

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 32 卷 第 4 號 1995 年 11 月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 32, No. 4, November 1995

## 기계식 구동기를 이용한 선박진동의 능동제어장치 개발

조대승\*, 이수목\*, 정균양\*

### A Study to Develop an Active Control System of Ship Vibration Using a Mechanical Actuator

by

D.S. Cho\*, S.M. Lee\* and K.Y. Chung\*

#### 요 약

동작중에 힘의 크기를 조절할 수 있는 기계식 구동기를 이용하여 주기관 회전수의 특정차수 진동을 능동제어하는 시스템을 개발하였다. 본 시스템에 적용된 제어 알고리즘은 주기관과 구동기의 위상차에 따른 진동크기 변화를 이용하여 초기 작동시의 구동기 최적 위상 및 힘을 결정하는 알고리즘과 주기관 회전속도의 변화를 추종하여 지속적으로 최적제어를 수행하는 알고리즘으로 구성되어 있다. 개발된 알고리즘은 제어대상 구조계에 대한 동특성 파악이 필요없을 뿐만 아니라 제어 중에도 구조계의 변화를 추종하여 제어할 수 있다는 장점이 있다. 구동기 성능과 제어 알고리즘의 검증을 위하여 30만톤급 유조선과 2,200 TEU 컨테이너 운반선의 선체 상부구조 진동제어시험을 수행한 결과 본 제어시스템은 주기관의 전 회전속도구간에서 제어차수 성분의 선체 상부구조진동을 제어전 진동의 1/2 ~ 1/6 수준으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

#### Abstract

A mechanical actuator to generate adjustable force and its active control algorithm to minimize ship structural vibration are developed. The algorithms comprise initial algorithm which determines optimal phase and force magnitude of the actuator using the variation of vibration response according to the phase difference between the main

---

발 표 : 1995년도 대한조선학회 춘계연구발표회 ('95. 4. 21.)

접수일자 : 1995년 5월 18일, 재접수일자 : 7월 27일

\* 정회원, 현대중공업(주) 선박해양연구소

engine and the actuator, and regulating algorithm which performs continuous optimal control to track the change of the engine speed. This control system can be applied without any prior identification for the dynamic characteristics of the controlled structure. In the control experiments for the deckhouse structural vibration of a 300,000 DWT crude oil carrier and a 2,200 TEU container carrier, the developed system showed good performance to reduce the vibration levels to 1/2 ~ 1/6 of the uncontrolled levels.

1. 서 론

최근 선박의 대형화, 경량화 및 주기관의 고출력화 추세로 인하여 선체구조의 강성은 상대적으로 저하되고 기진력 크기는 증대되어 선박 구조에 과도한 진동이 발생할 가능성이 커졌다.

선박 건조 후 발생한 과도한 진동은 해당 구조물을 보강하여 강성을 증대시키고 고유진동수를 변경하여 해결하는 것이 가장 효과적이다. 그러나 이 방법은 보강관과 같은 국부진동문제의 경우에는 비교적 쉽게 적용할 수 있으나 선루 또는 선미-선루 구조 전체가 과도한 진동을 하는 경우에는 적용하기 어려울 뿐만 아니라 비공진영역에서 과도한 기진력으로 인해 발생한 진동문제의 경우에는 효과가 적다.

선박에 발생한 진동문제를 해결하기 위하여 보다 적극적인 방법으로 실선진동을 제어한 사례로서는 damp tank[1], 유체식 동흡진기[2,3], 스프링-진자식 동흡진기[4], 원심진자식 동흡진기[5] 및 active mass damper[6] 등의 장치를 이용한 경우가 있다. 이들은 장치의 특성 및 그 제어방법에 따라 장·단점이 있으나 선루구조 또는 선미구조의 진동을 감소하는데 상당한 효과가 있는 것으로 알려져 있다.

본 연구에서는 선박진동의 적극적인 대처 방안의 일환으로 동작중에 힘의 크기를 조절할 수 있는 힘 조절형 기계식 구동기(actuator)를 이용하여 선박의 주기관 회전수의 특정차수 진동을 제어하는 능동제어시스템(active control system)을 개발하였다. 본 시스템에 적용된 제어 알고리즘은 주기관과 구동기의 회전 위상 차에 따른 진동크기 변화를 이용하여 초기 작동시의 구동기 최적위상 및 힘을 결정하는 알고리즘과 지속적인 제어상태에서 주기관 회전속도 변화를 추종하여 최적제어를 실행하는 알고리즘으로 구성되어 있다. 이 알고리즘은 주기관 및 구동기의 회전위상과 제어 대상계의 진동신호만을 이용하므로 제어대상 구조계의 동특성 규명이 필요없다는 장점이 있다. 개발된 제어장치의 성능을 검증하기 위해 300,000 DWT 원유운반선과 2,200 TEU 컨테이너

운반선의 선체 상부구조 진동제어시험을 수행하였다.

