r\} = \{f_r\} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} [M_e] \{\ddot{I}_e\} + [C_e] \{\dot{I}_e\} + [K_e] \{I_e\} \\ = [m_e] \{\ddot{I}_r\} + [C_e] \{\dot{I}_r\} + [k_e] \{I_r\} + \{f_e\} \end{aligned} \quad (29)$$

여기서, $[M_r] = [P_r]^T [M_G] [P_r]$

$$[m_r] = [P_r]^T [M_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

$$[C_r] = [P_r]^T [C_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

$$[k_r] = [P_r]^T [K_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

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

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

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

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

$$[m_e] = [P_e]^T [M_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

$$[C_e] = [P_e]^T [C_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

$$[k_e] = [P_e]^T [K_{fG}]_{\omega e} [P_r]$$

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

식(28)의 계수 행렬은 시간에 따라 시시각각 변하므로 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 때 만을 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(28)의 계수행렬은 시간에 따라 시시각각 변하므로 이들 방정식은 비선형 방정식이 되므로 그해를 구하기 위하여 time stepping analysis method를 도입하여 임의의 시간에서의 강제변위를 구하고 그 결과를 식(29)에 대입하여 탄성체 변위를 계산하는 방법을 취하였다.

4.3 전단력, 굽힘 모우먼트 및 비틀림 모우먼트

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

$$\begin{aligned} \bar{M}_h &= -EI_z u_y'''' \\ \bar{F}_h &= -EI_z u_y'''' \\ \bar{M}_v &= -EI_y u_z'''' \\ \bar{F}_v &= -EI_y u_z'''' \\ \bar{M}_t &= GJ \theta_x' + EI_w \theta_x'''' \end{aligned}$$

- 여기서, \bar{M}_h ; 수평 굽힘 모우먼트
- \bar{F}_h ; 수평 전단력
- \bar{M}_v ; 수직 굽힘 모우먼트
- \bar{F}_v ; 수직 전단력
- M_t ; 비틀림 모우먼트
- EI_y ; 수평 강성
- EI_z ; 수직 강성
- GJ ; Saint-Venant의 비틀림 강성
- EI_w ; warping 강성

5. 수치계산 및 고찰

5.1 동적강도해석법의 검증

본 연구에서 개발한 해석이론의 타당성을 확인하기 위하여 Fukasawa[28]가 실험한 모형선을 시산대상 선박으로 선정하고 본 해석이론의 계산수치와 모형 시험 결과를 비교하여 보았다.

모형선의 주요 치수는 Table 5.1에 나타내었다. 검증에 위한 수치 계산은 Froude No.(F_n)를

Table 5.1 Particulars of model

Length between Perpendiculars	(L)	3.0000 m
Breadth Moulded	(B)	0.4320 m
Depth Moulded	(D)	0.2620 m
Draft at A.P	(d_a)	0.1704 m
Draft at Midship	(d_m)	0.1667 m
Draft at F.P	(d_f)	0.1630 m
Displacement	(Δ)	124.6000 kg
Blook Coefficient	(C_b)	0.5787
Center of Gravity from Midship	(X_G)	0.0154 L
Longitudinal Gyradius	(k_x)	0.2380 L
GM		0.0354 B

Table 5.2 Particulars of ship

Length between perpendiculars	(L)	180	m
Breadth Mould	(B)	32.2	m
Depth Moulded	(D)	19.5	m
Draft at Full Load Condition		12	m
Draft at Half Load Condition		8,742	m
Displacement at Half Load condition		35468	m ²
GM		3.4	m

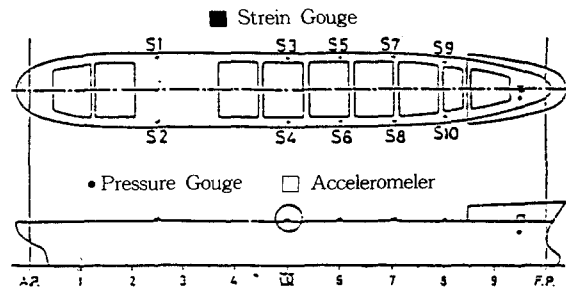
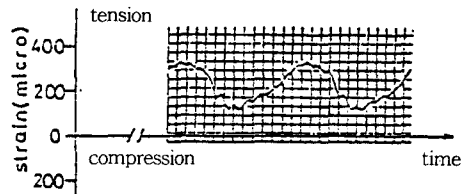
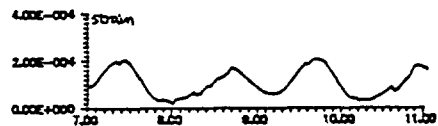


Fig.5.1 Locations of guages(ref.[28])



(a) Experiment(ref.[28])



(b) Calculation

Fig.5.2 Time history of deck strain at midship ($F_n = .154, \chi = 157.5^\circ, \lambda / L = 1.2, L / H_w = 30$)

0.154, 입사파 각도(χ)를 157.5°, 파장/배길이(λ/L)를 1.2, 배길이/파고(L/H_w)를 30으로한 조건하에서 수행하였다.

검증은 Fig.5.1에서 보이는 바와 같이 배의 중앙 횡단면 갑판상에 부착한 스트레인 게이지로 부터 측정된 변형률 값과 본 해석이론의 수치 계산 결과와 비교하여 보았다. 그 결과 Fig.5.2에서 알 수 있는 바와 같이 측정된 변형률과 수치 계산 결과와는 그 크기와 경향이 대체로 잘 일치하고 있음을 보아 본 이론 해석 방법의 타당성을 확인할 수 있었다.

5.2 이중 선각 구조를 가진 4만톤급 정유 운반선에 대한 파고, 파장, 파속 변화에 따른 응답 특성 검사

본 논문에서는 파고, 파장, 파속 변화가 파랑 하중 및 선체 진동 응답 특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 이중 선각 구조를 가진 4만톤급 정유 운반선에 대하여 정면파($\chi=180^\circ$) 및 선수 사파($\chi=120^\circ$)에 대하여 $\lambda/L=1.0, 1.5, 2.0, L/H_w=25, 20, 15, F_n=0.1, 0.15, 0.2$ 로 변화시키면서 수치 계산을 수행하고 그 결과를 선형 스트립 이론과 비교 검사하여 보았다.

이때 파랑 하중은 다음과 같이 무차원화 하기로 한다.

$$\begin{aligned} F_v &= \bar{F}_v / \rho g L b a \\ M_v &= \bar{M}_v / \rho g L^2 b a \\ F_h &= \bar{F}_h / \rho g L b a \\ M_h &= \bar{M}_h / \rho g L^2 b a \\ M_t &= \bar{M}_t / \rho g L^2 b a \end{aligned} \quad (30)$$

여기서, ρ : 밀도

g : 중력가속도

L : 배의 길이

b : 배의 폭

a : 파고의 1/2

5.2-1 시산 대상 선박

본 연구에서 채택한 시산 대상 선박의 주요 치수는 Table 5.2에, 일반 배치도를 Fig.5.3에, 정면 선도를 Fig.5.4에, 중앙 횡단면도를 Fig.5.5에, 중량분포와 정수중에서의 부력 분포 및 정수중에서의 전단력 곡선과 굽힘 모우멘트곡선을 Fig.5.6에 각각 나타내었다.

