

論 文

大韓造船學會誌  
第27卷 第1號 1990年 3月  
Journal of the Society of  
Naval Architects of Korea  
Vol. 27, No. 1, March 1990

自動車運搬船 船體低次振動的 解析

金極天\*, 趙大昇\*\*, 鄭正勳\*\*, 姜俊旭\*\*, 文碩俊\*\*, 禹濟赫\*\*\*

An Investigation into the Hull-Girder Vibration Analysis of  
RO/RO Car/Truck Carriers

by

K.C. Kim\*, D.S. Cho\*\*, J.H. Chung\*\*, J.W. Kang\*\*

S.J. Moon\*\* and J.H. Woo\*\*\*

要 約

근년에 이르러 에너지節約型船 개발이 촉진됨에 따라 디젤엔진이 大口徑·長行程·小數실린더·低回轉數化함으로써 不平衡모멘트가 커지서 특히 中型船에 대해 低振動數領域의 船體振動 防振設計가 주요과제로 대두되고 있다.

自動車運搬船의 경우 構造的 特性 및 船形幾何學的인 特性이 一般商船과는 매우 다르다. 본 논문에서는 船體上下振動, 船體水平·비틀聯成振動에 대하여 보類推이론에 의거한 해석방법의 정립을 위하여 전기 특성을 고려한 적정한 모델링방법, 附加水質量 및 등 中心, 附加水質量 極慣性 모멘트, 斷面의 剪斷係數 등의 적정한 산정방법, 水平·비틀聯成의 聯成度, modal解析 즉 mode중첩법에 의한 強制振動應答의 계산 등에 관하여 實船에 대한 數值實驗의 計算例를 통해 일련의 고찰을 거쳐 합리적인 해석방법을 제시했다.

Abstract

Most of the medium-size ships are powered by large-bore, long-stroke, slow-speed and two-stroke diesel engines in order to improve the fuel efficiency. Such a propulsion plant develops low-frequency excitation forces/moments of significant magnitude. A RO/RO car/truck carrier is also one of the cases.

In this paper, the rational methods for analysis of vertical and coupled horizontal-torsional vibrations are presented. Taking account of unusual characteristics of the hull form and structural systems, the emphasis is put on modelling methods based on beam analogy, calculation of system parameters such as added mass and its center, polar added-mass moment of inertia, shear coefficient of hull sections and coupling degree in antisymmetric modes, and modal analysis of forced vibrations.

발표: 1989년도 대한조선학회 추계연구발표회('89.11.11)  
접수일자: 1989년 11월 25일, 재 접수일자: 1990년 2월 15일

\* 正會員, 서울대 工大

\*\* 正會員, 서울대 工大 大學院

\*\*\* 正會員, 大宇造船(株) (연구당시 서울대 대학원생)

記 號

- $A, T$  : 傳達매트릭스
- $\bar{C}_r$  :  $r$ 次 modal 減衰係數
- $k$  : 船體斷面 剪斷係數
- $M_B$  : 굽힘모멘트
- $M_T$  : 비틀림모멘트
- $M_r$  :  $r$ 次 modal 質量
- $m$  : 離散化 分割要素의 質量(附加水質量 포함)
- $m(x, t)$  : 起振굽힘모멘트
- $p(x, t)$  : 起振力
- $Q$  : 剪斷力
- $q(x, t)$  : 起振비틀림모멘트
- $t$  : 時間變數
- $v$  : 剪斷中心의 水平方向 變位  
(下添字  $r$  :  $r$ 次 mode)
- $x$  : 길이좌표
- $Y$  : 狀態量벡터
- $y$  : 重心의 上下方向 變位(下添字  $r$  :  $r$ 次 mode)
- $\delta_r$  :  $r$ 次 modal 對數減衰率
- $\eta_r(t)$  : 基準座標系
- $r$  :  $y$  또는  $v$ 의 기울기에 대한 剪斷變形寄與分  
(下添字  $r$  :  $r$ 次 mode)
- $\omega_r$  :  $r$ 次 固有圓振動數
- $\theta$  :  $y$  또는  $v$ 의 기울기에 대한 굽힘寄與分  
(下添字  $r$  :  $r$ 次 mode)
- $\phi$  : 剪斷中心의 비틀림角變位(下添字  $r$  :  $r$ 次 mode)
- $\rho$  : 剪斷中心和 質量中心사이의 거리
- $\zeta_r$  :  $r$ 次 modal 減衰比

1. 序 論

근년에 이르러 에너지節約型船 개발이 촉진됨에 따라 디젤엔진이 大口徑·長行程·小數실린더·低回轉數化 함으로써 不平衡모멘트가 커지시 특히 中型船에 대해 低振動數領域의 船體振動 防振設計가 주요과제로 대두되고 있다.

中型船에 대하여 엔진의 不平衡모멘트를 의식한 船體振動解析은 일반적으로 보類推이론에 의거하여 좋은 결과를 얻을 수 있다[1]. 다만, 自動車運搬船의 경우 船首深水艙격벽과 機關室격벽 사이에 격벽이 없고, 多重甲板이며 船尾部에 ramp-way/post 등 매우 큰 집중하중이 있다. 또 船形幾何學적으로 船尾部 左右敝이

金極天, 趙大昇, 鄭正勳, 姜俊旭, 文頌俊, 禹濟赫

비대칭이고 일반상선에 비해 길이·폭比 및 길이·깊이比가 매우 작고 폭·흘수比는 매우 크다는 특성을 가졌다.

본 연구에서는 自動車運搬船의 船體上下振動, 船體水平·비틀聯成振動에 대하여 보類推이론에 의거한 해석방법의 경됨을 위하여 전기 특성을 고려한 적정한 모델링방법, 附加水質量 및 동 中心, 附加水質量 極慣性모멘트, 斷面의 剪斷係數 등의 적정한 산정방법, 水平·비틀聯成의 聯成度, modal 解析 즉 mode중첩법에 의한 強制振動應答의 계산 등에 관하여 實船에 대한 數值實驗의 計算例를 통해 일련의 고찰을 수행했다.

