

大韓造船學會論文集
 第28卷 第1號 1991年 4月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 28, No. 1, April 1991

선체 저차고유진동수의 감도

허영철*, 정태영**, 김극천***

The Natural Frequency Sensitivities of the Lower Modes of Ship Hull Vibrations

by

Y. C. Huh*, T. Y. Chung** and K. C. Kim***

요 약

선박의 기본설계과정에서 공진회피를 도모하기 위한 설계변수조정에 있어서 기준계의 고유진동수 감도를 활용하는 방법이 매우 효과적이다.

본 연구에서는 선박저차진동수에 대해 초기설계단계에서 고려될 수 있는 설계변수에 대한 고유진동수 감도를 등가 Timoshenko보의 경우를 기준으로 하여 추산할 수 있는 방법을 제시했다.

Abstract

In the course of ship basic design, the redesign works to avoid resonance can be carried out efficiently provided that the frequency sensitivities of the baseline system is available.

In this paper, for lower modes of ship's hull vibrations, a practical method to predict the natural frequency sensitivities to major design variables subject to considerations at the preliminary design stage is presented. The method is of derivation based on frequency sensitivities of uniform Timoshenko beams equivalent to actual ships.

발표 : 1990년도 대한조선학회 추계연구발표회('90. 11. 10)

접수일자 : 1991년 1월 5일, 재접수일자 : 1991년 3월 29일

*학생회원, 서울대학교 조선공학과

**정회원, 한국해사기술연구소

***정회원, 서울대학교 조선공학과

1. 서 언

고품질선을 추구하는 노력의 일환으로서 선박의 진동에 대해 ISO기준[1]등 국제표준의 최고품질레벨의 선박건조가 요구되고 있다. 이 목적을 위해서는 기본설계과정에서 진동 특성 최적화가 도모되어야 하는데, 선박이 복잡한 거대 종합시스템이기 때문에 통상적 진동해석 방법에 의한 재설계 또는 최적화 작업은 매우 비효율적이다. 이 난점을 보완하기 위해 최근 선체진동 감도해석방법의 원용이 시도되고 있다. 즉, 예로서 Sandstrom등[3], Chalmers[4] 등의 연구가 있는데, 초기설계과정에서의 적용에는 곤란한 요소가 많다.

다이젤엔진의 불평형모멘트를 의식한 선체저차진동 영역의 해석에 있어서는 보거동유추 방법이 효과적이다. 보거동유추에 있어서 주요 설계변수는 부가수질량을 포함한 총량적 질량, 중앙단면의 강성, 질량과 강성의 길이 방향 분포이다. 이들 중 강성의 변경은 선급협회규칙 또는 선체강도면에서의 요구조건으로 인하여 제약성이 매우 크다. 이에 반하여 질량문제는 적화상태의 조정, 기계류 및 의장품의 주량과 배치의 조정, 선체중강도에 직접적으로 기여하지 않는 국부구조물의 크기 및 배치의 조정 등 설계상의 재량폭이 넓다.

본 연구에서는 선체저차상하진동에 대하여 초기설계단계에서 고려될 수 있는 주요 설계변수들에 대한 고유진동수 감도에 기초하여 진동 특성의 변화를 추산할 수 있는 방법을 도출한다.

2. 총량적 고유진동수 감도

총량적 고유진동수 감도는 선체 저차 상하진동수 추정식으로부터 도출될 수 있다. 선체 저차 상하진동수 추정식으로는 Schlick형 추정식들이 많이 제안되고 있는데[5] Timoshenko보 이론이 가장 구체성있게 반영된 것은 Kumai [6]의 식인 것으로 사료된다.