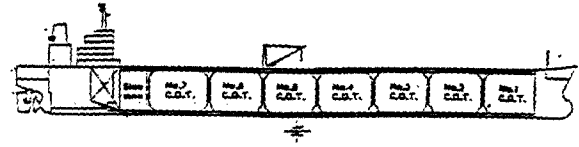


Fig.5.3 Profile of double skin tanker

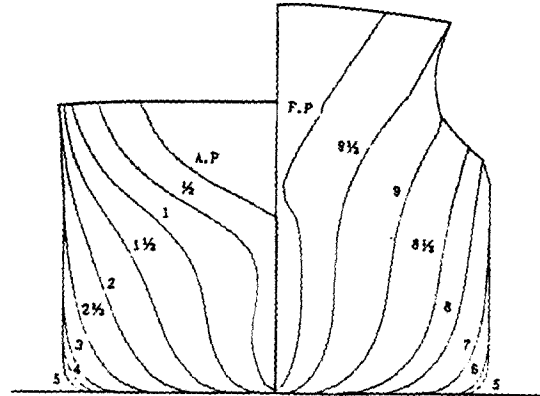


Fig.5.4 Body plan of double skin tanker

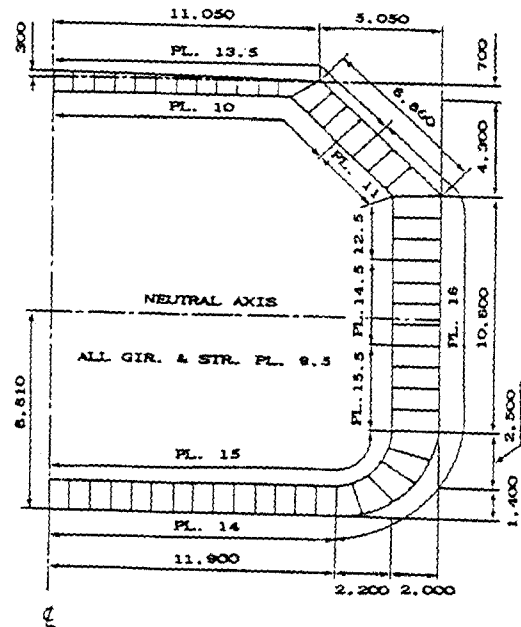


Fig.5.5 Midship section of double skin tanker

이때 Fig.5.6에서 보이는 바와 같이 재하 상태는 화물의 2/3 적재상태를 가정하여 화물을 화물창에 교대로 배치함에 따라 중앙단면 부근에서 약 700 0ton-m의 정수 중 호깅 모우멘트가 발생하고 있음을

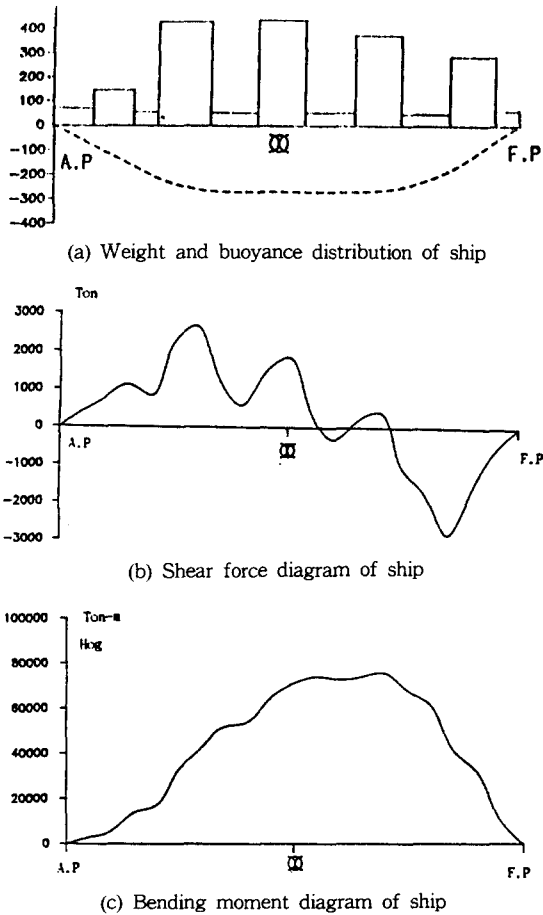


Fig.5.6 Still water condition of ship

알 수 있다.

5.2-2 정면파에서의 거동($\chi=180^\circ$)

(1) 강제응답

정면파($\chi=180^\circ$)에서의 선체 강제 응답, 즉 heave 운동과 pitch 운동에 대한 계산 결과를 선형 스트립 이론에 의한 계산과 비교하여 Fig.5.7, 8에 각각 나타내었다.

Fig.5.7에서 알 수 있는 바와 같이 heave운동은 $F_n=0.1$ 에서는 $\lambda/L=1.0$ 에서, $F_n=0.15, 0.2$ 에서는 $\lambda/L=1.5$ 위치에서 비선형 계산이 선형 계산에 비해 높은 값을 보이고 있다. 이는 선수 선저가 공중에 노출되는등 선체 단면의 흘수 변화가 큼에 따라 비선형 유체력의 영향이 증가하기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.5.8의 pitch운동에 대해서도 heave운동과 마찬가지로의 경향을 보이고 있으나 heave운동과는 반대로

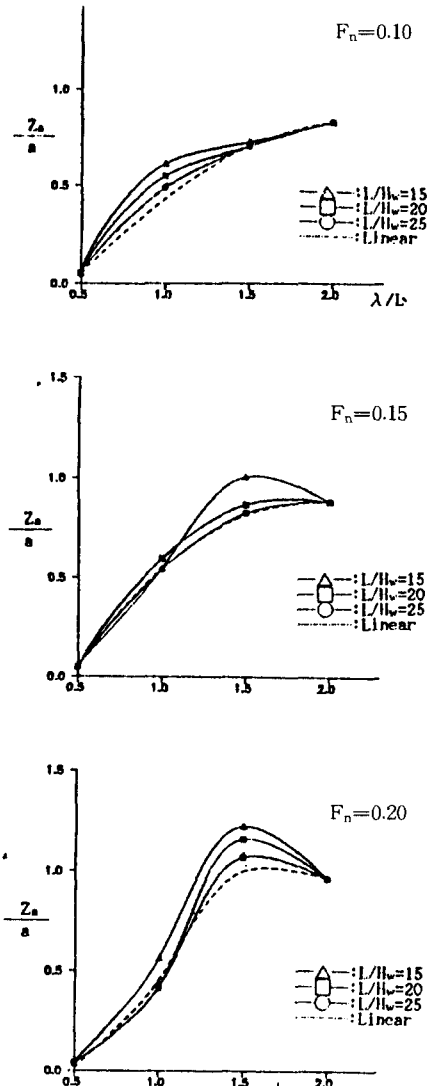


Fig.5.7 Heave response of ship in head wave

비선형 계산 결과는 선형 계산 결과에 비해 적어지며 이들의 경향은 파고의 증가에 따라 커짐을 알 수 있다.