2. 解析方法

2.1. 固有振動數 및 mode shapes

船體上下振動의 경우 Myklestad-Prohl 모델링에 의해  $n$  自由度系로 離散化하고 Timoshenko 보 이론에 의거 傳達매트릭스법에 의해 정식화한다[2,3].

船體水平·비틀聯成振動에 대해서는  $n$  自由度 偏心集中慣性要素系로 離散化하고 傳達매트릭스법에 의해 정식화한다[3,4]. 즉, Fig. 1에 보인 마와 같이 離散化 船體斷面要素에 대하여 等價慣性要素를 船體中心面內에서 각 斷面要素의 重心위치  $S_i$ 에 집중시키고, 이들이 剪斷中心  $R_i$ 를 통과하는 等價彈性線분에 剛體레비에 의해 연결된 것으로 간주한다. 水平舉動에 대해서 Timoshenko보이론을, 비틀聯成에 대해서 St. Venant 비틀이론을 적용한다.

station의 狀態量벡터  $Y$ 를 上下振動에 대하여

$$Y = [y, \theta, Q, M_B]^T \tag{1}$$

水平·비틀聯成振動에 대하여

$$Y = [v, \phi, Q, M_B, M_T]^T \tag{2}$$

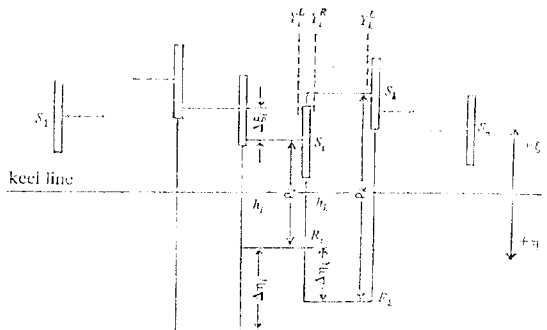


Fig. 1 Approximate system of discrete eccentric elements for coupled horizontal and torsional vibrations

와 같이 정의할 때, 인접한  $i$ (좌단으로부터 1, 2, ...),  $k(=i+1)$  station의 左端狀態量 벡터관계식은 傳達매트릭스  $A_k$ 에 의해

$$Y_k^L = A_k Y_i^L \quad (3)$$

와 같이 표현된다. 系 전체의 傳達매트릭스  $T_{(n+1)}$ 를

$$T_{(n+1)} = A_{n+1} \cdot A_n \cdot A_{n-1} \cdots A_2 \quad (4)$$

와 같이 정의할 때 船體 左, 右端 station의 狀態量 벡터관계식은

$$Y_n^R = T_{(n+1)} Y_1^L \quad (5)$$

와 같이 표현된다. 여기서 傳達매트릭스  $A$ 의 要素는 [8, 9]에 보인 마와 같다.

(5)에 兩端自由境界條件을 대입함으로써 振動數方程式이 얻어지고,  $r$ 차 mode shape는 해당 固有圓振動數  $\omega_r$ 를 傳達매트릭스에 대입한 후 식 (3)에 의한 축차계산에 의해 얻을 수 있다. 구체적인 해법의 한 예가 [3]에 주어져 있다.

### 2.2. 強制振動應答

2.1의 계산결과를 이용한 modal 解析 즉, mode 중첩법에 의해 계산한다. 基本定式化에 있어서는 有限自由度 離散化에 의한 근사계산, 附加水質量 및 有效剛性的의 振動次數에 따른 변화 등이 mode 直交關係式에 미치는 영향, 減衰의 cross-mode 영향 등은 무시하고 [5, 6, 7], 이와 같은 因子들이 振動應答에 미치는 定量的 영향에 대해서는 數值計算例 및 考察에서 별도로 다룬다.

#### 上下振動應答

起振力  $p(x, t)$  및 起振굽힘모멘트  $m(x, t)$ 를 변수분리하여

$$\begin{aligned} p(x, t) &= p(x) f_p(t) \\ m(x, t) &= m(x) f_m(t) \end{aligned} \quad (6)$$

와 같이 표현하고, 이에 대한 振動應答을

$$\begin{aligned} y(x, t) &= \sum_{r=1}^n y_r(x) \eta_r(t) \\ \theta(x, t) &= \sum_{r=1}^n \theta_r(x) \eta_r(t) \\ \gamma(x, t) &= \sum_{r=1}^n \gamma_r(x) \eta_r(t) \end{aligned} \quad (7)$$

와 같이 가정할 때  $\eta_r(t)$ 는 zero 初期條件에 대해 다음과 같이 산정된다[6].

$$\begin{aligned} \eta_r(t) &= \frac{1}{M_r \omega_d} \left\{ \int_0^L p(x) y_r(x) dx \right. \\ &\quad \cdot \int_0^t f_p(\tau) \exp\{-\zeta_r \omega_r(t-\tau)\} \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \\ &\quad \left. + \int_0^L m(x) \theta_r(x) dx \right. \end{aligned}$$

$$\left. \cdot \int_0^t f_m(\tau) \exp\{-\zeta_r \omega_r(t-\tau)\} \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \right\} \quad (8)$$

여기서

$$\left. \begin{aligned} \zeta_r &= \frac{C_r}{2M_r \omega_r} \approx \frac{\delta_r}{2\pi} \\ \omega_d &= \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

이고  $M_r$ 는  $r$ 차 modal 質量,  $C_r$ 는  $r$ 차 modal 減衰係數이고,  $\delta_r$ 는  $r$ 차 modal 對數減衰率이다.