Kumai는 양단자유 변단면 Timoshenko보의

접수 황진동에 대해 진동파형을 $\cos(n\pi L)$, $n=2, 3, 4, \dots$ 로 가정하고 에너지원리에 입각하여 다음과 같은 고유진동수 ω 근사식을 제시했다.

$$\omega_n = C_n (\pi n)^2 \sqrt{\frac{EI_0}{\Delta L^3 (1+\tau) \{1 + (s^2 + r^2)(\pi n)^2\}}}$$

$$n = 2, 3, \quad (1)$$

$$s^2 = \frac{EI_0}{G(KA)_0 L^2}, \quad r^2 = \frac{J_0}{(\rho A)_0 L^2} \quad (2)$$

여기서 Δ 배수량, L 배의 길이, EI_0 중앙단면 굽힘강성, τ 부가수관성계수, C_n 변단면계수, $G(KA)_0$ 중앙단면 전단강성, $(\rho A)_0$ 중앙부 단위 길이당 질량 및 J_0 중앙부 단위 길이당 회전관성이다. τ 는 근사적으로 폭·홀수비의 1차 또는 2차 함수로 간주되며 Kumai[6] 또는 Todd[7]의 근사식이 준용되고 있다.

(1)에서 C_n 에 대해서는 중앙단면을 기준으로 한 강성 및 질량분포 성향이 설계변수 변화 전후에 있어서 서로 유사하다고 가정하고 또 회전관성을 무시할 때 고유진동수 감도 $\frac{\delta\omega}{\omega}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\delta\omega}{\omega} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta I_0}{I_0} - \frac{\delta \Delta'}{\Delta'} \right) \quad (3)$$

여기서 $\Delta' = \Delta(1+\tau)$

3. 질량분포에 따른 고유진동수 감도

3.1 접근방법

이론적 기준으로 집중질량이 부가된 양단자유 균일단면 Timoshenko보의 이론해로부터 집중질량의 크기 및 위치의 변화에 따른 고유진동수 감도를 체계적으로 계산한다. 이때 회전관성은 무시한다. 한편, 대표적 선종 6종에 대해 일련의 정밀계산을 수행하고, 실선 상호간의 상관성 및 실선과 이론적 기준에 대한 계산 결과와의 상관성에 대한 고찰을 통하여 초기설계 목적에 일반성있게 적용될 수 있는 방법을 도출한다.

3.2 집중질량을 갖는 양단자유 균일단면 Timoshenko보

균일 Timoshenko보에 있어서 $x=x_0$ 인 위치에 집중질량 M 이 부가되었을 때, 횡진동에 대한 운동방정식은 다음과 같이 기술된다.

$$EI \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + kAG \left(\frac{\partial y}{\partial x} - \psi \right) - J \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0 \tag{4}$$

$$kAG \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) - \{ \rho A + M \delta(x-x_0) \} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0$$

여기서 y 전체처짐변위, ψ 굽힘변위, EI 굽힘강성, KAG 전단강성, ρA 및 J 단위길이당 질량 및 회전관성이고, $\delta(x)$ 는 Dirac delta함수이다.

무차원 길이 좌표 $\xi = \frac{x}{L}$ 를 도입하고 $y(\xi, t) = Y(\xi)e^{j\omega t}$, $\psi(\xi, t) = \Psi(\xi)e^{j\omega t}$, ($j = \sqrt{-1}$)을 대입하면 $Y(\xi)$ 및 $\Psi(\xi)$ 에 관한 다음과 같은 연립미분방정식을 얻게 된다.

$$s^2 \Psi - (1 - b^2 r^2 s^2) \Psi + \frac{Y}{L} = 0 \tag{5}$$

$$Y'' + s^2 b^2 (1 + m \delta(\xi - a)) Y - L \Psi' = 0$$

여기서, '은 ξ 에 관한 미분을 뜻하고,

$$b^2 = \frac{\rho A}{EI} L^4 \omega^2, \quad r^2 = \frac{J}{\rho A} L^{-2}, \quad s^2 = \frac{EI}{kAG} L^{-2}$$

$$m = \frac{M}{\rho AL}, \quad a = \frac{x_0}{L} \tag{6}$$

이다.

Grant[7]가 (5)의 일반해를 제시했는데, 양단 자유일 때 회전관성을 무시하면 진동수 방정식 및 진동형이 다음과 같이 귀착된다.

