

# 선미측에 플랩을 갖는 선박의 동특성 규명과 횡동요 제어계 설계

김영복\* · 강귀봉\*\* · 채규훈\*\*\*

\*부경대학교 공과대학 기계공학부

\*\*부경대학교 대학원 제어기계공학과

\*\*\*군산대학교 해양과학대학 동력기계시스템공학과

## An Experimental Study on the System Identification and Anti-Rolling System Design for a Ship with Flaps

YOUNG-BOK KIM\*, GI-BONG KANG\*\* AND GYU-HOON CHAE\*\*\*

\*Faculty of Mechanical Eng., College of Eng., Pukyong National Univ., Busan, Korea

\*\*Dept. of Control and Mechanical Eng., Graduate School, Pukyong National Univ., Busan, Korea

\*\*\*Dept. of Marine Eng., College of Marine Science and Technology, Kunsan National Univ., Gunsan, Korea

**KEY WORDS:** Rolling 횡동요, Flap 플랩, Anti-Rolling System 횡동요 방지 장치, Disturbance 외란, Spectral Analysis 스펙트럴 분석

**ABSTRACT:** We have investigated the usefulness of an active stabilizing system to reduce ship rolling under disturbances, using varying reaction of the flaps. In the proposed anti-rolling system for a ship, the flaps, as the actuator, are installed on the stern, in order to reject the rolling motion induced by disturbances, such as waves. The action induced by the flaps, which is dependent upon the power of the disturbances, can keep the ship in balance. In this study, we define the system parameters under the given system structure, using spectral analysis and experimental studies. Based on this information, we design the controller to evaluate the usefulness of the proposed system.

### 1. 서 론

제어기술의 발달과 함께 진동이나 운동의 분야에서 능동 제어(active control)에 관한 활발한 연구개발이 진행되고 있다. 특히 선박의 횡동요는 심각한 물적, 인적 손실을 초래할 뿐만 아니라, 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 악화 시킨다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 횡동요 방지 시스템 설계를 위한 많은 연구가 수행되고 있다(김영복 등, 2000; 채규훈과 김익복, 2003; Koike, 1994, 1995; Mibasi, 1989; Otaka, 1993; Tanida, 1988; Yamaguchi and Shinkai, 1991). 예를 들어, 가동 질량체(moving mass), 핀(fin), 탱크, 러더(rudder)를 이용하여 횡동요를 억제하기 위한 시스템이 개발되어 사용되고 있다. 그러나 이러한 시스템에는 횡동요 억제효과를 갖고 있는 반면 많은 문제점도 내재되어 있다. 예를 들면 항행 시 주행저항이 증가하거나, 선박의 제어성능이 악화되고 시스템이 복잡해지는 등의 단점이 있다.

이에 대해 본 연구에서는 선미측에 설치한 플랩(flap)을 이용하여 선체의 흔들림을 억제하는 방법에 대해 고찰한다. 횡동요 억제원리는 플랩을 적절하게 제어함으로써 발생하는 양력에

의해 선체의 횡동요를 억제하는 것이다. 근본적인 제어원리는 기존의 핀안정기(Fin-Stabilizer)와 같다. 핀안정기는 선박 측면에 핀(Fin)을 부착하여 횡동요를 억제하는 것이므로 선저면의 장애물에 의한 선박손상 위험이 높고, 선측으로 돌출된 핀 때문에 어로작업이 곤란하거나 그 이상의 불안정한 작업환경을 유도할 가능성이 대단히 높다. 그리고 장치설치 면에서도 많은 어려움이 존재한다. 이러한 문제점을 고려하여 본 연구에서는 (i)설치, (ii)관리유지가 용이하고, (iii)선박 본래의 궁극적 목적(상선: 안전한 화물이송, 어선: 안전하고 효율적인 어로작업 등)을 효과적으로 수행하기 위한 장치개발에 주안점을 두고 연구를 진행하였다. 효과적인 횡동요 억제시스템 구축을 위해 시뮬레이션 및 실험을 통해 선박운동특성을 나타내는 미지 파라미터를 추정하였다. 추정된 파라미터를 이용하여 제어대상 선박에 대한 모델링을 수행하고 제어기를 설계하였다. 그리고 횡동요 억제효과를 시뮬레이션 및 모형실험을 통해 검증하였다.

### 2. 시스템 모델링

본 연구에서는, Fig. 1과 같이 자작한 실험용 소형선박(길이:0.75m, 폭:0.30m)을 제어대상으로 하고 플랩을 이용한 능동제어방식으로 선체 흔들림을 억제하기 위한 제어계를 설계한다.