2. 힘 조절형 기계식 구동기

상호 반대 방향으로 회전하는 두개의 불평형 질량에서 발생하는 원심력의 벡터 합을 이용하여 특정 방향으로 힘을 내는 기계식 구동기(actuator)는 선박용 기진기 또는 발란서(balancer)로 널리 사용되고 있다. 이 구동기에서 발생하는 힘은 두 개의 불평형 질량의 위상각에 따라 임의의 방향으로 설정할 수 있으며, 단일 주파수를 갖는 순수 정현파에 해당하는 힘을 발생한다. 이와 같은 구동기는 일반적으로 크기에 비해 큰 힘을 낼 수 있으나 힘 발생 메카니즘 특성상 동작 중에 힘의 크기를 조절하기가 어렵다.

본 연구에서는 기존의 기계식 구동기에 회전중인 불평형질량의 편심거리를 조절하여 힘의 크기를 바꿀 수 있는 메카니즘을 추가하여 능동제어용 구동기로 사용하였다. 즉, Fig. 1에 보인 바와 같이 불평형 질량과 두개의 암(arm)을 힌지(hinge)로 연결하고

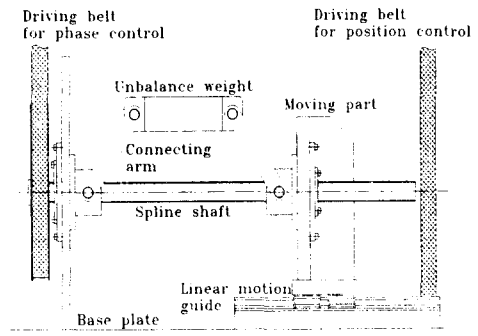


Fig. 1 Mechanism for adjustable force generation

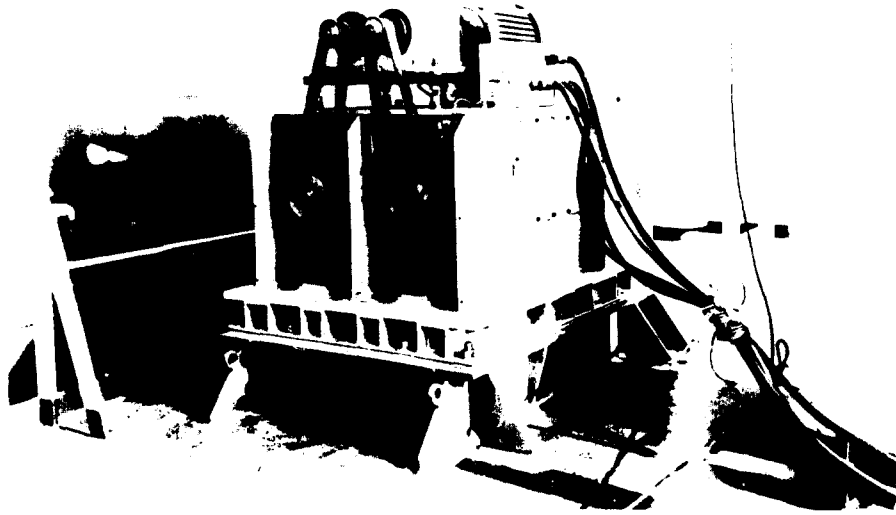


Fig. 2 Prototype actuator installed on the deckhouse

Table 1. Specification of the mechanical actuator

Dimension(L×B×H)		1,320×980×920 mm
Unbalance weight per shaft		27.87 kg
Max. shaft speed		900 rpm
Eccentric distance	Max.	118.5 mm
	Min.	69.1 mm
Generating force at 600 rpm	Max.	2,658 kgf
	Min.	1,550 kgf
Phase control motor	Type	AC Induction motor
	Rated output	7,500 W
Position control motor	Type	AC Servo motor
	Rated output	750 W
Stroke of linear motion guide		198 mm
Total weight		2,080 kg

위치제어 모터로 이동부의 위치를 조절함으로써 회전중인 불평형질량의 편심거리를 조절할 수 있도록 하였다. 상기 메카니즘을 반영하여 제작된 구동기의 시제품은 Fig. 2에 나타내었으며 이의 주요 사양은 Table 1과 같다.