진동수방정식 :

$$2 - 2 \cosh b - b s^2 \sin b \alpha \sin b$$

$$+ mab \frac{\zeta}{1 + \zeta} \left\{ \frac{2}{\lambda} \cosh b \alpha (1 - a) \sin b (1 - a) \right.$$

$$\left. - \frac{2}{\zeta} \sinh b \alpha (1 - a) \cos b \beta (1 - a) \right.$$

$$\left. + [\sinh b \alpha (1 - a) + \frac{1}{\lambda} \sin b \beta (1 - a)] \right.$$

$$\cdot \left[\frac{1}{\zeta} \cosh b \alpha \cos b \beta a - \frac{\lambda}{\zeta} \sinh b \alpha a \sin b \beta \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\lambda} \sinh b \alpha \sin b \beta a - \cosh b \alpha a \cos b \beta \right]$$

$$+ [\cosh b \alpha (1 - a) + \frac{1}{\zeta} \cos b \beta (1 - a)]$$

$$\cdot \left[\frac{-1}{\zeta} \sinh b \alpha \cos b \beta a + \frac{\zeta}{\lambda} \cosh b \alpha a \sin b \beta \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\lambda} \cosh b \alpha \sin b \beta a - \sinh b \alpha a \cos b \beta \right] = 0 \tag{7}$$

여기서

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ -s^2 + [s^4 + \frac{4}{b^2}]^{1/2} \}^{1/2}$$

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ s^2 + [s^4 + \frac{4}{b^2}]^{1/2} \}^{1/2}$$

$$\lambda = \frac{\alpha}{\beta}$$

$$\zeta = \frac{(\beta^2 - s^2)}{\beta^2} = \frac{\alpha^2}{(\alpha^2 + s^2)}$$

기준진동형 :

$$Y(\xi) = \frac{L}{\alpha^2 + \beta^2} \left\{ \frac{B}{b} [\lambda \sinh b \alpha \xi + \sin b \beta \xi] \right.$$

$$+ \beta^2 \Gamma [\zeta \cosh b \alpha \xi + \cos b \beta \xi]$$

$$+ mb \beta \frac{1}{1 + \zeta} \left[\frac{\beta}{b} (\lambda \sinh b \alpha a + \sin b \beta a) \right.$$

$$+ \beta^2 \Gamma (\zeta \cosh b \alpha a + \cos b \beta a)]$$

$$\cdot u(\xi - a) [\lambda \zeta \sin b \alpha (\xi - a) - \sin b \beta (\xi - a)] \left. \right\} \tag{8}$$

$$\Psi(\xi) = \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} \left\{ \frac{1}{b^2 (\beta^2 - s^2)} [\cosh b \alpha \xi + \zeta \cos b \beta \xi] \right.$$

$$+ \frac{\Gamma}{b \alpha} [\sinh b \alpha \xi - \lambda \sin b \beta \xi]$$

$$+ \frac{m}{\alpha^2 + \beta^2} \left[\frac{\beta}{b} (\lambda \sinh b \alpha a + \sin b \beta a) \right.$$

$$+ (\beta^2 - s^2) \Gamma (\cosh b \alpha a + \zeta \cos b \beta a)]$$

$$\cdot u(\xi - a) [\cosh b \alpha (\xi - a) - \cos b \beta (\xi - a)] \left. \right\} \tag{9}$$

여기서

$$\Gamma = - \left\{ \frac{\beta}{b(\beta^2 - s^2)} [\lambda \sinh b \alpha + \sin b \beta] \right.$$

$$\frac{m \beta^2}{\alpha^2 + \beta^2} [\lambda \sinh b \alpha (1 - a) + \sin b \beta (1 - a)]$$

$$\cdot [\lambda \sinh b \alpha a + \sin b \beta a] \left. \right\} / \{ [\cosh b \alpha - \cos b \beta]$$

$$+ \frac{m b \beta^3}{\alpha^2 + \beta^2} [\lambda \sin b \alpha (1 - a) \}$$

$$+ \sin b\beta(1-a)][\zeta \cosh b\alpha a + \cos b\beta a]$$

수치계산에 있어서 s^2 은 3.3절의 Table 1에 보인 실선의 값을 고려하여 $s^2=0.01, 0.02$ 및 0.08 을 택하고, $m=0.001, 0.002, 0.004, 0.008, 0.015$ 에 대해 위치변화에 따른 감도곡선을 얻기에 충분한 a 값을 선정하여 6절진동형까지 계산했다.