제1저자 김영복 연락처: 부산광역시 남구 용당동 산100

051-620-1584 kpjiwoo@pknu.ac.kr

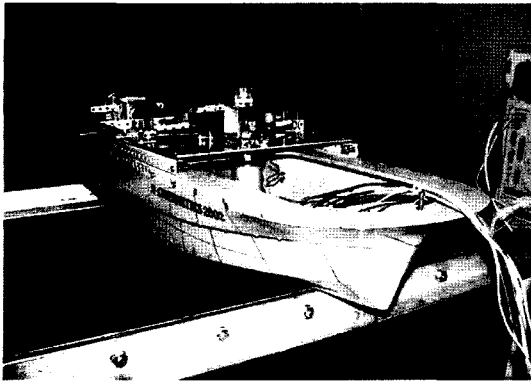


Fig. 1 Controlled system

이를 위해 Fig. 2의 역학모델에서 우선 선체 운동에 대해 다음의 가정을 둔다.

(1) 횡방향 흔들림을 선체중심 주위의 회전으로 보고 그 외의 자유도는 무시한다.

(2) 선체에 작용하는 감쇠는 점성감쇠로 한다.

이러한 가정으로부터 선체운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \sin \phi = T - T_F \tag{1}$$

여기서,

- $I$  : 선체 중심 주위의 관성모멘트
- $R$  : 선체의 감쇠계수
- $\phi$  : 횡동요 각
- $W$  : 선체의 배수량
- $\overline{GM}$  : 미터센터 높이
- $T$  : 외란에 의한 모멘트
- $T_F$  : 플랩에 의한 강제 모멘트

특히, 외란에 의한 횡동요를 억제하기 위해 플랩운동으로 유도되는 모멘트는 다음과 같이 표현된다.

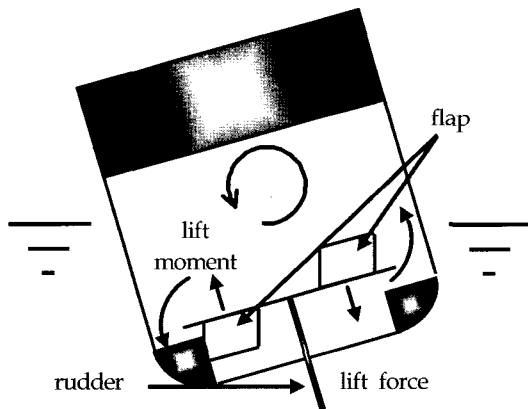


Fig. 2 Flap dynamic responses to roll motion of the ship

$$\begin{aligned} T_F &= F_y r \\ &= \rho A V^2 \frac{\partial C_F}{\partial a_F} r a_F \end{aligned} \tag{2}$$

본 연구에서는 모터의 회전력에 의해 플랩운동을 제어하도록 장치를 구성하였다. 따라서 모터를 포함한 액츄에이터(actuator)부의 운동방정식을 다음과 같이 2계선형미분방정식으로 표현한다.

$$I_F \ddot{\alpha}_F + R_F \dot{\alpha}_F + K_F \alpha_F = K_m v \tag{3}$$

식(2)와 식(3)에서

- $F_y$  : 플랩에 의해 발생하는 양력
- $\rho$  : 유체 밀도
- $V$  : 선박 주행속도
- $C_F$  : 양력계수
- $A$  : 플랩면적
- $a_F$  : 플랩익각
- $r$  : 선체 무게중심선에서 플랩까지의 거리
- $I_F$  : 액츄에이터부의 관성모멘트
- $R_F$  : 점성계수
- $K_F$  : 강성계수
- $K_m$  : 모터토크상수
- $v$  : 모터 입력전압

### 3. 시스템 파라미터 동정

선체 횡동요 방지장치를 설계하기 위해 먼저 선박의 자유 횡동요를 관찰하여 선박운동에 관련한 파라미터들을 동정하도록 한다. 그리고 선박의 횡동요 억제력을 발생시키기 위해 장착된 액츄에이터부의 미지 파라미터를 추정하여 전체시스템을 표현한다.