### 3. 선박진동 제어알고리즘

힘 조절형 기계식 구동기를 이용하여 선박 주기관 회전수의 특정차수 진동을 능동제어하는 본 시스템은 입력신호로서 기준신호(reference signal)인 주기관의 위상신호와 구동기의 위상신호 및 제어대상구조체의 진동신호가 필요하다. 기본적인 구동기의 제어변수는 불평형질량의 편심거리 및 위상이다. 구동기의 위상은 주기관 위상각에 대해 상대적인 위상차를 갖도록 제어되어지며, 그 방법은 기준신호와 구동기 간의 제어 위상오차(phase error)에 대한 PID제어를 이용하였다. 각각의 제어 이득(gain)은 선형근사회로망(linear approximation network)[7]을 이용한 실험적 방법으로 결정하였고, 불평형질량의 편심거리 제어는 정교한 1축 위치제어기를 이용하여 RS232C 통신으로 수행하였다. 본 제어시스템의 구성도는 Fig. 3과 같다.

초기구동단계에서 주기관 회전각속도  $\omega_e$ 가 일정하다고 가정하면  $\omega_e$ 의  $k$ 차 조화성분의 진동신호  $V_e(t)$ 는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

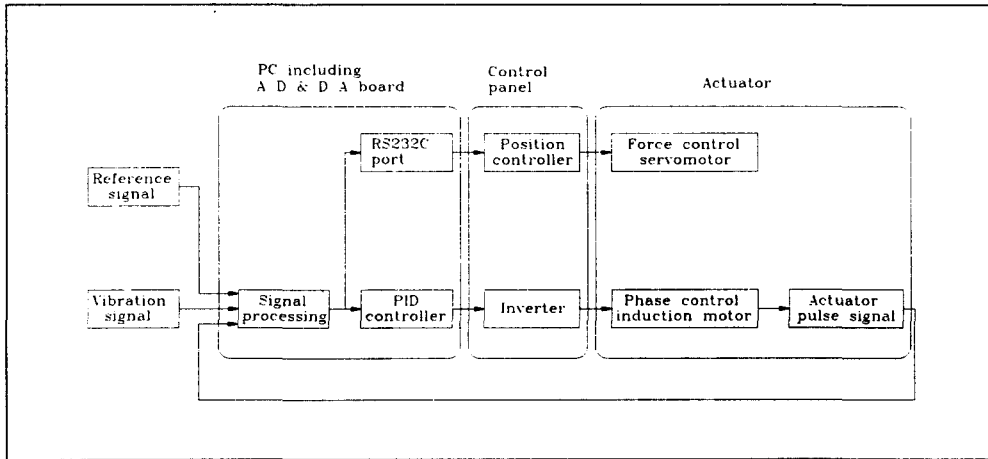


Fig. 3 Block diagram of the active vibration control system

$$V_{e_k}(t) = A_k e^{i(k\omega_e t + \theta_k)} \quad (1)$$

$$= (R_{e_k} + iI_{e_k}) e^{ik\omega_e t}, \quad i = \sqrt{-1}$$

여기서  $A_k$  는 진동 크기,  $\theta_k$  는 그 위상이며,  $R$  및  $I$  는 복소평면상에서 기준위상에 대한 진동 응답의 실수부 및 허수부 크기를 나타낸다. 불평형질량의 편심거리가 최소인 상태 즉,  $r = r_{min}$  에서 구동기를  $k\omega_e$  의 각속도로 구동시키면  $k$  차 조화성분 진동은 주기관 위상  $k\omega_e t$  에 대한 구동기의 위상 변화에 따라 Fig. 4에 보인 바와 같이 복소평면상에서 원형의 궤적을 나타내게 된다. 선박의 기진원에 의한  $k$  차 성분의 진동을 완전히 상쇄하기 위해서는 구동기만에 의해 발생하는 진동의 크기가  $A_k$  이고 그 위상이 주기관 위상  $k\omega_e t$  에 대해  $\theta_k \pm \pi$  이어야 한다. 이와 같은 진동을 유발하는 구동기의 위상과 힘의 크기는 다음과 같이 결정된다.