#### 水平 · 비틀림聯成振動 應答

水平方向의 起振力  $p(x, t)$  및 起振굽힘모멘트  $m(x, t)$ 는 (6)과 같이, 起振비틀림모멘트  $q(x, t)$ 를

$$q(x, t) = q(x) f_q(t) \quad (10)$$

와 같이 표현하고, (6) 및 (10)에 대한 振動應答을

$$\begin{aligned} v(x, t) &= \sum_{r=1}^n v_r(x) \eta_r(t) \\ \theta(x, t) &= \sum_{r=1}^n \theta_r(x) \eta_r(t) \\ \gamma(x, t) &= \sum_{r=1}^n \gamma_r(x) \eta_r(t) \\ \phi(x, t) &= \sum_{r=1}^n \phi_r(x) \eta_r(t) \end{aligned} \quad (11)$$

와 같이 가정할 때  $\eta_r(t)$ 는 zero 初期條件에 대해 다음과 같이 산정된다[7].

$$\begin{aligned} \eta_r(t) &= \frac{1}{M_r \omega_d} \left[ \int_0^L \{v_r(x) + \rho(x) \phi_r(x)\} p(x) dx \right. \\ &\quad \cdot \int_0^t f_p(\tau) \exp\{-\zeta_r \omega_r(t-\tau)\} \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \\ &\quad + \int_0^L \theta_r(x) m(x) dx \\ &\quad \cdot \int_0^t f_m(\tau) \exp\{-\zeta_r \omega_r(t-\tau)\} \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \\ &\quad + \int_0^L \phi_r(x) q(x) dx \\ &\quad \left. \cdot \int_0^t f_q(\tau) \exp\{-\zeta_r \omega_r(t-\tau)\} \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \right] \quad (12) \end{aligned}$$

여기서  $\rho(x)$ 는 剪斷中心과 質量中心사이의 거리(前者가 後者の 下方에 있을 때+)이고,  $M_r, \zeta_r$  및  $\omega_d$ 의 정의는 (8), (9)에서와 같다. 다만,  $\zeta_r$ 를 modal 對數減衰率을 이용하여 (9)에 의해 산정할 경우  $\delta_r$ 를 水平 mode에 대한 것  $\delta_r^H$  및 비틀림 mode에 대한 것  $\delta_r^T$ 를 이용하여 근사적으로

$$\delta_r \approx \delta_r^H + \delta_r^T \quad (13)$$

에 의해 산정할 수 있다.

3. 數值實驗의 計算例 및 考察

3.1. 試算對象船

數值實驗의 試算對象船의 主要要目 等은 Table 1과 같다.

이 배의 固定甲板數는 6개이고, 船首尾張出部의 길이 가 길어서 船尾쪽이 AP로부터 Lbp의 약 3%, 船首 쪽이 FP로부터 Lbp의 약 4%에 달한다. 또 船尾張出 部에는 ramp-way 및 등 post 등 약 300톤에 달하는 纜裝重量이 부가되고 있다. 船形幾何學的으로는 일반 商船에 비해서 길이·폭 비 L/B 및 길이·깊이 비 L/D 가 매우 작고, 폭·흘수 비 B/T 및 길이·흘수 비 L/T는 매우 큰 특성을 가졌다.

Table 1 Principal particulars of the ship adopted for numerical calculations.

Type of ship	RO/RO Car/Truck carrier
Length o.a.	195.00m
Length b.p.	182.40m
Breadth, moulded	32.00m
Depth, moulded	30.95m
Draught, design	11.00m
DWT on design draught	9,300 tonnes
Service speed, design draught	19.0 knots
No. of fixed decks	6
Ballast condition:	
Draught, mean	7.916m
Displacement	24,860 tons
Main engine	17,480 PS at 93.2 rpm

3.2. 離散化方法 및 system parameter算定

船首尾張出部가 길고 또 특히 船尾張出部에 매우 큰 纜裝重量이 부가되어 있음을 고려하여 船體全長을 기 준으로한 要素分割방법과 Lbp를 기준으로하고 船首尾 端 集中質量이 FP 및 AP에 위치하도록 分割하는 방법 이 비교 검토되었다. 分割要素수는 30~45 범위에서 검토되었다.

system parameter 算定에 대해서는 주로 船體斷面 的 剪斷係數 k, 附加水質量 및 水平·비틀聯成의 尺度 인 剪斷中心과 重心間의 거리가 검토되었다.

剪斷係數 算定에 있어서는 특히 上下振動에 대해 3 次元 彈性論에 의거하여 Poisson비를 고려한 Cowper

Table 2 Comparisons of shear coefficients of midship sections: vertical mode.

Ship type	$k_0$	$k_c$	$k_s$
RO/RO ship	0.102	0.104	0.106
Container ship	0.214	0.220	0.225
Bulk carrier	0.161	0.170	0.180
Ore/Oil carrier	0.248	0.256	0.266
Chemical tanker	0.256	0.257	0.269

[11],  $k_c$ , 및 Stephen[12],  $k_s$ ,의 방법과 Poisson 비를 무시하는 종래의 평의적 變形에너지法,  $k_0$ ,이 검토되었 다. 中央斷面에 대한 값을 예시하던  $k_0=0.102$ 에 대해  $k_c=0.104$ ,  $k_s=0.106$ 이어서 상호간 차이가 근소하다. Table 2가 대표적인 他船種 中艙船[13,14]과의 비교인 데 RO/RO선은 多重甲板이므로 k值가 상대적으로 매우 작다. 水平振動에 대해서는 多重甲板임을 고려할때 有效剪斷面積으로서 근사적으로 甲板, 二重底板, 船底 外板 등 web面積을 취해도 나뉠한 결과를 얻을 수 있다고 판단된다.