(2) 파랑 하중

1) 파랑 하중의 배 길이 방향의 분포

정면파($\chi=180^\circ$)에서 $\lambda/L=1.0$ 인 경우 파고가 가장 낮을 때($L/H_w=25$) 선체에 작용하는 파랑 하중의 분포를 선형 스트립에 의한 계산 결과와 비교하여 Fig.5.9, 10에 나타내었다.

Fig.5.9에서 알 수 있는 바와같이 수직 전단력의

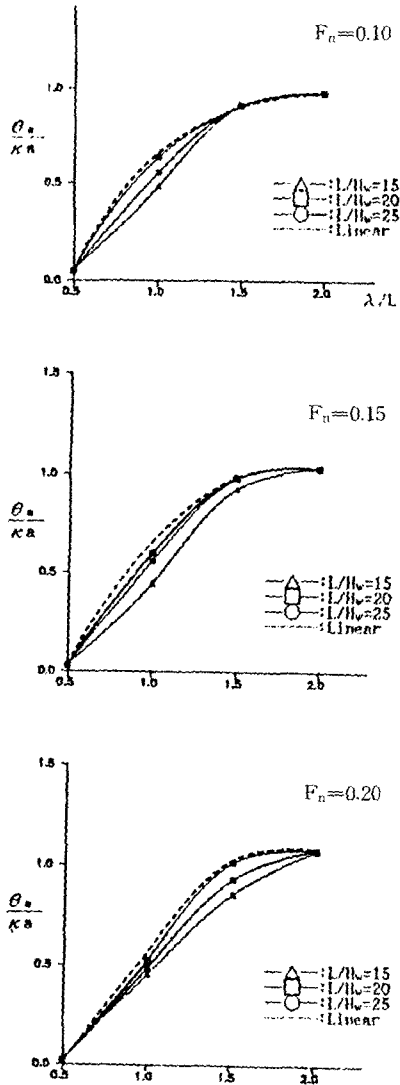


Fig.5.8 Pitch response of ship in head wave

최대값은 선형 계산과 유사하나 배길이 방향의 분포 형상은 차이가 있음을 알 수 있다. 즉, 최대 수직 전단력이 작용하는 위치가 선형 계산에 비해 선수부에서는 앞쪽으로 선미부에서는 뒤쪽으로 이동되어 있으며 이와같은 경향은 선속이 증가할수록 커진다. 이는 선수, 선미의 홀수가 선수에서는 선수flare 까지, 선미에서는 갑판 가까이 상승함에 따라 선수, 선미의 수면하 단면 형상이 급격히 변하여 유체력의 비선형성이 증가하기 때문인 것으로 생각된다.

또 Fig.5.10의 굽힘 모우멘트 역시 최대 굽힘 모우

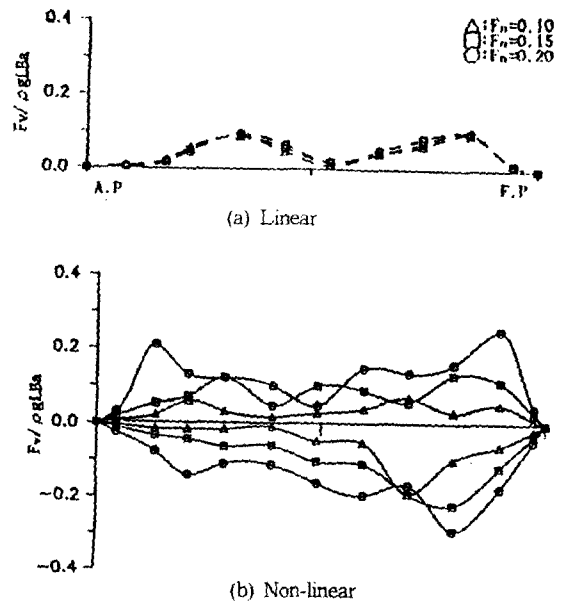


Fig.5.9 Distribution of vertical shear force in head wave($\lambda / L=1.0$)

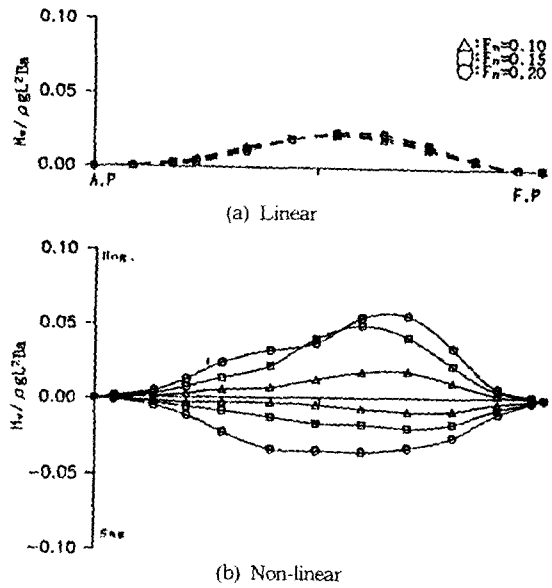


Fig.5.10 Distribution of vertical bending moment in head wave($\lambda / L=1.0$)

멘트가 작용하는 위치는 선형 계산보다 선수쪽으로 이동하는 경향을 보이고 있다.

2) 최대 파랑 하중

앞절에서 살펴본 바와같이 파랑 하중의 배길이

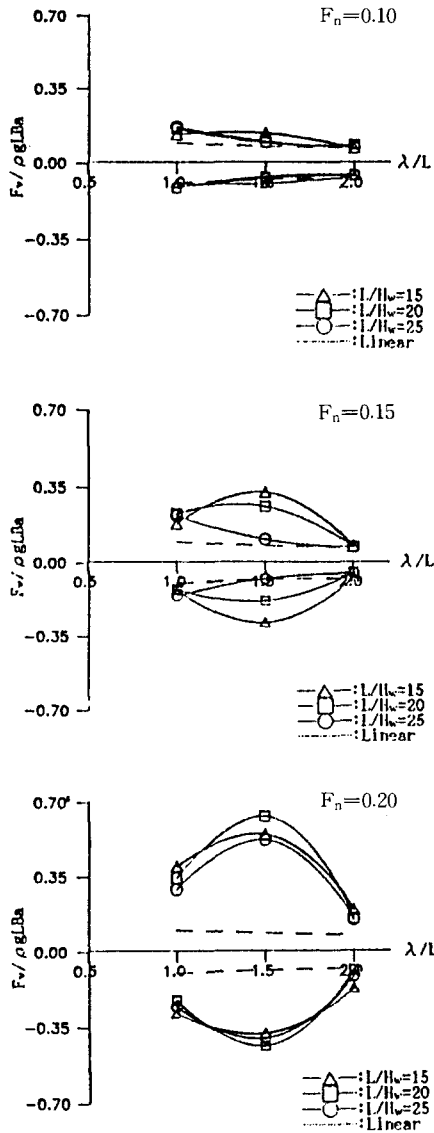


Fig.5.11 Maximum vertical shear force in head wave

방향으로의 분포 형상이 선형 계산과 비선형 계산과는 차이가 있으므로 특정 위치에서의 파랑 하중의 크기 비교는 곤란하다. 따라서 최대 파랑 하중의 크기를 Fig.5.11, 12에 나타내었다.