구동기의 위상각  $\phi_a$  가  $k\omega_e t$  에 대해  $\phi_0$  및  $\phi_0 + \phi_{add}$  가 되도록 순차적으로 제어하면 각각의

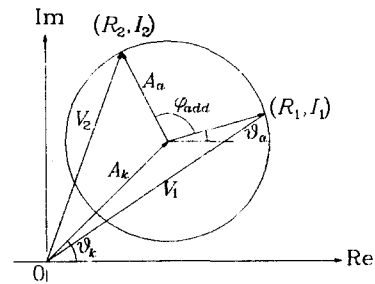


Fig. 4 Trajectory of vibratory response according to the phase variation of the actuator w.r.t.  $k\omega_e t$

위상차에서의 진동은

$$V_1(t) = V_{e_k}(t) + V_{a_1}(t) = R_1 + iI_1 \quad \text{at } \phi_a = \phi_0 \quad (2)$$

$$V_2(t) = V_{e_k}(t) + V_{a_2}(t) = R_2 + iI_2 \quad \text{at } \phi_a = \phi_0 + \phi_{add}$$

로 나타낼 수 있다. 여기서  $V_a$  는 구동기에 의한 진동이다.  $V_{a_2}$  와  $V_{a_1}$  은

$$V_{a_2} = V_{a_1} e^{i\phi_{add}} \quad (3)$$

의 관계식이 성립하므로 식(2)와 식(3)에 의해 구동기만에 의한 제어대상구조계의 진동응답  $V_{a_1}$  은

$$V_{a_1} = \frac{V_1 - V_2}{1 - e^{i\phi_{add}}} = A_a e^{i(k\omega_e t + \theta_a)} \quad (4)$$

로 나타낼 수 있다. 여기서  $\phi_{add}$ 는 기지의 위상각이고  $R_1, I_1, R_2$  및  $I_2$ 는 진동신호  $V(t)$ 로부터

$$R = \frac{2}{T} \int_0^T V(t) \cos(k\omega_e t) dt \quad (5)$$

$$I = \frac{2}{T} \int_0^T V(t) \sin(k\omega_e t) dt$$

의 관계식을 이용하여 제측 가능하므로 제어대상구조계의 구동기만에 의한 진동응답  $A_a$ 와  $\theta_a$ 를 결정할 수 있다. 따라서 기진력만에 의한  $k$ 차 조화 성분의 진동응답  $A_k$  및  $\theta_k$ 도 식 (2)를 이용하여 알 수 있다. 이로 부터 기진력에 의한 진동을 완전히 상쇄할 수 있는 구동기의 최적 위상과 불평형 질량의 편심거리는 다음과 같이 결정된다.

$$\phi_a = \theta_k - \theta_a + \phi_0 \pm \pi \quad (6)$$

$$r = r_{\min} \frac{A_k}{A_a}$$

본 시스템에 사용되어진 구동기의 힘의 크기는 불평형질량의 편심거리에 따라 제한을 받으므로  $A_k$

가  $A_a$ 보다 작거나  $A_k$ 가  $\frac{r_{\max}}{r_{\min}} A_a$ 보다 큰 경우

에는 잔여진동 (residual vibration)이 제어대상구조계에 남게 된다. 이와 같은 경우에는 필요에 따라 구동기의 불평형질량의 크기를 조절하면 된다.

일반적으로 선박은 입출항시를 제외하면 일정한 주기관 회전속도로 운항된다. 따라서 상기의 알고리즘에 의해 결정된 위상 및 불평형질량의 편심거리를 이용하면 만족스러운 제어효과를 가질 수 있다. 그러나 운항속도 또는 하중조건이 바뀌는 경우에는 이들 제어변수들도 바뀌어야 한다. 본 제어시스템에서는 선박 운항조건 변화에 따른 최적  $\phi_a$  및  $r$ 의 변화를

$$(\phi_a)_{m+1} = (\phi_a)_m - \beta_\phi \frac{V_m - V_{m-1}}{(\phi_a)_m - (\phi_a)_{m-1}}$$

$$r_{n+1} = r_n - \beta_r \frac{V_n - V_{n-1}}{r_n - r_{n-1}} \quad (7)$$

여기서  $\beta_\phi, \beta_r$  : 양의 가중치(positive weighting factor)

로 추종하는 regulating algorithm[10]을 이용하여 제어시스템이 최적의 제어상태를 유지하도록 하였다. 식 (7)은 실제 적용에 있어서 급격한 제어상태의 변화를 예방하기 위하여 한번에 변화할 수 있는 제어 위상과 편심거리를 제한하는 구속조건을 가진다.