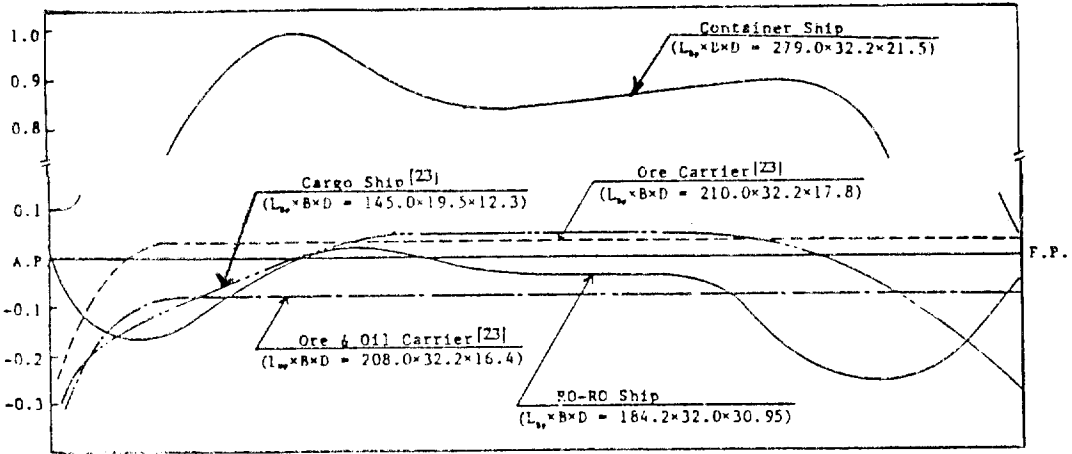
附加水質量 算定에 있어서는 2次元의 값과 3次元 修 正係數 문제가 논의되어야 한다. 2次元의 附加水質量 및 附加水質量極慣性모멘트에 대해서는 Lewis form 方法[15,16]과 Frank方法[17]이 비교 검토되었으며, 水 平 mode에 대한 附加水質量中心에 대해서는 Umeczaki 등[18]의 개념에 입각한 산정방법[19]을 채택했다. RO/RO선은 水線下斷面의 幾何學的 特性上, Lewis form 近似가 不可한 부분이 된다. 本 試算船의 경우 船體線圖에 있어서 Lewis form 近似가 적용되는 部分이 station #3~#9 범위이다. 따라서 그의 斷面에 대해서는 Frank 方法의 적용이 불가피하다. 固有振動數 계산에 있어서는 Frank 方法에 의한 계산결과 또는 Frank 方法과 Lewis 方法의 混用에 의한 계산결과가 비교 검토되었다. 참고로 Table 3에 中央斷面에 대한 두방법에 의한 附加水質量, 同 中心(水平 mode) 및 同極慣性모멘트(비틀 mode)를 예시했다.

RO/RO船의 附加水質量 3次元 修正係數  $J_V, J_H, J_T$  에 대해서는 일반적으로 幅·吃水比가 3.5~4.0, 길이·幅 比가 6.0 이하, 길이·吃水 比 16 이상일은 고려할때 보통 선박에서와 같이 圓錐圓體 또는 有限長 圓柱에 대한 값을 준용하기 곤란하며 有限長圓斷面 柱狀體에 대한 값을 준용하는 것이 바람직하다. 따라서 本 연구에서는 기왕의 연구[20~22]에 대해 수치계 산은 일부 모인하여 이를 준용했다.

水平·비틀聯成의 尺度인 重心과 剪斷中心간의 거리

**Table 3** 2-D added mass, added mass center and polar added mass moment of inertia of midship section: ballast condition.

	Added mass(t/m)		Added mass center above W.L. (horiz. mode) (m)	Polar added mass moment of inertia (tors. mode)(t·m <sup>2</sup> )
	Vertical mode	Horiz. mode		
Frank's method	495.25	47.75	6.46	7,882.6
Lewis' method	426.52	41.13	6.04	7,625.0



**Fig. 2** Ratio of weight center height above shear center to depth: ballast condition.

**Table 4** Natural frequencies of vertical modes: ballast condition.

Nodes						Remark
	2	3	4	5	6	
Beam analogy	90.6	152.4	216.0	277.2	341.4	$\Delta=24,860$ tons $T=7.916$ m
2-D FEM [10]	88.8	149.4	212.4	277.2		$\Delta=27,304$ tons $T=8.45$ m

를 他船種 中型船에 대한 것과 비교한 것이 Fig. 2이다. RO/RO船도 컨테이너船을 제외한 다른 商船과 비슷하게 두 振動型의 聯成度가 매우 낮으리라는 것이 예견된다.

3.3. 固有振動數

上下振動

離散化에 있어서 Lbp를 기준으로하여 船首尾端 集中質量이 AP 및 FP에 위치하도록 38要素로 分割하고, 2次元 附加水質量을 Frank 방법에 의해 계산하고, 剪斷係數로서  $k_0$ 를 택해서 계산된 上下振動 固有振動數가 Table 4와 같다. 비교목적으로 2-D FEM 계산결과[10]도 보았다. Table 4로부터 2-D FEM 계산결과와의 부합성이 매우 양호함이 확인된다.

離散化에 있어서  $L_0$ 를 기준으로 했을때 전체적으로 약간 낮은 振動數가 算定되는데 그 차는 2% 미만이다. 剪斷係數로서  $k_c$  또는  $k_s$ 를 채택했을때  $k_c, k_s$ 순

으로 약간씩 높은 振動數가 算定되는데 그 차는 2% 미만이다. 또 2-D 附加水質量을 Lewis방법과 Frank 방법을 혼용하여 계산했을 때 약간 높은 振動數가 算定되는데 그 차는 1% 정도이다.

水平·비틀聯成振動

離散化에 있어서 Lbp를 기준으로 하여 船首尾端 集中慣性要素가 FP 및 AP에 위치하도록 하여 38要素로 分割하고, 2-D 附加水質量 등을 Frank방법에 의해 算定한 경우의 固有振動數가 Table 5의  $N_c$ 와 같다. Table 5에는 비교 고찰 목적으로 非聯成을 가정한 결과 및 후술할 근사계산결과  $N_B$ 도 주어지 있다. 2-D 附加水質量 등을 Frank방법과 Lewis방법을 혼용하여 계산했을 때 약간 높은 固有振動數가 算定되는데 그 차는 0.5% 미만이다.