#### 3.1 자유횡동요 실험 및 강제 횡동요 실험에 의한 제어대상 선박의 미지 파라미터 동정

2장에서 식(1)로 표현된 제어대상선박의 모델에 대해 관측이 곤란한 파라미터는 자유 횡동요 실험으로부터 고유주기와 감쇠비를 추정한 후 그 외의 미지 파라미터를 계산하는 방법으로 동정한다. 즉, 선체를 일정한 각도만큼 자유운동 시켰을 경우의 응답으로부터 선체의 고유주기와 감쇠비 등을 구할 수 있다. 이러한 방법을 이용하면 선체의 고유주기 및 감쇠비의 동정이 가능하고 이것으로부터 간단한 수치계산을 통해 그 외 미지파라미터들의 추정도 가능하게 된다. 따라서 지금부터는 이와 같은 동정법을 이용하여 식(1)의 좌항에 나타난 파라미터의 동정을 행한다.

먼저 식(1)의 우변 제2항은 플랩이 이동할 때의 양력발생효

라를 나타낸다. 그리고  $\phi$  가 미소하다고 하면  $\sin \phi \approx \phi$ ,  $\cos \phi \approx 1$ 로 둘 수 있다. 즉,

$$I\ddot{\phi} + R\dot{\phi} + W\overline{GM}\phi = T - T_F \quad (4)$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 식(1)~(4)로부터 제어대상의 시스템 표현은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_w w + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, 상태  $x := [\phi, \dot{\phi}, \ddot{\alpha}_F, \alpha_F]^T$ 이고,  $w$ 는 외란이며 여기서는 파랑 등에 의한 강제모멘트  $T$ 를 의미한다. 그리고 제어입력  $u = v$ 이며, 이것은 모터구동전압이다. 그리고 각 계수행렬은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} -\frac{R}{I} & -\frac{1}{I}W\overline{GM} & 0 & -\frac{K_F}{I} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R_F}{I_F} & -\frac{K_F}{I_F} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ B_w &= \begin{bmatrix} 1/I \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -K_m/I_F \\ 0 \end{bmatrix} \\ C &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ D &= [0 \ 0] \end{aligned}$$

식(4)의 시스템 표현에서 일부 미지 파라미터들을 추정하기 위해 우선 선체를 일정한 각도만큼 회전시켰을 경우의 선체 자유운동을 관찰하기 위해 식(6)과 같이 선체에 가해지는 외력 항을 모두 제거한다.

$$I\ddot{\phi} + R\dot{\phi} + W\overline{GM}\phi = 0 \quad (6)$$

식(6)은 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} &= -I^{-1}W\overline{GM}\phi - I^{-1}R\dot{\phi} \\ &= -\alpha W\phi - \beta \dot{\phi} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서

$$\alpha = I^{-1}\overline{GM}, \quad \beta = I^{-1}R \quad (8)$$

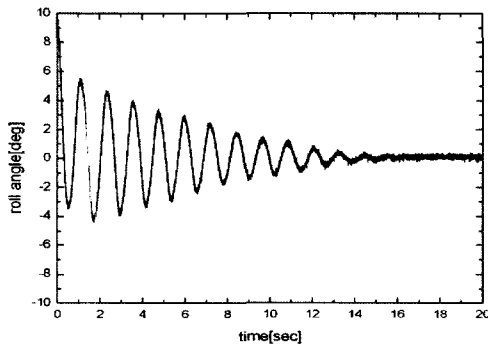


Fig. 3 Free rolling motion of the controlled ship

이다. 식(7)의 2계 선형미분방정식을

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} + 2\zeta\omega_n\dot{\phi} + \omega_n^2\phi &= 0 \\ \omega_n &= (\alpha W)^{1/2}, \quad \zeta = \beta/2(\alpha W)^{1/2} \end{aligned} \quad (9)$$

와 같이 나타낸다.

Fig. 3의 실험선에 대한 자유응답에서 진동주기를  $\lambda$ , 1주기 당의 감쇠율을  $\rho$ 라 두면,  $\lambda, \rho$ 와 식(9)의 파라미터  $\omega_n, \zeta$ 와 의 관계는

$$\lambda = 2\pi/(1-\zeta^2)^{1/2}\omega_n, \quad \rho = \exp(-2\pi\zeta/(1-\zeta^2)^{1/2}) \quad (10)$$

와 같이 정리할 수 있다. 이것으로부터 파라미터  $\alpha W, \beta$ 는

$$\alpha W = [4\pi^2 + (\ln \rho)^2]/\lambda^2, \quad \beta = 2(-\ln \rho)/\lambda \quad (11)$$

와 같이 식(10)의  $\lambda, \rho$ 로부터 간단히 구할 수 있게 된다. 그리고 선체중량  $W$ 는 알고 있으므로  $\alpha$ 도 구할 수 있다. Fig. 3에 나타난 것과 같이 실제의 선체 자유 횡동요 응답으로부터  $\lambda = 1.160$ ,  $\rho = 0.810$ 와 같이 결정하였다. 이것으로부터  $\alpha = 10.4890$ ,  $\beta = 0.3633$ 와 같이 계산된다.