Regulating algorithm을 정속 항주하는 선박에 적용할 경우 구동기의 위상 및 힘의 크기가 최적제어값을 중심으로 계속 변동하기 때문에 초기제어알고리즘만 적용하는 것보다 제어효과가 나빠질 수 있다. 따라서 상기의 regulating algorithm은 선박의 운항조건에 따라 선택적으로 적용될 수 있다.

본 연구에서 적용한 식 (5)에 의한 진동 제측방법은 주기관 회전위상 신호를 이용하여 임의의 진동신호로부터 제어차수 성분만의 진동값을 정확하게 계산할 수 있다. 또한 동일 주파수에서의 진동응답이 시간에 따라 변동하는 경우 반복 제측된 진동값의 평균치를 이용하여 구동기의 최적 위상 및 힘을 결정할 수 있으므로 선박 진동응답이 다소 불규칙한 경우에도 상기 알고리즘의 적용이 가능하다.

#### 4. 구동기 성능시험

순수정현파를 기준신호로 사용하여 제어알고리즘 적용시의 구동기 위상제어 성능시험을 수행하였다. 제어단계 별로 구동기에 가해진 위상명령과 실제 구동기의 위상차 즉, 구동기의 위상오차를 Fig. 5에 나타내었다. 여기서 시간대역 A는 제어기가 초기 기준신호 주파수(3.5 Hz)를 탐지하여 구동기를 해당 속도로 동작한 후에 위상제어를 시작하는 과정을 나타낸다. 시간대역 B와 C는 기준신호에 대해 서로 다른 두 위상각으로 구동기를 동작하여 제어대상구조계의 진동값을 제측하는 과정을 나타내며, 시간대역 D는 B와 C의 결과를 이용하여 결정된 초기 최적제어위상 및 힘의 크기로 구동기를 제어하고 있는 과정이다. 기준신호의 주파수 변화에 대한 구동기의 추종 성능 파악을 위하여 기준신호의 속도를 3.5 Hz에서 순간적으로 3.75 Hz로 바꾼 경우의 구동기의 위상제어 과정이 시간대역 E에 나타나 있다.

상기의 위상제어시험 결과에서 구동기는 제어위상 변화 또는 기준신호 속도변화를 3초 이내에 추종하며, 위상제어값에 대한 구동오차는  $\pm 0.15$  radian 이내로서 비교적 성능이 만족스러웠다.

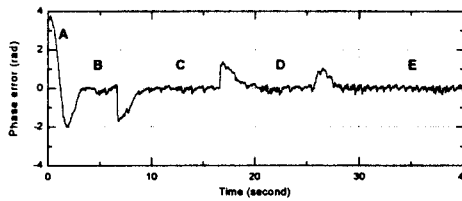


Fig. 5 Phase control performance test : History of phase error in applying the control algorithm using pure sine wave as the reference signal

5. 실선시험 및 결과

구동기의 성능과 제어알고리즘의 타당성을 검증하기 위하여 300,000 DWT 원유운반선(A선)과 2,200 TEU 컨테이너운반선(B선)의 선체 상부구조에 대한 진동제어시험을 수행하였다. 시험대상선들의 주요요목은 Table 2에 나타내었으며, 구동기는 A선의 경우 항해갑판(navigation bridge deck), B선에서는 compass deck에 설치하였다. 제어에 필요한 진동신호는 항해갑판에 설치된 가속도계를 이용하여 취득하였다.