Table 5로부터 전체적으로 聯成度가 낮고, 主振動이 水平 mode인 경우의 固有振動數는 非聯成으로 가정한

**Table 5** Natural frequencies of coupled horizontal-torsional modes: ballast condition. (cpm)

Uncouple assumed				Coupled			
Horizontal		Torsional		Node H-T	Frequency		
Node	Freq.	Node	Freq.		$N_c$ : detail calc.	$N_E$ : (14)	$N_E$ / $N_c$
2	124.4			②-1	123.0	123.0	1.000
		1	197.7	2-①	217.7	203.8	0.936
3	275.5			③-1	268.9	194.2	0.722
		2	322.0	2-②	351.4	329.1	0.937
4	439.1			④-4	418.0	429.2	1.027
		3	430.6	4-③	489.0	483.9	0.990
5	601.7			⑤-4	567.5	536.2	0.945
		4	572.9	5-④	656.4	655.1	0.998
6	773.2			⑥-5	725.9	689.1	0.949
		5	736.4	6-⑤	822.5	841.9	1.024

○ : predominant mode

수평 mode의 固有振動數 보다 약간 낮아지고, 主振動이 비틀 mode인 경우에는 그 성향이 수평 mode 경우와 반대 즉 非聯成 비틀mode의 固有振動數보다 약간 높음을 알 수 있다.

Table 5에 Ohtaka 등[23]이 均一斷面보를 모델로 하여 도출한 聯成固有振動數 近似推定式

$$N^2 = \frac{1}{2(1-\sigma^2)} \left\{ (N_H^2 + N_T^2) \pm \sqrt{(N_H^2 + N_T^2)^2 - 4(1-\sigma^2)N_H^2N_T^2} \right\} \quad (14)$$

여기서

金極天, 趙大昇, 鄭正勳, 姜俊旭, 文碩俊, 禹濟赫

$N_H, N_T$ : 차례로 水平 및 비틀固有振動數(cpm)

$\sigma = \frac{\rho}{\kappa}$ ; ( $\rho$ : 剪斷中心과 重心간의 거리,  $\kappa$ : 斷面의 剪斷中心에 대한 回轉慣性半徑)

+: 主振動이 비틀mode 때

-: 主振動이 水平mode 때

을 준용한 계산결과  $N_E$ 가 주어져 있다. (14)의 준응에 있어서  $\sigma$ 는 中央斷面要素에 대한 값을 취했다.  $N_c$ 와  $N_E$ 의 차이는 ③-1 mode를 제외하고 7% 미만이다. 즉, Ohtaka 등의 근사식은 RO/RO船의 聯成固有振動數 初期推定에 매우 유용하게 이용될 수 있음이 확인 된다.

**3.4. 強制振動應答**

2.2절에서 기술한 바와 같이, modal 解析에 있어서 3.3절의 固有振動計算 결과를 직접적으로 사용하되, 有限自由度 離散化에 의한 근사계산, 附加水質量 및 有效剛性的 振動次數에 따른 변화 등이 mode 直交關係式에 미치는 영향, 減衰의 cross-mode 영향 등을 무시하는 계산방법에 대한 일련의 검토가 본절의 목적이다.

**上下振動應答**

modal 解析에 있어서, [7]에 보인 정칙화에 따라 一般化慣性매트릭스 [ $M_{rs}$ ] 및 一般化剛性매트릭스 [ $K_{rs}$ ]를  $r=s=7$ 까지 계산한 결과는 Table 6과 같다. 一般化減衰係數 계산에 있어서는 構造部材의 内部摩擦만을 고려하였는데, 引張粘彈性係數  $\alpha E$  및 剪斷粘彈性係數  $\beta G$ 에 대하여  $\alpha, \beta$ 의 값은 Hirowatari[24]의 실험치 즉,  $\alpha(\text{sec})=1.1 \times 10^{-3}$ ,  $\beta(\text{sec})=0.7 \times 10^{-3}$ 이 사용되었다.

**Table 6** Generalized mass,  $M_{rs}$ , and stiffness,  $K_{rs}$ : vertical modes in ballast condition.

(a)  $M_{rs}$  (ton·m<sup>2</sup>)

modal index	1	2	3	4	5	6
1	1156.6	3.5	-73.8	-17.6	-44.1	-55.1
2	1.3	1124.7	2.5	-89.7	-14.2	-55.2
3	-18.2	1.6	1061.2	10.0	-117.5	-10.8
4	-2.3	-33.8	7.1	1370.6	40.4	-175.0
5	-7.8	-2.1	-56.0	29.4	1947.6	113.7
6	-2.6	-14.1	-0.9	-98.1	90.0	3206.3

(b)  $K_{rs}$  (kN·m)

modal index	1	2	3	4	5	6
1	103861.2	314.5	-6624.9	-1578.7	-3964.3	-4944.4
2	332.2	287009.7	636.7	-22900.1	-3614.3	-14094.1
3	-9313.4	843.8	543059.0	5135.7	-60152.9	-5504.4
4	-1968.1	-28548.8	5998.5	1156243.7	34080.8	-147638.0
5	-9954.8	-2625.0	-71492.1	37540.5	2485533.9	145143.3
6	-4651.3	-24765.5	-1658.9	-172286.9	157981.2	5630801.9

**Table 7** Generalized damping  $C_{rs}$ : vertical modes in ballast condition.

modal index	(ton·m <sup>2</sup> /s)					
	1	2	3	4	5	6
1	116.9	1.2	9.8	1.8	11.5	-4.4
2	1.3	276.9	2.1	0.6	-2.0	1.2
3	-4.4	3.2	509.6	5.1	-26.8	-6.8
4	-0.2	-29.4	9.7	1028.3	27.0	-109.6
5	-20.3	3.4	-87.4	45.8	2143.0	139.1
6	-2.4	-56.6	15.0	-243.6	210.1	4852.3

계산결과 즉, 一般化減衰 매트릭스  $[C_{rs}]$ 는 Table 7과 같다. 한편, Table 7의 對角線要素  $C_{rr}$ 를 ISSC-1982 guideline[1]의 平均値로부터 산정된 modal 減衰係數  $\tilde{C}$ 와 비교한 것이 Table 8인데, 兩者의 差는 근소하다.