여기서 알 수 있는 바와같이 선저가 노출되고 유체 충격력이 작용하는 경우에는 비선형 계산 결과는 선형 계산 결과보다 훨씬 크고 호깅(hogging) 모우멘트가 새깅(sagging) 모우멘트보다 큼을 알 수 있다. 이는 선수부의 상당 부분이 공중에 노출됨

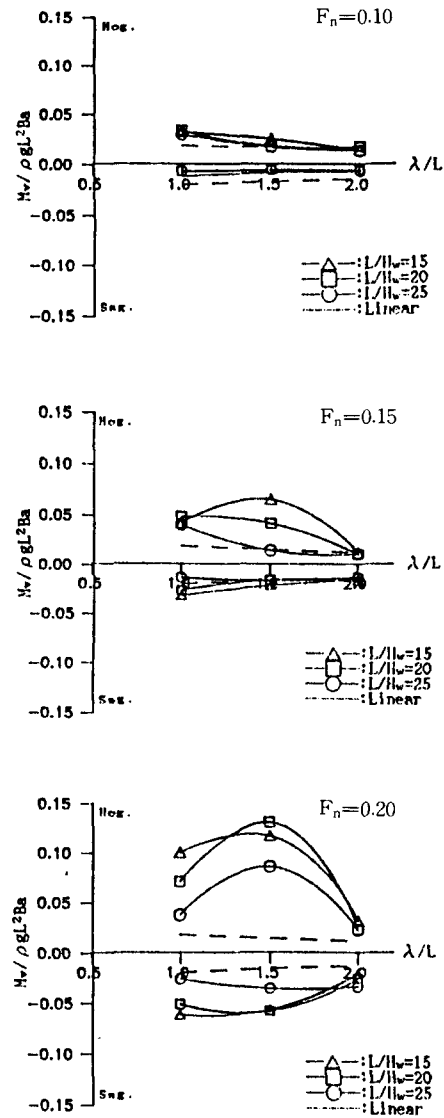


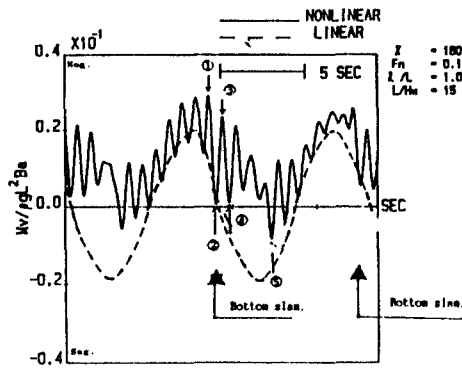
Fig.5.12 Maximum vertical bending moment in head wave

에 따라 선수부 중량이 선체에 큰 호깅 모우멘트를 발생시키기 때문인 것으로 생각된다.

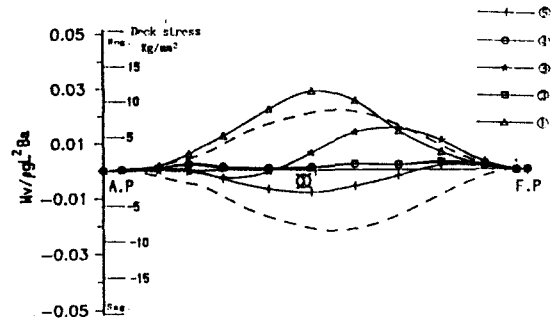
그러나 선저 노출이 심하지 않는 경우에는 선형 계산과 비선형 계산 결과는 거의 유사한 크기이나 파고가 클수록, 선속이 빠를수록 무차원화된 수직 파랑 하중은 증가함을 알 수 있다.

3) 최대 굽힘 모우멘트의 시각력

파랑 하중의 시간에 따른 변화 특성을 알기 위하여 각 선속에서 굽힘 모우멘트가 가장 큰 경우에



(a) Time history of vertical bending moment in head wave



(b) Distribution of vertical bending moment in head wave

Fig.5.13 Vertical bending moment in head wave when $F_n=0.1$

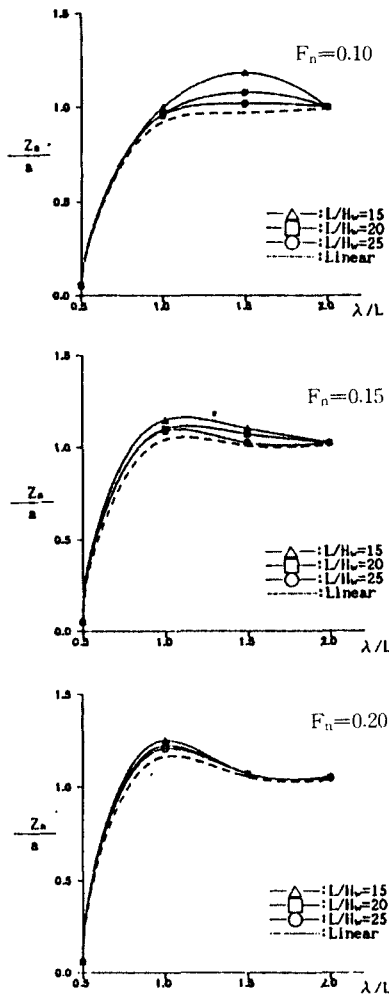


Fig.5.14 Heave response of ship in oblique wave

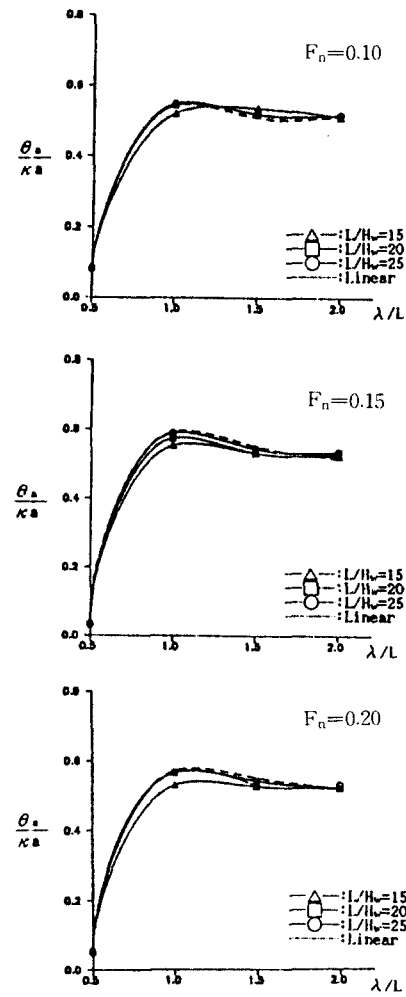


Fig.5.15 Pitch response of ship in oblique wave

대하여 최대 수직 굽힘 모우멘트가 발생하는 위치에서의 시각력과 배길이 방향으로의 분포 형상을 Fig. 5.13에 나타내었다.