A선에 대해서는 안벽 계류조건에서 선미에 설치된 15 tonf 기진기(기준속도 600 rpm)를 이용하여 선체를 상하방향으로 가진하면서 상부구조의 종진동 제어시험을 수행하였고, 항주시에는 발라스트 및 만재상태에서 상부구조 수평진동 제어시험을 주기관 회전수 7차 성분에 대해 수행하였다. B선에 대해서는 발라스트상태로 항주시의 상부구조 종방향 5차 및 7차 진동 제어시험을 수행하였다. 상기 시험에 있어서 A선의 경우에는 초기제어 및 regulating algorithm을 순차적으로 적용하였으며, B선의 경우에는 초기제어 알고리즘만 적용하였다. 진동값은 구동기의 제어위상 오차가 0.05 radian이내인 경우에만 식(5)를 이용하여 계산하였으며, 제어 알고리즘은 선박진동응답의 불규칙성을 고려하여 12회 계측된 진동값의 평균값을 이용하여 적용하였다. 식(7)의 적용에 있어서 위상변화 제한조건은 한번에 최대 0.2 radian 이내로 하였으며, 이동부의 위치변화는 불평형부의 관성변화로 인한 위상제어 교란을 줄이기 위하여 한번에 4 mm로 일정하게 하였다.

A선의 선미 기진기 가진시 제어 전·후의 제어대상구조 및 인접구조의 진동값 변화를 살펴 보기 위하여 항해갑판 종방향 진동값과 선미 계류갑판의

Table 2. Main particulars of the test ships

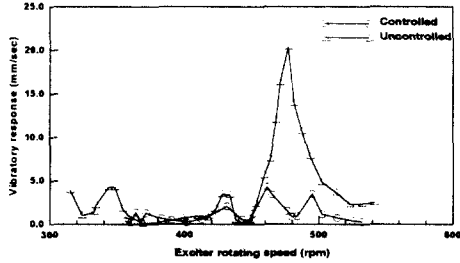
Particulars		Ship A	Ship B
Type		300,000 DWT Crude Oil Carrier	2,200 TEU Container Carrier
Length O.A.		332.00 m	196.36 m
Length B.P.		318.00 m	184.00 m
Breadth (mld.)		58.00 m	32.25 m
Depth (mld.)		31.50 m	18.80 m
Deckhouse	L×B×H	15.3×26.0×19.0 m	15.3×28.5×19.0 m
	Weight	737 tonnes	762 tonnes
Ballast cond.	draft	10.22 m	5.75 m
	Disp.	140,002 tonnes	19,811 tonnes
Design load cond.	draft	22.22 m	-
	Disp.	339,836 tonnes	-
Main Engine	Type	HYUNDAI-B&W 7S80MC	HYUNDAI-B&W 7S70MC
	Power (rpm)	31,920 bhp (77.0) 28,730 bhp (74.3)	26,200 bhp (91.0) 23,580 bhp (87.9)
	Propeller		
Propeller	Blade no	4	5
	Diameter	9.5 m	7.4 m

상하방향 진동값을 Fig. 6에 나타내었다. 이로부터 개발된 제어시스템은 상부구조에 발생한 단일 주파수 진동제어에 탁월한 효과가 있을 뿐만 아니라 선미부 진동도 상당 수준 줄일 수 있음을 알 수 있다. 다만 비공진역의 진동제어 효과가 공진역의 경우보다 나쁜 것은 제어시험시 진동신호증폭기의 증폭비를 공진역 기준으로 설정함으로써 A/D 변환기를 이용한 비공진역의 진동신호 이산수치화(digitization) 해상도가 상대적으로 떨어져 식(5)를 이용한 진동값 계산 정확도가 낮았기 때문인 것으로 사료된다.

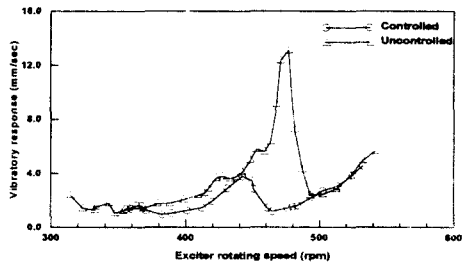
A선이 만재상태에서 주기관 회전수 76 rpm으로 항주할 때 제어시스템을 작동한 경우의 시간대역별 구동기 제어위상 변화와 항해갑판의 진동값 변화를 Fig. 7에 나타내었으며, Fig. 8에는 제어 전·후의 대표적인 진동신호를 나타내었다. Fig. 7에 나타낸 시간대역 A, B, C 및 D는 Fig. 5에서와 같다. 시간대역 C에서 진동수준의 증가현상은 본 제어알고리즘의 특성상 초기제어위상 및 제어력을 결정하기 위한 과정에서 일시적으로 나타날 수 있는 현상이다. 구동기 위상제어성능이 순수정현파를 기준신호로 한 경우보다 나쁜 것은 주기관의 회전속도 헌팅(hunting)을 구동기가 신속히 추종하지 못하였기 때문인 것으로 사료되며, 이로 인한 영향이 진동값변화에 잘 나타나 있다.