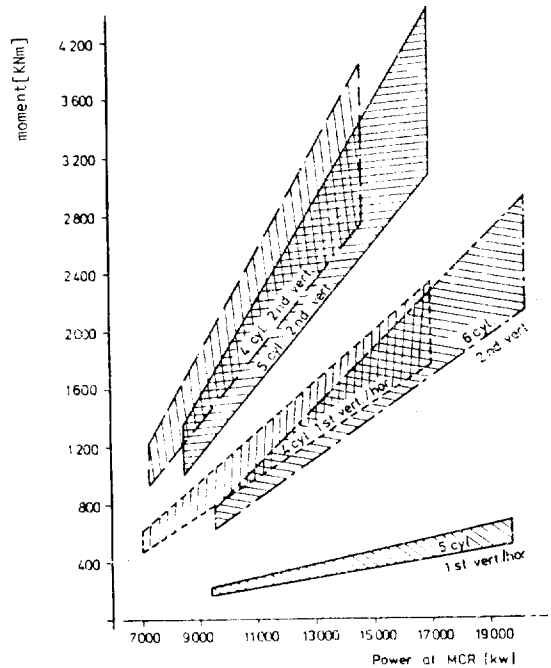
振動應答 계산에 있어서 (6), (7) 및 (8)에 의거한 계산은 Table 6 및 7에서  $[M_{rs}]$ ,  $[K_{rs}]$  및  $[C_{rs}]$ 의 對角線要素 만을 취하는 경우인데 이를 case 1로 하고, 이에 대하여 case 2:  $[M_{rs}]$  및  $[K_{rs}]$ 에 한하여 對角線要素 만 취하는 경우 및 case 3:  $[M_{rs}]$ ,  $[K_{rs}]$  및  $[C_{rs}]$ 의 非對角線要素도 고려하는 경우를 비교 목적으로 계산했다. case 2 및 case 3의 정식화 과정은 [7]에 상세되어 있고, 방정식해법은 Fawzy 등[25]의 방법을 따랐다.

**Table 8** Comparison of modal damping: vertical modes in ballast condition.

Node	(ton·m <sup>2</sup> /s)	
	$C_{rr}$ of Table 7	$\tilde{C}_r$ 1)
2	116.9	98.6
3	276.9	268.2
4	509.6	502.2
5	1028.3	1061.9
6	2143.0	2268.4
7	4852.3	5114.8

1) Based on mean values of ISSC-1982 guidelines.

數值計算例로서는 엔진의 單位크기 不平衡모멘트 즉, 1kN·m에 대한 station 1(A.P.)에서의 共振振幅을 계산했으며 그 결과는 Table 9와 같다. case 1에 대해서



**Fig. 3** External 1st and 2nd order moments of two-stroke engines[26].

**Table 9** Resonance response at station 1 to 1 kN·m vertical unbalanced moment of main engine: ballast condition.

Node	Natural frequency (cpm)	Resonance Amplitude (μm)			
		Case 1		Case 2	Case 3
		Contribution of Resonance mode only	Contribution up to 6th modes	Contribution up to 6th modes	Contribution up to 6th modes
2	90.5	10.128	10.124	10.124	10.341
3	152.5	3.095	3.095	3.096	3.178
4	216.0	1.002	1.002	1.004	1.091
5	277.4	0.293	0.294	0.295	0.326
6	341.1	0.049	0.050	0.051	0.056

는 共振 해당 基準振動型 寄與分만을 위한 결과도 보였다. case 1 및 case 2의 값들은 거의 일치하고 있다.

2行程 디젤엔진의 不平衡모멘트의 初期推定을 위해 Payer 등[26]이 Fig. 3과 같은 차로를 제시하고 있다. Fig. 3에서 제 2차 不平衡모멘트의 경우 엔진出力 17,000(P.S.)를 기준으로 했을 때 중간치가 5 실린더일 때 약 3,500kN·m, 6 실린더 때 약 2,000kN·m이다. Table 9의 case 1 및 case 3 값을 3,500kN·m에 대해 환산한 결과를 비교하면 그 차가 2,3 및 4절 共振 때 차례로 0.76, 0.29 및 0.31mm이다.

水平·비틀림聯成振動應答

上下振動應答에 준하는 數值實驗의 計算이 수행되었다. [7]에 보인 정식화에 따라 계산한 一般化慣性 매트

릭스  $[M_{rs}]$  및 一般化剛性 매트릭스  $[K_{rs}]$ 를 Table 10, 一般化減衰 매트릭스  $[C_{rs}]$ 를 Table 11에 보였다.  $C_{rs}$  계산에 있어서 粘彈性係數는 上下振動 때와 같은 값이 사용되었다.  $[K_{rs}]$  및  $[C_{rs}]$ 가 上下振動 때와는 달리 對稱 매트릭스인 이유는 水平振動에 대한 剛性 變位에 있어서 3.2節에 설명된 마와 같은 이유로 有效幅 개념에 입각한 수정을 하지 않았기 때문이다.  $[M_{rs}]$ ,  $[K_{rs}]$  및  $[C_{rs}]$  모두 非對角線要素의 對角線要素에 대한 比가 上下振動 때에 비해 큰 편인데, 특히  $[C_{rs}]$ 에 있어서는 매우 크다.

應答 계산에 있어서 (6), (10), (11) 및 (12)에 의거한 계산은 Table 10 및 11에서  $[M_{rs}]$ ,  $[K_{rs}]$  및  $[C_{rs}]$ 의 對角線要素만을 취하는 경우인데 이를 case 1로 하고,

Table 10 Generalized mass,  $M_{rs}$ , and stiffness,  $K_{rs}$ : coupled hori.-tors. modes in ballast condition.