3.3 실 선

수치실험적 계산을 위해 선정된 선종 및 선

Table1 Actual ships for numerical calculations

Ship type	Lbp(m)	s^2 at midship sec.
Container Carrier	279.0	0.0124
RO-RO Ship	182.4	0.0776
Prdduct/Crude Oil Carrier	237.0	0.124
Chemical Tanker	170.0	0.0104
Ore/Bulk Carrier	275.0	0.0197
Bulk Carrier	215.0	0.0145

체중양단면에서의 굽힘강성의 전단강성에 대한 무차원비 s^2 은 Table 1과 같다.

Table 1. Actual ships for numerical calculations 이 배들의 주요도면 및 system parameters는 한국해사기술연구소 진동연구실로부터 공급받았다. 이 배들의 발라스트상태 및 만재상태에 대한 중량내역 및 Myklestad-Prohl모델링·전달매트릭스방법에 의해 계산된 고유진동수는 Table 2와 같다.

집중질량의 크기 및 위치에 따른 진동수 감도의 수치계산에 있어서는 발라스트상태를 기준계(baseline system)로 하고, 부가수 질량을 포함한 발라스트 상태 총질량 $\Delta_{ballast}$ 에 대한 집중질량 M 의 비 m 즉,

$$m = \frac{M}{\Delta_{ballast}} \tag{10}$$

는 Timoshenko보에서와 같이 $m=0.001, 0.002, 0.224, 0.008,$ 및 0.025 로 택했다.

Table 2 Weight contents and natural frequencies of ships given in Table1

Ship type	Load condition	Ship W. (ton)	2-D Added W. (ton)	Natural frequencies(Hz)				
				2 node	3 node	4 node	5 node	6 node
Container Carrier	Ballast	32,038	89,165	0.822	1.679	2.536	3.398	4.260
	Full	79,872	113,758	0.599	1.249	1.905	2.557	3.206
RO-RO ship	Ballast	24,838	46,695	1.545	2.592	3.668	4.652	5.678
	Full							
Product/Crude Carrier	Ballast	59,912	156,405	0.685	1.526	2.331	3.136	3.996
	Full	125,246	193,609	0.561	1.251	1.924	2.632	3.333
Chemical Tanker	Ballast	29,206	66,670	1.101	2.402	3.819	5.200	6.563
	Full	53,648	76,372	1.002	2.151	3.417	4.639	5.853
Ore/Bulk Carrier	Ballast	88,898	218,919	0.615	1.255	1.880	2.483	3.072
	Full	190,295	261,722	0.516	1.051	1.578	2.085	2.574
Bulk Carrier	Ballast	30,994	68,989	0.830	1.740	2.687	3.634	4.584
	Full	58,599	79,465	0.734	1.540	2.365	3.175	3.975

Table 3 $\left| \frac{\delta\omega}{\omega} \right|$ for full load conditions : ballast condition as the baseline system

Ship type	Container Carrier		Product/Crude Carrier		Chemical Tanker		Ore/Bulk Carrier		Bulk Carrier	
	detail calc.	Eq.(3)	detail calc.	Eq.(3)	detail calc.	Eq.(3)	detail calc.	Eq.(3)	detail calc.	Eq.(3)
2 nodes	0.271	0.327	0.180	0.271	0.090	0.213	0.160	0.271	0.116	0.219
3	0.256		0.180		0.105		0.163		0.115	
4	0.246		0.175		0.105		0.161		0.120	
5	0.248		0.161		0.108		0.160		0.126	
6	0.247		0.166		0.108		0.162		0.133	

4. 수치계산 결과 및 고찰

4.1 총량적 고유진동수 감도

Table 1 및 Table 2에 특성이 주어진 실선에 대하여 극단적 경우로서 (3)에서 $\delta I_0=0$, $\delta \Delta = (\Delta'_{full} - \Delta'_{ballast})$ 로 비교한 것이 Table 3이다. 단, 부가수질량으로서는 Table 2의 값에 3차원 수정계수를 곱한 값이 사용되었다.