Fig.5.13(a)에서 알 수 있는 바와같이 선저 충격은 선저가 호강 상태에서 새강 상태로 변화는 도중에 발생하고 Fig.5.13(b)에서는 선저 노출 및 선저 충격이 발생하면 수직 굽힘 모우멘트의 배길이 방향 분포는 복잡한 형태를 보이나 최대 수직 굽힘 모우멘트는 2절진동의 형태로 나타나고 3절이상의 진동 성분은 비교적 적고 그 감쇠 속도도 빠름을 알 수

있다.

5.2-3 사파에서의 거동($\chi=120^\circ$)

(1) 강체 응답

사파($\chi=120^\circ$)에서의 선체 강체 응답, 즉 heave, pitch, sway, yaw 및 roll운동에 대한 수치 계산 결과를 선형 스트립 이론에 의한 결과와 비교하여 Fig. 5.14~18에 각각 나타내었다. heave와 pitch운동은 정면파에서의와 동일한 경향을 보이고 있으며, 선형 계산과 비선형 계산의 차이는 적다.

무차원화된 yaw운동 응답은 대체로 선형 계산보

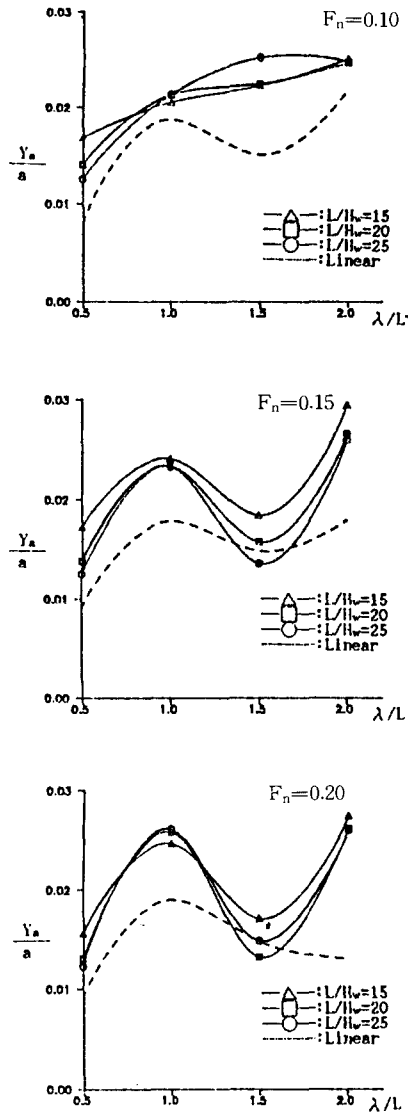


Fig.5.16 Sway response of ship in oblique wave

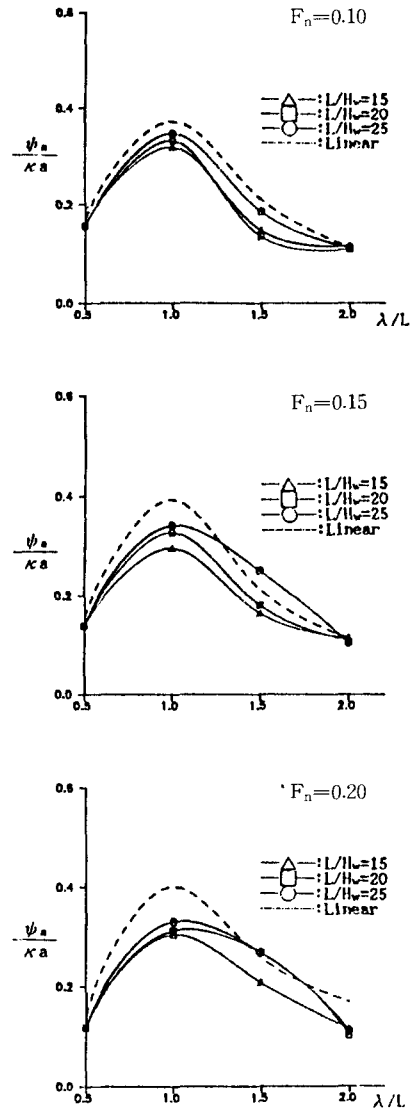


Fig.5.17 Yaw response of ship in oblique wave

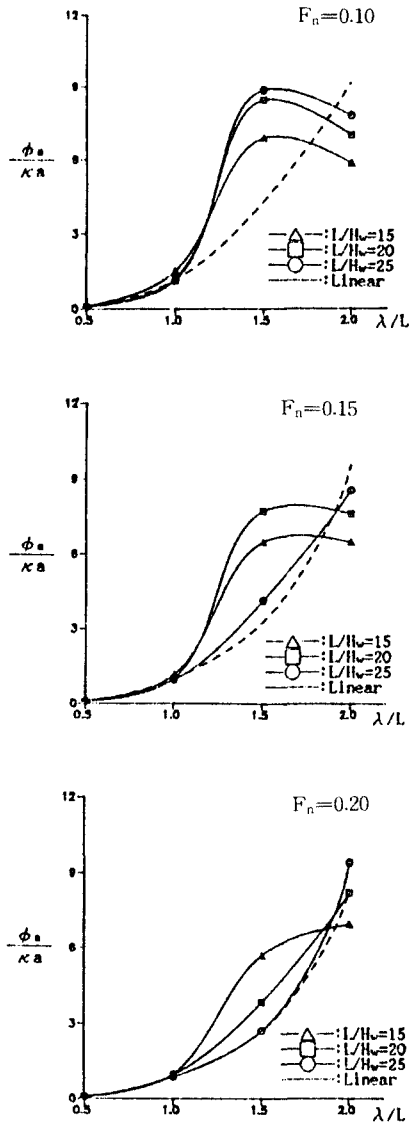


Fig.5.18 Roll response of ship in oblique wave

다 비선형 계산이 적으며 파고가 높아질수록 그 경향은 커진다. 그러나 sway운동과 roll운동에서는 무차원화된 응답은 선형계산과 차이를 보이고 있음을 보아 홀수 변화에 따른 비선형의 영향이 다른 운동에 비해 큼을 알 수 있다.