(a)  $M_{rs}$  (ton·m<sup>3</sup>)

Node No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	918.5	-41.7	-1.9	-49.3	-3.2	-21.4	-1.8	56.3	-20.1	-34.9
2	-13.4	523399.0	207.3	169.8	317.6	-501.8	-391.6	434.9	91.0	1698.9
3	-0.4	136.0	1196.5	34.3	-3.5	-2.7	-11.8	-276.3	-1.1	21.2
4	-6.1	65.2	20.1	54038.5	-47.2	-240.3	-129.7	1628.5	183.4	-37.4
5	-0.3	88.0	-1.5	-34.0	1474.5	-17.5	0.5	-56.9	-20.3	39.8
6	-1.4	-100.2	-0.8	-124.9	-12.6	5515.8	56.1	126.9	20.1	64.9
7	-0.1	-60.1	-2.8	-51.8	0.3	43.1	1701.6	-285.6	-18.5	-38.3
8	2.1	51.6	-49.9	502.9	-24.4	75.3	-220.9	253495.0	527.7	69.2
9	-0.6	8.9	-0.2	46.7	-7.2	9.8	-11.3	435.0	2052.1	123.8
10	-0.9	137.1	2.6	-7.9	11.6	26.2	-20.1	47.1	102.2	12723.7

(b)  $K_{rs}$  (MN·m)

Node No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	154.0	-7.0	-0.3	-8.3	-0.5	-3.6	-0.3	9.4	-3.4	-5.8
2		273065.0	108.2	88.6	165.7	-261.8	-204.3	226.9	47.5	886.4
3			951.4	27.3	-2.8	-2.2	-9.4	-219.7	-0.9	16.9
4				73398.7	-64.1	-326.3	-176.2	2211.9	249.1	-50.8
5					2778.1	-32.9	0.9	-107.2	-38.2	74.9
6						14406.3	146.6	331.4	52.4	169.6
7							5788.1	-971.6	-63.1	-130.1
8								1114990.0	2321.1	304.4
9									10949.5	660.7
10										82268.6

Table 11 Generalized damping  $C_{rs}$ : coupled hori.-tors. modes in ballast condition.

(ton·m<sup>3</sup>/s)

Node No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	187.9	-523.1	7.8	404.1	-10.5	25.1	26.6	134.0	-40.1	21.9
2		222450.0	2578.1	-1192.7	1383.8	-2055.9	-206.1	1889.7	1016.3	3238.0
3			998.5	1505.9	224.0	-651.7	-107.1	-1278.7	213.6	313.4
4				70254.0	-1403.8	-5217.7	-2091.4	20939.0	1217.9	2696.6
5					2676.1	110.8	911.0	-14372.0	-1015.8	340.0
6						13073.0	2684.4	4436.8	965.5	6310.2
7							4915.0	-15128.0	828.0	3167.7
8								974490.0	33366.0	-33406.0
9									8805.1	8038.1
10										65961.0



**Table 12** Resonance response at station 1 to 1 kN·m horizontal unbalanced moment of main engine: ballast condition.

Order No.	Natural frequency (cpm)	Resonance Amplitude ( $\mu\text{m}$ , mrad)							
		Case 1				Case 2		Case 3	
		Contribution of Resonance mode only		Contribution up to 10th modes		Contribution up to 10th modes		Contribution up to 10th modes	
		Horizon.	Torsion	Horizon.	Torsion	Horizon.	Torsion	Horizon.	Torsion
1	123.7	7.807	47.0	7.808	47.0	7.809	46.2	7.813	48.0
2	218.1	0.048	79.3	0.045	79.3	0.068	98.9	0.070	109.6
3	269.3	0.608	14.8	0.608	14.8	0.609	16.8	0.610	11.7
4	351.9	0.038	23.4	0.038	23.4	0.042	23.1	0.045	27.4
5	414.5	0.103	1.0	0.104	0.9	0.104	0.7	0.105	0.9
6	488.0	0.019	3.4	0.017	3.4	0.017	3.2	0.018	4.6

이에 대해 case 2 및 case 3을 上下振動에 같이 경의했을 때 엔진의 水平不平衡모멘트 1kN·m에 대한 station 1(A.P.)에서의 共振振幅이 Table 12와 같다. case 1에 대해서는 共振 해당 基準振動型 기여분만을 취한 결과도 보였다. case 2 및 case 3의 정식화 과정은 [7]에 상술되어 있고 또 방정식해법은 Fawzy 등 [25]의 방법을 따랐다.

Fig. 3으로부터 제 1차 水平不平衡모멘트의 경우 엔진 出力 17,000P.S.를 기준으로 했을 때 중간치가 4실린더 일때 약 2,000kN·m, 5실린더일때 약 400kN·m이다. Table 11의 값을 2,000kN·m에 대해 환산했을 때 case 1과 case 3의 결과는 그 차이가 매우 작아 1, 2, 3 및 4차 共振振動型에 있어서 차례로 (수평진폭mm, 비틀진폭mrad)이 (0.01, 0.002), (0.05, 0.061), (0.004, 0.006) 및 (0.01, 0.008)에 불과하다.

**4. 結 論**

自動車運搬船의 船體低次振動의 解析에 관한 일련의 고찰을 통하여 얻어지는 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 엔진不平衡모멘트 振動數 범주의 振動解析은 보類推集中質量系 모델링에 의해 좋은 결과를 얻을 수 있다. 모델링에 있어서 船首尾 張出部 및 船尾部 集中 載裝重量 등을 고려하여 左, 右端 慣性要素를 A.P. 및 F.P.에 위치하도록 하고 35~40 要素로 분할하는 것이 바람직하다.

(2) 2次元 附加水質量 계산에 있어서 Lewis form 근사가 가능한 단면에 대해서까지 Frank방법 등 정밀한 방법을 적용할 필요는 없다. 3次元 修正係數로서는 水線下斷面의 幅·吃水 比가 매우 큰 점을 고려하여 有限長橢圓斷面柱狀體의 값을 준용하는 것이 바람직하다.