Table 3으로부터 (3)에 의한 고유진동수 감도가 모든 선종에 대하여 엄밀계산치에 비해 선종 및 절수에 따라 5-10% 정도 크다. 두 방법에서의 감도차는 주로 (1)에서 C_n 를 상수로 간주하고 (3)을 도출한데 기인하는 것으로 사료된다. 이로부터 배의 길이방향으로 비교적 광역

에 걸쳐 분포된 질량중분으로 인한 배수량증가에 (3)이 유용하게 활용될 수 있다고 믿어진다.

굽힘강성에 대해서는 선급협회규칙 또는 선체 종강도면에서의 요구조건때문에 사실상 큰 변화는 불가능하며 약간의 변경이 시도될 경우 (3)에 의한 추정치의 정도는 매우 높다고 판단된다.

4.2 집중질량의 크기 및 위치에 따른 고유진동수 감도

Timoshenko보에 대해서 3장에 기술한 내용에 대한 계산결과로부터 실선의 s^2 범위내에서 s^2 값 차에 따른 고유진동수 감도의 차는 근소함이 확인된다. Fig.1에 수치 계산결과중 대표

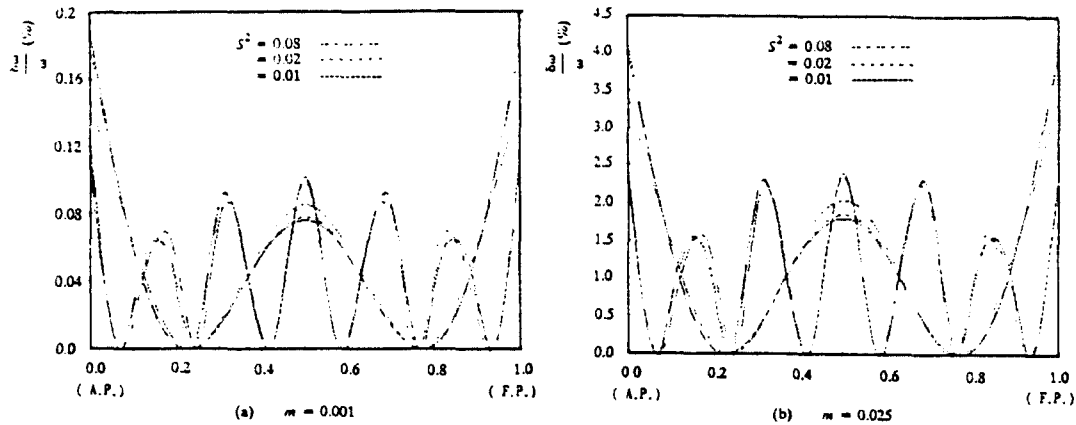


Fig.1 Examples of the natural frequency sensitivity of a uniform Timoshenko beam to a concentrated mass and its location : 2-node and 6-node

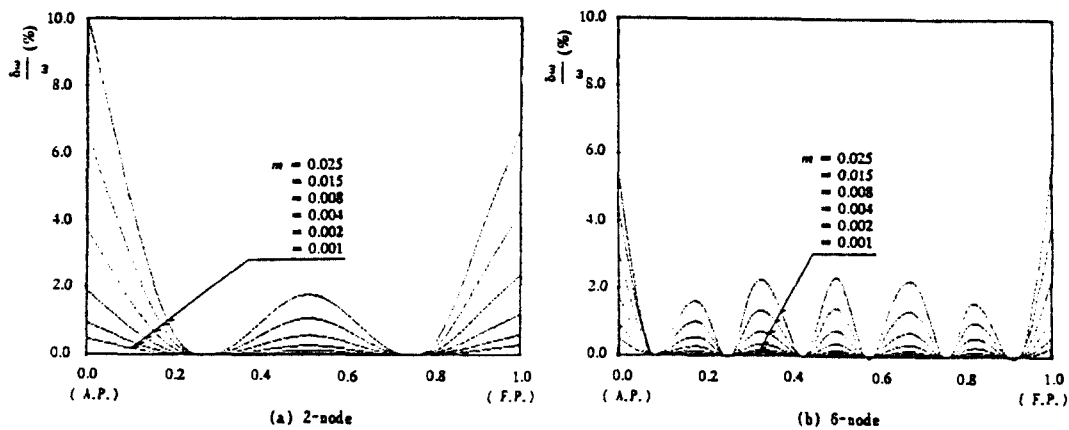


Fig.2 Examples of natural frequency sensitivity of a bulk carrier to a concentrated mass and its location