A선 및 B선의 주기관 상용회전수에서의 상부구조 진동 제어시험 결과는 Fig. 9 ~ Fig. 12에 나타내었다. 이들 결과로 부터 본 제어시스템은 공진역에서 제어차수 성분의 상부구조 진동을 제어 전 진동의 1/6 수준으로 줄일 뿐만 아니라 대부분의 비공진역에서도 제어 효과가 좋음을 알 수 있다. B선의 5차

중진동 제어시험시 비공진역에서 제어후에 진동수준이 약간 증가하는 현상은 주기관의 헌팅 현상과 함께 프로펠러 기진력 크기 변동이 컸기 때문인 것으로 사료된다. 이와 같은 현상은 regulating



(a) Longitudinal response at navigation bridge deck



(b) Vertical response at aft end

Fig. 6 Controlled and uncontrolled vibratory response of Ship A by an exciter installed at sunken deck in quay

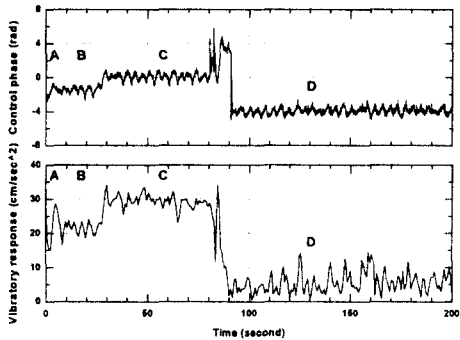


Fig. 7 History of the actuator phase and the vibration response at navigation bridge deck of Ship A in design load condition (76 M/E rpm)

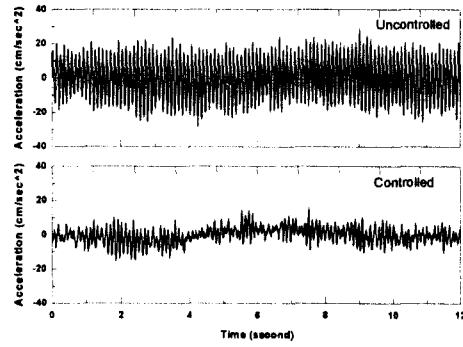


Fig. 8 Time signal of horizontal vibration at navigation bridge deck of Ship A in design load condition (76 M/E rpm)

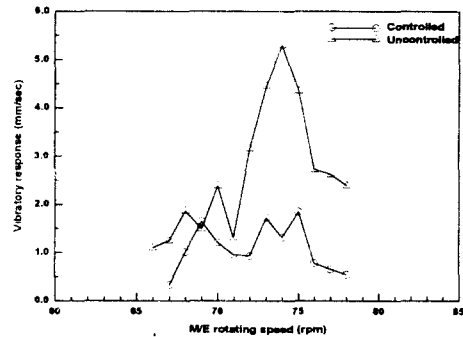


Fig. 9 Horizontal response of navigation bridge deck in ballast condition of Ship A (7th order)

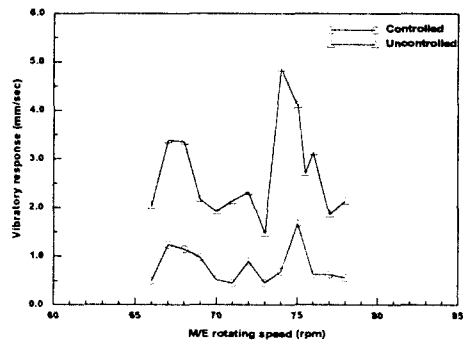


Fig. 10 Horizontal response of navigation bridge deck in design load cond. of Ship A (7th order)

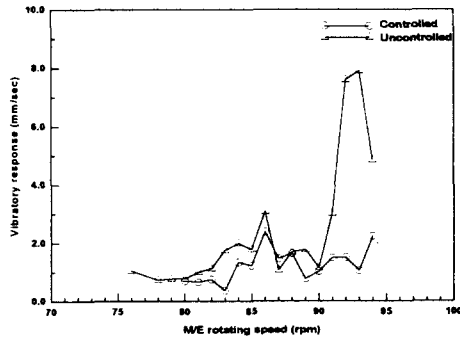


Fig. 11 Longitudinal response of navigation bridge deck in ballast condition of Ship B (5th order)