(3) 上下振動에 대한 船體斷面 剪斷係數는 他船種에

비해 매우 작은 값이고, Poisson비를 무시하는 편의적 變形에너지에 의한 계산치와 Cowper, Stephen 등 Poisson 비를 고려하는 방법에 의한 값의 차가 매우 근소하다.

水平振動에 대해서는 多重甲板이므로 有效剪斷面積을 投影面積法에 의해 산정하고 또 굽힘剛性에 대해 有效幅 개념에 의거한 수정을 고려하지 않아도 무방하다고 판단된다.

(4) 水平·비틀聯成度가 낮고, 主振動이 水平mode인 경우의 固有振動數는 非聯成으로 가정한 水平mode의 固有振動數보다 약간 낮아지고, 主振動이 비틀mode인 경우에는 그 성향이 水平mode 경우와 반대이다.

(5) Ohtaka 등이 均一斷面모를 모델로하여 얻은 水平·비틀聯成固有振動數 近似式이 初期推定式으로서 有用함이 확인된다.

(6) modal 解析방법에 의한 強制振動應答계산에 있어서 固有振動計算 결과를 직접적으로 사용하되 有限自由度 離散化와 附加水質量 및 有效剛性的 振動數에 따른 변화 등이 mode 直交關係式에 미치는 영향, 減衰의 cross-mode 영향 등을 무시해도 무방하다. 또 共振振幅계산에 있어서 上下振動에 대해서는 물론이러나와 水平·비틀聯成振動에 대해서도 共振 해당 振動型의 기여분만으로 산정해도 타당한 결과를 얻을 수 있다. 위와 같은 문제들에 우선하여 중요한 인자는 적정한 減衰比의 선정이다.

**後 記**

이 논문은 韓國科學財團支援 目的基礎研究 管理番號 860317-02-02의 일부이다. 이 기회에 同 財團에 대하여 심심한 謝意를 표한다.

## 參 考 文 獻

金極天, 趙大昇, 鄭正勳, 姜俊旭, 文碩俊, 禹濟赫

*Proc. International Symposium on Ship Vibration*, CETNA, Genova, Italy, May, 1984.

- [1] Proceedings of the 8th ISSC; Report of Technical Committee II.4, Gdansk, 1982.
- [2] Meirovitch, L., *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Co., 1967.
- [3] 金極天 등, “船體振動解析 電算프로그램 開發에 관한 研究”, 科學技術處 報文 R-75-9, 1975.
- [4] Csupor, D., “Methoden zur Berechnung der freien Schwingungen des Schiffskoppers”, *Jahrbuch der STG*, Band 50, 1956/*DTMB Translation* 288, 1959.
- [5] Bishop, R.E.D. and Price, W.G., *Hydroelasticity of Ships*, Cambridge Univ. Press, 1979.
- [6] 金極天 등, “基準振動型重疊法에 의한 Timoshenko 보類推構造體의 強制橫振動解析”, 大韓造船學會誌, 20卷 1號, 1983.
- [7] 文碩俊, “RO/RO船의 船體強制振動應答 解析”, 서울대 工大 碩士論文, 1989.
- [8] 禹濟赫, “RO/RO船의 船體上下振動解析”, 서울대 工大 碩士論文, 1988.
- [9] 姜俊旭, “RO/RO船의 水平·비틀聯成振動解析”, 서울대 工大 碩士論文, 1989.
- [10] VERITEC-DnV, Technical Report No. 84-3360, July, 1984.
- [11] Cowper, G.R., “The Shear Coefficient in Timoshenko’s Beam Theory”, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 33, ASME, 1966.
- [12] Stephen, N.G., “Timoshenko’s Shear Coefficient from a Beam Subjected to Gravity Loading”, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 47, ASME, 1980.
- [13] 金極天·崔壽玪, “船體振動解析에 있어서의 有效剪斷剛性度”, 大韓造船學會誌, 22卷 1號, 1985.
- [14] Jensen, J.J. et al., “Recent Advances in Beam Models Used for Ship Hull Vibration Analysis”, *Proc. International Symposium on Ship Vibration*, CETNA, Genova, Italy, May, 1984.
- [15] Landweber L. and de Macagro, M.C., “Added Mass of Two dimensional Forms Oscillating in a Free Surface”, *JSR*, Vol. 1, No. 3, SNAME, 1957.
- [16] Kumai, T., “Added Mass Moment of Inertia Induced by Torsional Vibration of Ships”, *Jour. SNA of Japan*, Vol. 104, 1959.
- [17] Frank W., “On the Oscillations of Cylinders in or below the Free Surface of Deep Fluids”, *NSRDC Report* 2375, Oct., 1967.
- [18] Umezaki, K. et al., “Vibration of Container Ships”, *Jour. SNA of Japan*, Vol. 126, 1969.
- [19] 趙大昇, 船體 水平·비틀聯成振動에 있어서의 附加水質量中心에 관한 考察”, 서울대 工大 碩士論文, 1987.
- [20] 金極天·柳炳健, “船體 水平振動에 있어서의 附加質量 3次元修正係數”, 大韓造船學會誌, 11卷 1號, 1974.
- [21] 金極天·李昊燮, “船體 비틀振動에 있어서의 附加慣性모멘트 3次元修正係數”, 大韓造船學會誌, 11卷 3號, 1974.
- [22] 金昌烈, “船體 上下振動에 대한 附加質量 3次元修正係數”, 大韓造船學會誌, 11卷 2號, 1974.
- [23] Ohtaka, K. et al., “On the Horizontal and Torsional Vibration of Ships”, *Jour. SNA of Japan*, Vol. 121, 1967.
- [24] 日本海事協會, 船舶振動設計指針, 1981.
- [25] Fawzy, I. and Bishop, R.E.D., “On the Dynamics of Linear Non-conservative Systems”, *Proc. Royal Society*, London, Vol. A-352, 1976.
- [26] Payer, H.G. and Asmussen, I., “Vibration Responses on Propulsion-Efficient Container Vessels”, *Trans. SNAME*, Vol. 93, 1985.