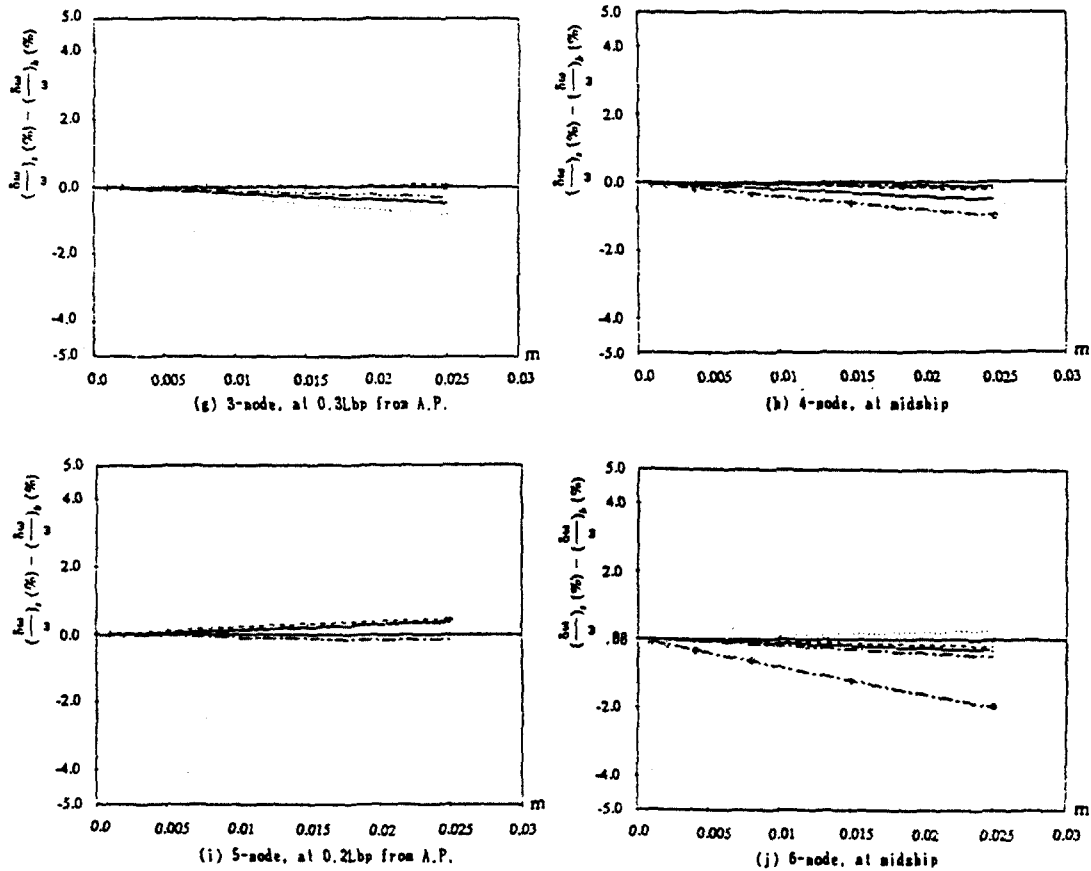


Fig.3 Cont'd

적인 예를 예시했다.

실선의 경우, 6종의 선박에 대한 감도계산 결과 중 살물운반선의 2절 및 6절 진동형에 대한 것을 Fig.2에 예시했다. 양단 자유이므로 선수부 및 선미부에서의 감도가 크고 또 m 에 따른 감도 차도 크다. 그러나 선수부 및 선미부 절점 안쪽에 있어서는 m 에 따른 감도차가 작다. 이와같은 성향은 다른 선종에서도 같다.