그리고, 미터센터  $\overline{GM}$ 을 선체 경사시험법을 이용하여 대략적인 값으로 선정하고, 그것으로부터 관련 파라미터 값들을 추정할 수 있으나 정확한 값을 결정하는 것이 어렵다. 따라서 위에서 구한  $\lambda, \rho, \alpha, \beta$  등과의 상관관계를 이용하면 미지 파라미터 값들을 추정할 수 있고, 전체시스템 표현상에는 문제가 없으므로 본 논문에서는 각각의 미지 파라미터 하나하나의 값들의 결정에 대한 것은 거론하지 않는다.

이러한 파라미터 추정과정을 거쳐 구한 모델과 실험대상 선박의 응답특성을 Fig. 4와 같이 비교하였다.

이와 같은 비교검토를 통해 실험대상에 대한 모델링이 적절하게 이루어졌음을 알 수 있으며, 결과적으로는 제어계 구성에 있어서의 신뢰성 향상 및 보다 나은 제어성능 확보가 가능하게 될 것이다.

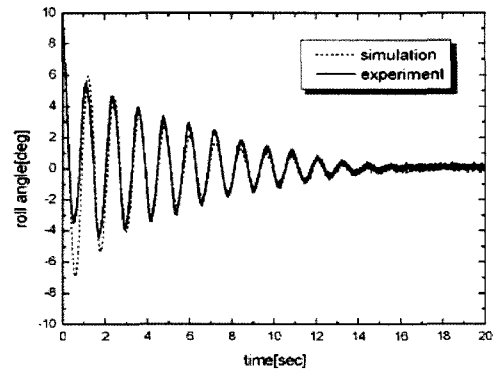


Fig. 4 Rolling motions of open-loop systems

3.2 플랩운동에 의한 파라미터 동정

특히 식(2)로 표현된 각 파라미터는 관측이 곤란한 대표적인 파라미터들이다. 본 연구에서는 댐퍼 질량체를 모터로 구동하여 흔들림을 발생시키는 방법으로 외란을 인가하고 있다. 따라서 모터를 제어함으로써 강제적으로 선체를 진동시킬 수도 있고 그것으로부터 주파수 응답을 실선실험으로 구할 수 있게 된다. 그런데 식(1)의 좌변에 나타난 각 파라미터들은 자유 횡동요 실험으로부터 동정하였다. 따라서 식(1)의 우변 제2항, 즉 식(2)에 나타난 각 파라미터는 플랩운동에 의한 강제 횡동요 특성을 관찰하여 구하였다. 특성고찰을 위해 플랩익각 변동범위를 10°[max]로 설정해 두고, Fig. 5와 같이 0.02454rad/s~3.1459rad/s까지 플랩운동 주파수를 변화시켜 가면서 응답특성을 관찰하였다. 하나의 예로 일정한 유속에서 이러한 입력신호에 대한 횡동요 응답을 Fig. 6에 나타내고 있다. 또한 이러한 특성은 선박주행속도를 변화시켜가면서 고찰하였으며, 스펙트럼분석을 통해 주파수응답(Fig. 7)을 구하였다. 이것으로부터 식(2)의 파라미터를 추정하여 식(1)에 나타난 제어대상의 모델링을 완성하였다. 모델링에 의해 구한 모델의 주파수 응답도 Fig. 7에 나타내었다.

따라서 식(2)의 우변에 나타난 파라미터는 다음과 같이 결정하였다. 즉,

$$T_F = \rho A V^2 \frac{\partial C_F}{\partial \alpha_F} r \alpha_F \cong 0.1301 \alpha_F \tag{12}$$