특히 roll운동에서 선형 계산이 비선형 계산과 큰 차이를 보이는 것은 roll복원 모우멘트를 선체 경사에 비례하는 것으로 가정하는 선형 계산과 선체 경사에 의한 복원 모우멘트의 비선형 거동을 고려하는 비선

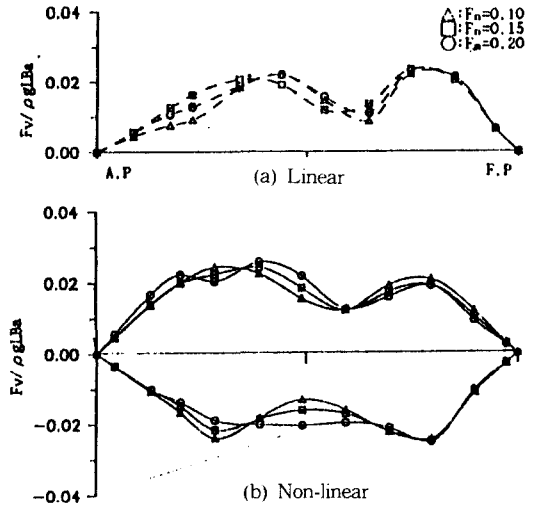


Fig.5.19 Distribution of vertical shear force in oblique wave($\lambda/L=1.0$)

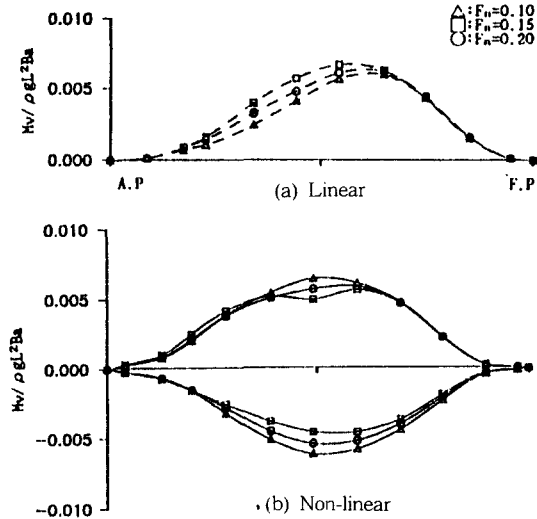


Fig.5.20 Distribution of vertical bending moment in oblique wave($\lambda/L=1.0$)

형 계산과의 계산법에 의한 차이에 기인한 것으로 판단된다.

(2) 파랑 하중

1) 파랑 하중의 배 길이 방향의 분포

사파($\chi=120^\circ$)에서 $\lambda/L=1.0$ 인 경우, 파고가 가장 낮을 때($L/H_w=25$)선체에 작용하는 파랑 하중의 분포를 Fig.5.19~23에 나타내었다.

수직 전단력과 굽힘 모우멘트는 선형 계산과 비선형 계산과의 크기와 분포 형상이 거의 유사하나

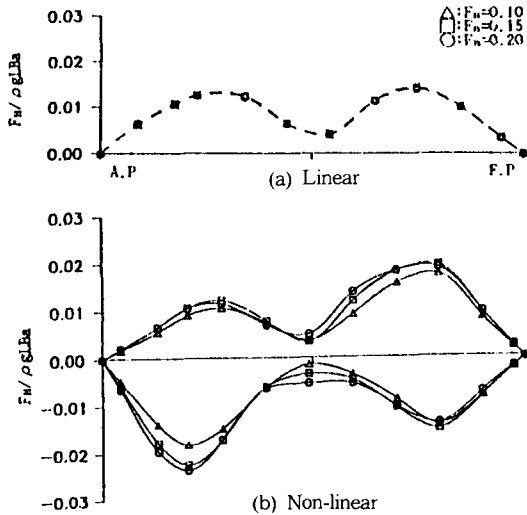


Fig.5.21 Distribution of horizontal shear force in oblique wave($\lambda / L=1.0$)

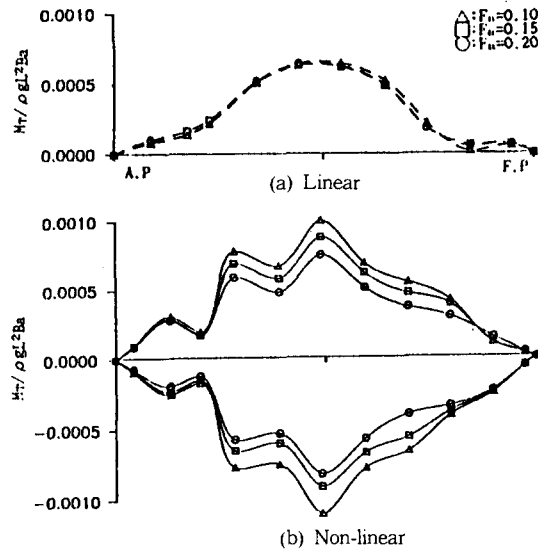


Fig.5.23 Distribution of torsional moment in oblique wave($\lambda / L=1.0$)

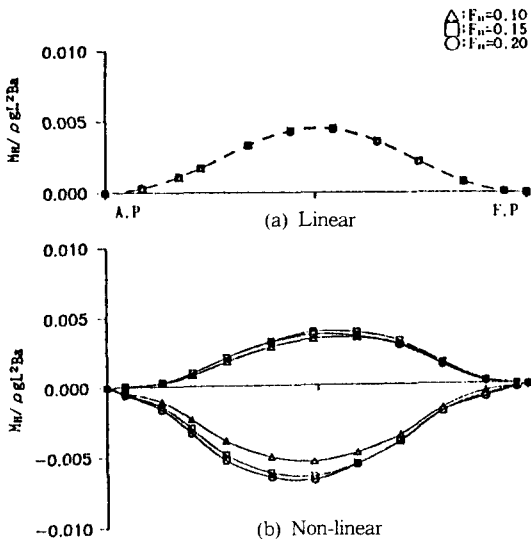


Fig.5.22 Distribution of horizontal bending moment in oblique wave($\lambda / L=1.0$)

최대치의 위치가 선수로 이동한 것은 정면파에서와 마찬가지로이다.

수평 전단력과 굽힘 모멘트는 분포 형상이 선형 계산과 비선형 계산에서 차이가 있으며 특히(+), (-)에서도 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 선수, 선미에서의 흘수 변화에 따른 수면하 단면 형상 변화가 크고, 선체와 파와의 상대 위치가 입사파 각도, 선속, 선체 운동 등의 영향으로 좌현 흘수보다

우현 흘수의 증가량이 큰 것에 기인한 것으로 생각된다.

비틀림 모멘트는 역시 분포 형상의 차이가 큼을 알 수 있고, 그 이유는 수평 전단력과 수평 굽힘 모멘트와 동일한 것으로 추측되며 분포 형상이 선형 계산에 비해 복잡한 것은 유체력을 배길이 방향으로 적분하여 구하는 선형 계산과는 달리 본 연구에서는 회전 변위곡선으로 부터 비틀림 모멘트를 추정하므로 이들 계산법에 의한 차이도 영향을 미친 것으로 추측된다.

2) 최대 파랑 하중

정면파에서의 경우와 마찬가지로 최대 파랑 하중의 크기를 Fig.24~28에 나타내었다. 수직 전단력과 수직 굽힘 모멘트는 선저가 공중에 노출되는 경우에는 선형 계산보다 비선형 계산이 큰 것을 알 수 있다.