각 선종의 m 에 따른 감도 변화에 대하여 Timoshenko보의 값을 기준으로 한 감도차를 서로간 비교한 것이 Fig.3이다. 여기에는 감도가 가장 큰 선미단(A.P)과 양단 절점 안쪽에서 가장 큰 위치 즉, 2, 4, 6절의 경우 중앙점, 3, 5절의 경우 A.P.로부터 차례로 각기 0.3L_{bp} 및 0.2L_{bp} 위치의 것을 비교했다.

Fig.3으로부터 Timoshenko보의 진동수 감도를

Table 4 M corresponding to $m=0.01$

Ship type	Container Carrier	RORO Ship	Product/Club Carrier	Chemical Tanker	Ore/Bulk Carrier	Bulk Carrier
$M(\tan)$	1,029	559	1,678	721	2,424	801

기준으로 했을 때, 이와 실선의 진동수 감도의 차를 개관하면 다음과 같이 파악된다. 집중질량이 A.P.에 위치할 때 전기 차이가 5%미만일 수 있는 m 의 범위는 2절 진동형에서 약 0.015 이하, 3절 진동형에서 약 0.01이하, 4절 진동형에서 약 0.012이하, 5절 진동형에서 약 0.025 이하(단, Ro-Ro선은 약 0.016이하), 6절 진동형에서 약 0.025이하이다. 또 집중질량이 양단 절점 안쪽에 위치할 때는 대체로 Ro-Ro선의 4, 6절 진동형을 제외하고 계산된 m 의 모든 값에 대해 전기 차이가 0.5%미만이다. Ro-Ro

선의 경우는 4절 때 1%, 6절 때 2%이다. 참고로 $m=0.01$ 에 해당하는 집중질량 $M(\text{ton})$ 의

Table.5 The natural frequency sensitivity, $\left| \frac{\delta\omega}{\omega} \right|$ in% of a Timoshenko's uniform free-free beam to a concentrated mass and its location :

$$s^2 = \frac{EI}{kAG} L^{-2} = 0.02, \quad r^2 = \frac{J}{\rho A} L^{-2} = 0, \quad m = \frac{M}{\rho AL}$$

$a = \frac{x_0}{L}$	node m	2	3	4	5	6
0.0 (A.P) or 1.0 (F.P)	0.001	0.179	0.151	0.133	0.122	0.116
	0.002	0.356	0.299	0.265	0.243	0.230
	0.004	0.706	0.591	0.522	0.478	0.453
	0.008	1.383	1.151	1.013	0.927	0.876
	0.015	2.503	2.063	1.806	1.642	1.544
	0.025	3.972	3.229	2.800	2.522	2.350
0.1 or 0.9	0.001	0.059	0.014	0.000	0.006	0.025
	0.002	0.119	0.029	0.001	0.011	0.051
	0.004	0.235	0.057	0.002	0.022	0.102
	0.008	0.464	0.113	0.003	0.045	0.208
	0.015	0.849	0.206	0.006	0.084	0.400
	0.025	1.369	0.331	0.010	0.141	0.692
0.2 or 0.8	0.001	0.003	0.027	0.08	0.089	0.042
	0.002	0.006	0.053	0.159	0.177	0.083
	0.004	0.011	0.107	0.318	0.352	0.164
	0.008	0.022	0.213	0.635	0.694	0.321
	0.015	0.041	0.398	1.187	1.270	0.580
	0.025	0.067	0.661	1.968	2.042	0.918
0.3 or 0.7	0.001	0.014	0.093	0.043	0.004	0.084
	0.002	0.028	0.186	0.086	0.007	0.168
	0.004	0.056	0.371	0.171	0.014	0.337
	0.008	0.111	0.738	0.338	0.029	0.678
	0.015	0.208	1.367	0.621	0.054	1.280
	0.025	0.343	2.238	1.008	0.091	2.145
0.4 or 0.6	0.001	0.056	0.054	0.019	0.105	0.007
	0.002	0.112	0.107	0.038	0.210	0.013
	0.004	0.224	0.213	0.077	0.419	0.026
	0.008	0.445	0.424	0.153	0.831	0.053
	0.015	0.826	0.784	0.287	1.536	0.097
	0.025	1.357	1.285	0.478	2.503	0.160
0.5	0.001	0.078		0.110		0.101
	0.002	0.156		0.220		0.202
	0.004	0.310	0.000	0.438	0.000	0.403
	0.008	0.616		0.871		0.800
	0.015	1.142		1.612		1.480
	0.025	1.870		2.637		2.414
$b_0 : \text{form} = 0$		20.033	44.395	70.122	95.149	119.623