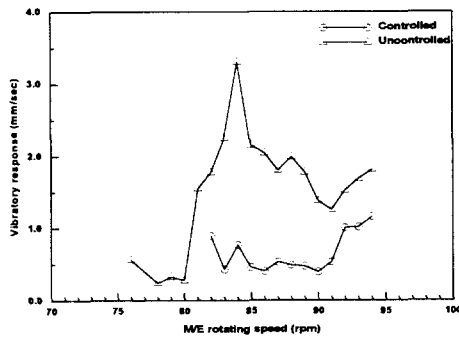


Fig. 12 Longitudinal response of navigation bridge deck in ballast condition of Ship B (7th order)

algorithm을 적용하거나, 초기제어 알고리즘 적용시의 진동값 계측횟수를 증가시키면 사라질 것으로 판단된다.

단일주파수 성분의 진동 제어에 의한 선루진동의 총합가속도(overall acceleration) 변화를 살펴보기 위하여 제어전 진동이 가장 큰 주기관 회전속도에서의 제어전·후 진동의 총합가속도를 Table 3에 비교하였다. 이로부터 공진성분의 단일주파수 진동을 제어하여 선루진동의 총합가속도를 제어전의 66 ~ 76 % 수준으로 줄였음을 알 수 있다.

Table 3. Overall vibration at a resonant main engine speed before and after control

Ship	Loading cond.	Control order	M/E rpm	Overall acceleration (cm/sec <sup>2</sup> )	
				Uncontrolled	Controlled
A	ballast	7	74	30.0	21.8
	design load	7	74	26.0	19.8
B	ballast	5	93	52.4	34.7
	ballast	7	84	27.7	20.6

### 6. 결론

선박진동의 적극적인 제어대책의 일환으로 기계식 구동기를 이용한 능동제어시스템을 개발하고, 선체 상부구조 진동 제어시험을 수행하였다.

(1) 힘조절형 기계식 구동기는 주기관 회전수의 특정차수 진동을 제어하는데 적합하였다.

(2) 개발된 제어알고리즘은 주기관 및 구동기의 회전위상과 제어대상구조계의 진동신호만을 이용하므로 제어대상구조계의 동특성 규명이 필요없을 뿐만 아니라 제어중에도 선박의 운항상태 변화를 추종하여 최적제어를 수행할 수 있다.

(3) 본 제어시스템을 실선에 적용한 결과 거의 모든 운항회전수에서 제어차수 성분의 상부구조진동을 제어 전 진동의 1/2 ~ 1/6 수준까지 감소시킬 수 있었으며, 공진역에서의 진동 총합가속도(overall acceleration)를 24 ~ 34 % 줄일 수 있었다.

### 참 고 문 헌

- [1] Yamano, T. and Shimizu, H., "Development of a New Reduction System of Vibration Due to Surface Force", PRADS'92, Vol. 1, England, 1992.
- [2] Kagawa, K., et al., "Development of Tuned Liquid Damper for Ship Vibration (1st Report)", Trans. of West-Japan Soc. of Naval Arch., Vol. 78, 1989.
- [3] Kagawa, K., et al., "Development of Tuned Liquid Damper for Ship Vibration (2nd Report)", Trans. of West-Japan Soc. of Naval Arch., Vol. 81, 1990.
- [4] Kondo, K., Ohta, T. and Satoh, H., "Vibration Control of Superstructures of Ships by Means of a Dynamic Vibration



- Absorber with Adjustable Mass", Jour. of the Soc. of Naval Arch. of Japan, Vol. 162, Dec. 1987.
- [5] Yoshida, Y., "Development of a Centrifugal Pendulum Absorber for Reducing Ship Superstructural Vibration", ASME Jour. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1989.
- [6] Takeda, Y. et al., "Development of Active Mass Damper for Ships by Hydraulic Control", Jour. of the Society of Naval Arch. of Japan, Vol. 171, 1992.
- [7] S.Y. Kung, Digital Neural Networks, Prentice Hall, 1993.
- [8] Hiroyasu Funakubo, Actuators for Control, Gordon and Breach Science Publishers, 1988.
- [9] A. Frank D'souza, Design of Control Systems, Prentice-Hall, 1988.
- [10] Frank L. Lewis, Applied Optimal Control and Estimation, Prentice-Hall, 1992.