그러나 정면파에 비하여 작은 heave 및 pitch 운동으로 선체와 파면과의 상대속도는 작으므로 슬래밍에 의한 영향은 정면파에 비하여 상당히 적고, 호킹 모멘트가 새깁 모멘트 보다 큰 것은 정면파와 마찬가지로이다. 또 선저 노출이 없을 경우 역시 정면파와 같은 경향을 보인다.

수평 전단력, 수평 굽힘 모멘트 및 비틀림 모멘트는 파고가 높고 파장이 짧을수록 무차원화된 파랑하중의 크기가 선형 계산에 비해 증가하나 선속

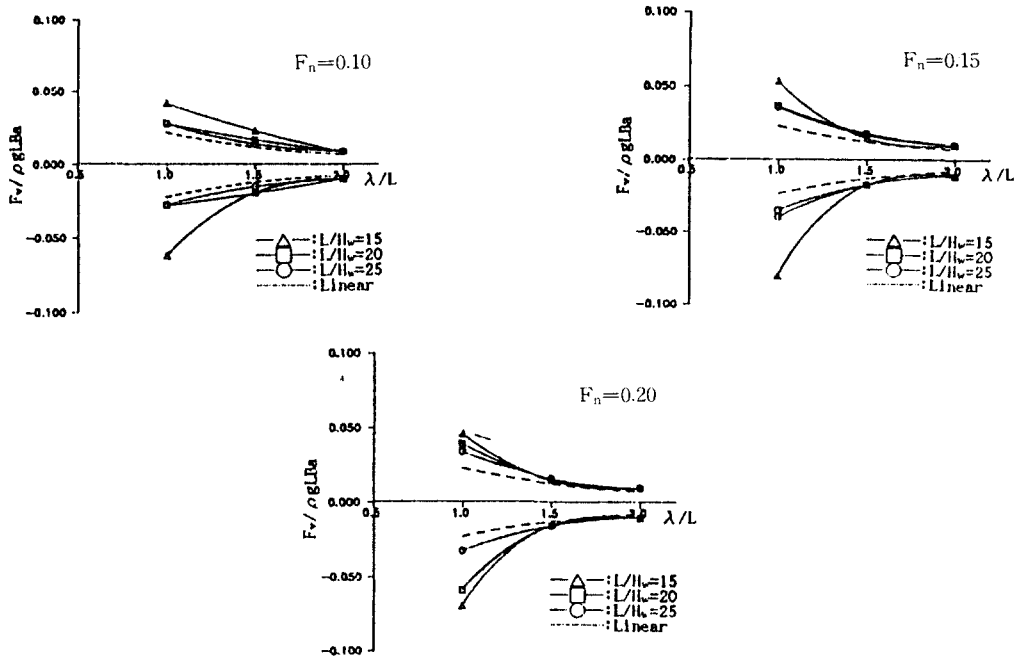


Fig.5.24 Maximum vertical shear force in oblique wave

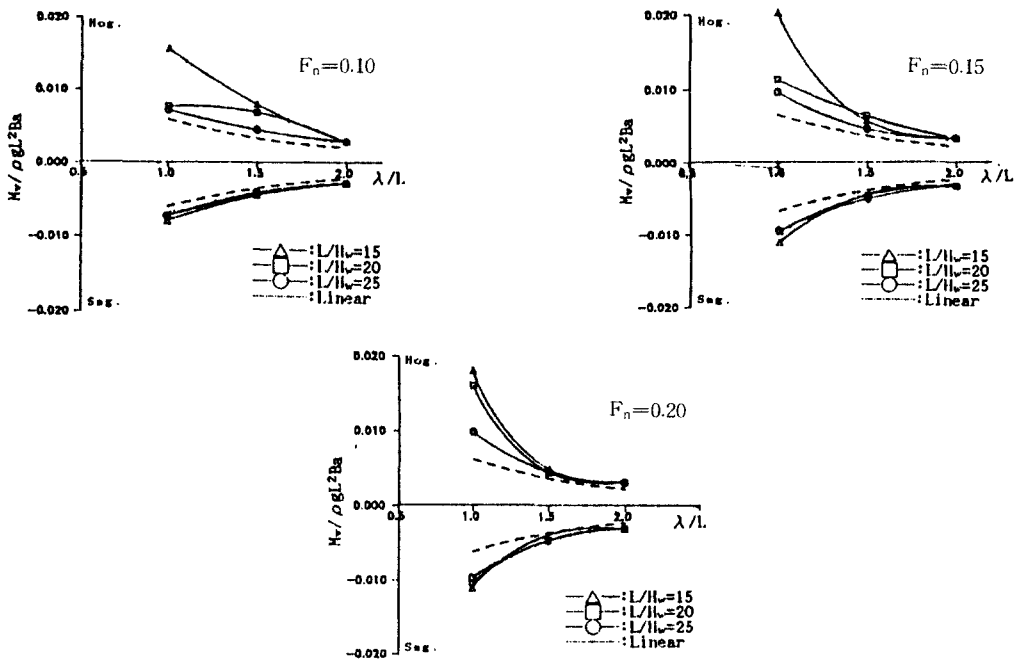


Fig.5.25 Maximum vertical bending moment in oblique wave

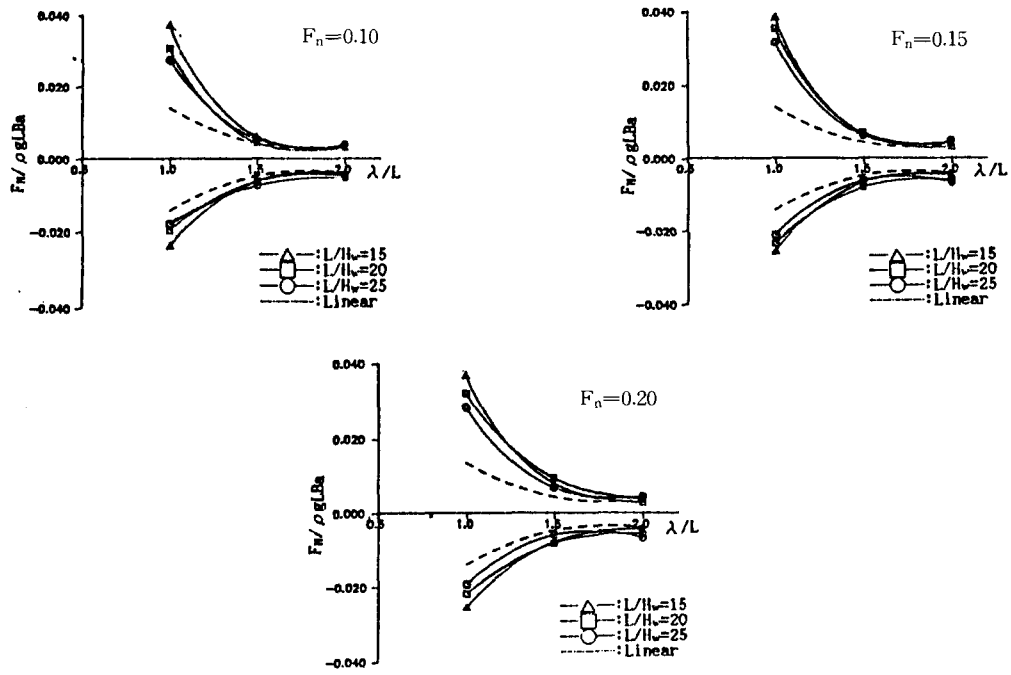


Fig.5.26 Maximum horizontal shear force in oblique wave

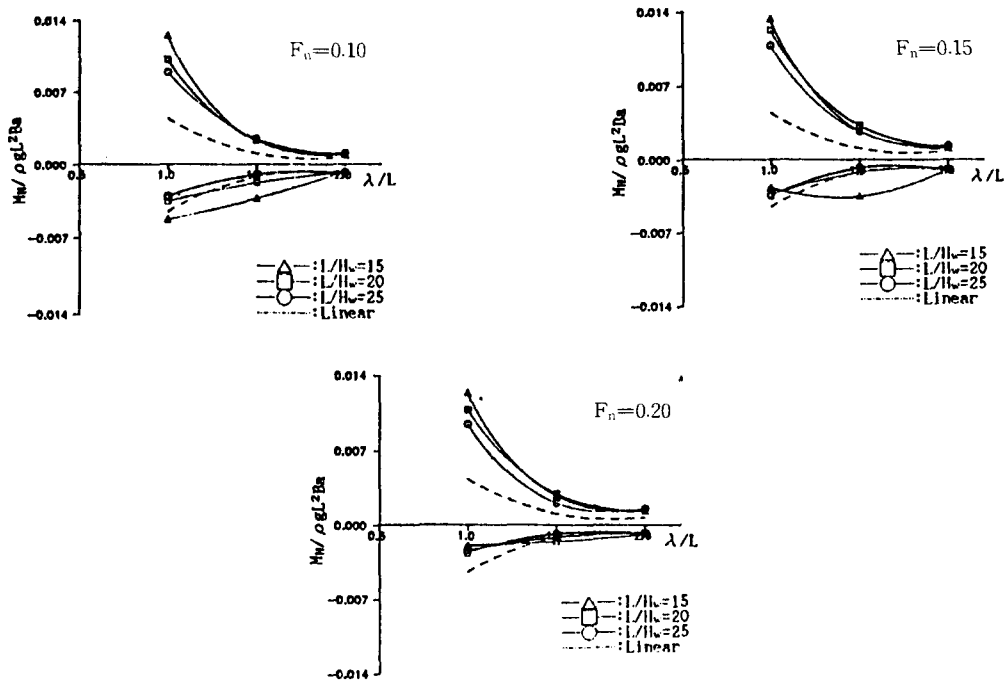


Fig.5.27 Maximum horizontal bending moment in oblique wave

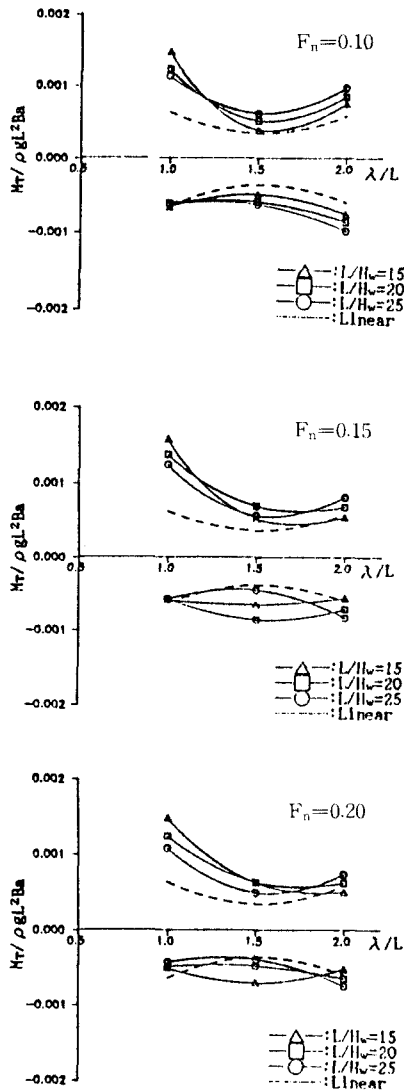


Fig.5.28 Maximum torsional moment in oblique wave

에 따른 영향은 수직 파랑 하중에 비해 크지 않음을 알 수 있다. 그러나 낮은 파고에서 선형 계산과 비선형 계산이 차이가 있는 것은 강체 응답에서의 차이에 기인한 것으로 생각된다 (Fig.5.16, 18 참조).

6. 결 론

이상의 수치 계산을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) Fukasawa 등에 의한 모형 시험 결과와 본 해석 이론에 의한 수치 계산 결과가 잘 일치함을 보아

본 해석 이론의 타당성을 확인할 수 있었다.

2) 선저 노출이 일어나지 않는 상태에서는 선체의 강체 응답 및 파랑 하중이 선형 계산 결과와 큰 차이를 보이지 않으므로 선형 스트립 이론에 의한 파랑 중 선체 거동 해석은 실용적으로 충분하다고 할 수 있다.

3) 선저가 노출되는 상태에서는 비선형성의 영향이 증가하고 특히 정면파에서 슬래밍이 발생하게 되면 비선형 유체력과 탄성체로서의 응답 특성을 고려하여야 할 것으로 생각된다.

4) 본 연구에서는 정면파($\chi=180^\circ$)와 사파 중 선수사파($\chi=120^\circ$)에 대하여만 파랑인자 변경에 따른 계통적 수치 계산을 수행하였으나 추후 횡파, 추파 등에 대한 계통적 분석이 필요할 것으로 생각되며, 특히 선박의 종류에 따른 비선형성의 영향에 대한 연구가 계속되어야 할 것으로 사료된다.

7. 후 기