값은 컨테이션 1,029, Ro-Ro선 569, 정유/원유 선 1,678, 화공약품선 721, 광석/살물 선 2,464, 살물선 801.

보문 [9]에서 Table 1의 살물운반선에 대해 부분적 적화상태의 변화에 따른 고유진동수 변화를 집중질량을 갖는 Timoshenko보에 대한 이론해를 바탕으로 하고 Dunkerley식 즉, 기준계에 집중질량 n 개가 부가되었을 경우 고유원진동수 ω 추산식

$$\frac{1}{\omega^2} \approx \frac{1}{\omega_0^2} \left(\sum_{i=1}^n \frac{\omega_0^2}{\omega_{Mi}^2} - n + 1 \right) \quad (11)$$

여기서 ω_0 : 기준계의 고유원진동수

ω_{Mi} : 기준계의 집중질량 M_i 가 부가된 경우의 고유원진동수

을 인용하는 근사 추정방법을 제시하고, 아울러 한 선창의 화물 모두를 단일 집중하중으로 간주해도 오차가 수 퍼센트 이내 임이 확인되었다.

Fig.3의 고찰 및 보문[9]의 내용을 종합하여 Timoshenko보의 집중질량에 대한 고유진동수 감도는 초기설계에 있어서의 중량물 배치 또는 부분적 적화상태 변화에 대한 고유진동수 감도의 추산 목적에 직접적으로 유용하게 활용될 수 있다고 판단된다. Table5에 $s^2=0.02$ 인 양단 자유 Timoshenko보의 부가 집중질량에 대한 고유진동수 감도계산 결과를 보였다.

5. 결 론

선박의 기본 설계과정에서 선체 저차 횡진동의 공진회피를 도모하기 위한 설계변수조정에서 총량적 배수량 또는 중앙단면 강성의 변경, 중량물배치 및 적화상태의 변경 등에 따른 고유진동수 감도는 Timoshenko보의 고유진동수 감도를 준용하여 정도 면에서 감도 차 5%미만의 추산이 가능하다.

이 방법은 선박의 운항중 흡수변화, 적화상태변화, 적화상태변화 등에 따른 진동특성의 변화를 추산하는데도 대등하게 유용하다.

참 고 문 헌

- [1] ISO-6954 : Guidelines for the Overall Evaluation of Vibrations in Merchant Ships, 1984.
- [2] R. E. Sandstrom et al., "Modal Perturbation Methods for Marine Structures", Trans. SNAME, Vol. 90, 1982.
- [3] C. J. Hoff, M. M. Bernitsas, "Dynamics Redesign of Marine Structures", J. of Ship Research, SNAME, Vol. 29, No. 4, 1985.
- [4] D. W. Chalmers, "The Sensitivity of the Resonant Frequencies of Ships' Hull to Changes in Mass and Stiffness", Trans. RINA, 1988.
- [5] Guide to Ship Vibration, Nippon Kaiji Kyokai, 1984.
- [6] T. Kumai, "On the Estimation of Natural Frequencies of Vertical Vibrations of Ships", J. of SNAJ, Vol. 121, 1967.
- [7] F. H. Todd, Ship Hull Vibration, Arnold, London, 1961
- [8] D. A. Grant, "The Effect of Rotary Inertia and Shear Deformation on the Frequency and Normal Mode Equation of Uniform Beams Carrying a Concentrated Mass", J. of Sound and Vibration, Vol. 57, No. 3, 1978.
- [9] 김극천, 광문규, 김형만, "선박의 적화상태가 선체진동 특성에 미치는 영향", 대한조선학회지 제20권 1호, 1983.