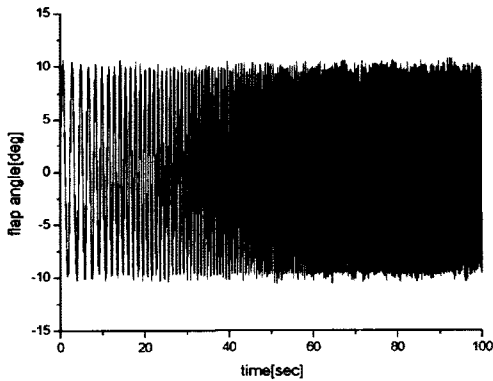


Fig. 5 Flap angle transition pattern

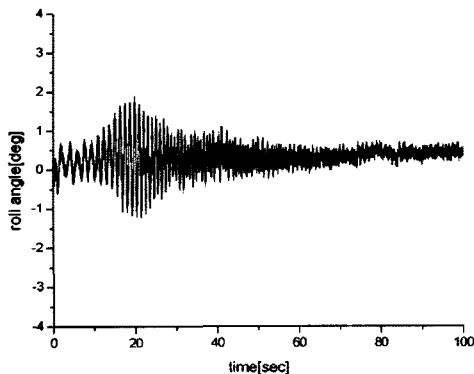


Fig. 6 Rolling motion to the varied flap angle

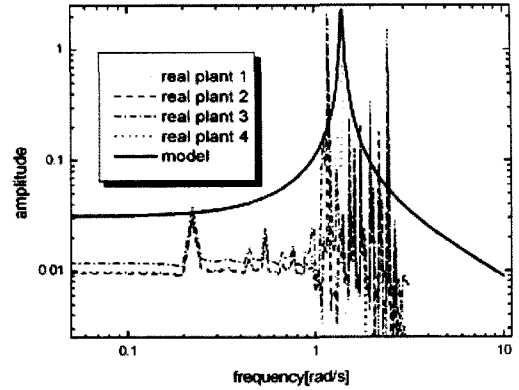


Fig. 7 Frequency responses of model and real plants

3.3 액츄에이터부의 미지 파라미터 동정

모터를 포함한 액츄에이터부의 파라미터를 추정한다. 식(3)을

$$\ddot{\alpha}_F = -\frac{R_F}{I_F} \dot{\alpha}_F - \frac{K_F}{I_F} \alpha_F + \frac{K_m}{I_F} v \tag{13}$$

와 같이 표현하고, 플랩익각 제어실험을 위한 페루프계를 구성하였다. 그리고 Fig. 8과 같이 스텝응답실험과 시뮬레이션결과를 비교하여 각각의 파라미터를 추정하였다. 이것으로부터 식(3)으로 표현된 액츄에이터부의 파라미터를 다음과 같이 결정하였다.

$$\frac{R_F}{I_F} = 19.55, \quad \frac{K_F}{I_F} = 0.001, \quad \frac{K_m}{I_F} = 145.00 \tag{14}$$

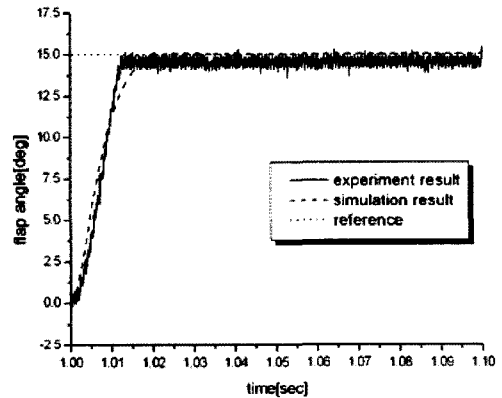


Fig. 8 Step responses of real plant and model

4. 제어기의 설계

3장에서는 여러 가지 파라미터 추정법을 이용하여 시스템 동정을 행하였다. 3장에서 결과로부터 액츄에이터를 포함한 선박의 전체시스템을 식(5)와 같이 표현하였다.

식(5)와 같이 표현되는 모델에 대한 제어기는 강인제어(robust control)기법을 이용하여 설계한다. 즉, 파랑 등의 외란

에 대한 선박의 횡동요를 최대한 억제하도록 하는 제어계를 구성한다.