본 연구는 1989년도 한국과학재단 지원의 목적기 초연구(과제번호 89-0206-04)중 제3 세부과제로 수행되었으며 관계제위께 감사를 드린다.

參 考 文 獻

- [1] 川上益男, 村本弘光, 슬래밍에 의한 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, 컨테이너運搬船의 船首都 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] Ochi M.K. and Motter L.E., "Prediction of Slamming Characteristics and Hull Response for Ship Design", Trans. SNAME, Vol. 81, 1873.
- [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] 黒岩降夫, 大波高渡浪中の 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, 大波高渡浪による 船體の 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 坐礁時 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] Frank W., "Oscillation of Cylinder in or below free surface of deep fluid", NSRDC Report 2375, 1967.
- [13] Bedel J.W. and Lee.C.M., "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] 임상전 譯, 基本 造船學, 대한 교과서 주식 회사, 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 Vol. 3, 1965.
- [23] Ohtake K., et.al., "On the Coupled Torsional-Horizontal Vibration of Ships", Mitsubishi Technical Bulletin, No.54, 1967.
- [24] Kumai T., On the Coupled Torsional-Horizontal Vibration of Ships", J.S.N.A., Japan Vol. 100, 1957.
- [25] Matsuura Y., 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] Matsuura Y., 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] Gunnläng G.A. and Pedersen P.T., "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 波浪中船體の 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.