먼저 강인성 이론에 따라 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ y &= C_2x + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \quad (15)$$

이때, 강인제어기법이란 식(15)의 폐루프 시스템이 안정하고 외란입력  $w$ 에서 제어출력  $z$ 까지의 전달함수  $T_{zw}$ 에 대한 놈(norm) 조건  $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma (> 0)$  를 만족하는 다음식의 제어기를 구하는 것으로 정의된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= A_c x_c - B_c y \\ u &= C_c x_c - D_c y \end{aligned} \quad (16)$$

이러한 조건을 만족하는 제어기 설계는 MatLab Tool을 이용하면 쉽게 구할 수 있으며 식(15)로 표현된 제어대상에 대해 설계한 식(16)의 제어기의 각 계수행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_c &= \begin{bmatrix} -0.0197 & 0.0529 & 0.7761 & 1.7169 \\ -0.0703 & -0.3847 & -0.2006 & -0.3247 \\ -0.0578 & -0.1500 & -0.5587 & -0.1038 \\ 1.0134 & 6.0507 & -2.0574 & -0.0799 \end{bmatrix} \\ B_c &= \begin{bmatrix} -0.0499 & -0.1341 \\ -0.3197 & -0.1814 \\ 0.1914 & -0.6632 \\ 6.6819 & -0.2277 \end{bmatrix} \\ C_c &= [ 0.1520 \quad 1.0013 \quad 6.0268 \quad 12.0675 ] \\ D_c &= [ 0 \quad 0 ] \end{aligned} \quad (17)$$

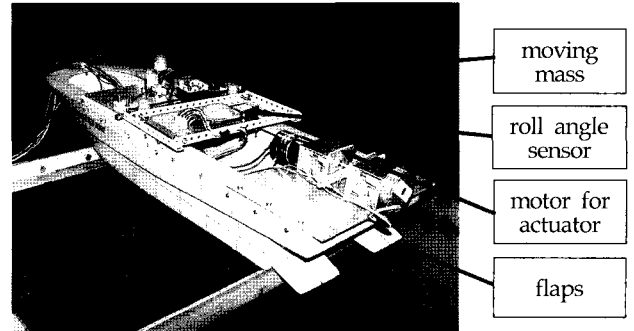
### 5. 실험 및 고찰

본 연구에서는 Fig. 9와 같이 실험장치를 구성하고 실험을 진행하였다. 회류수조내에서 다양한 유속변화에 따른 실험선의 응답특성 관찰이 가능하도록 실험장치를 구성하였다. 특히, Fig. 9(c)에서 좌측은 회류수조이며, 우측은 액추에이터 구동용 드라이버를 포함한 제어시스템이다.

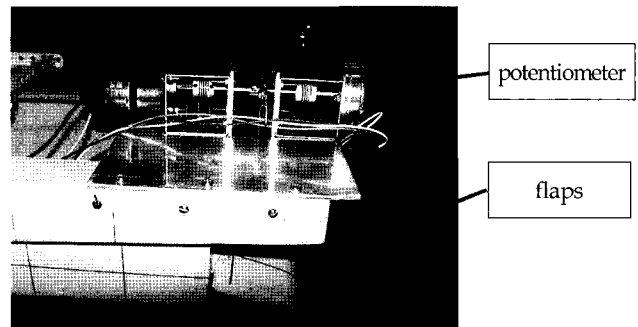
그림에서, 외부적인 요인에 의해 선체가 흔들리게 되면, 선체에 흔들림(선체 기울기) 정도가 경사센서(roll angle sensor)에 의해 계속되고, 이 신호로부터 제어 알고리즘에 의해 흔들림을 억제하기 위한 적절한 제어신호가 계산된다. 이 제어신호는 액추에이터를 구동시키기 위한 적당한 신호로 증폭되어 모터에 전달되고 모터의 구동에 의해 선미측에 부착된 플랩이 선박의 횡동요를 적절하게 억제하도록 플랩의 각을 제어하게 된다.

본 연구에서는 실험이 회류수조 내에서 이루어지는 특성상 외란에 의한 횡동요를 인위적으로 발생시킬 수 있도록 가동질량체(moving mass)를 모터로 구동시키는 구조로 실험장치를 설계하였다.

위와 같이 실험장치를 구성하고 플랩운동에 대한 선박의 운동특성을 관찰하였다.



(a) measurement and control equipments



(b) actuator part



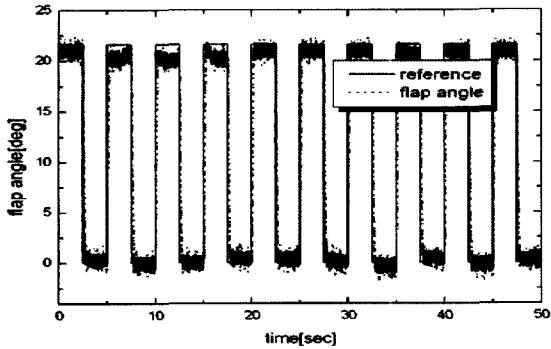
(c) overall system configuration

Fig. 9 Experimental apparatus

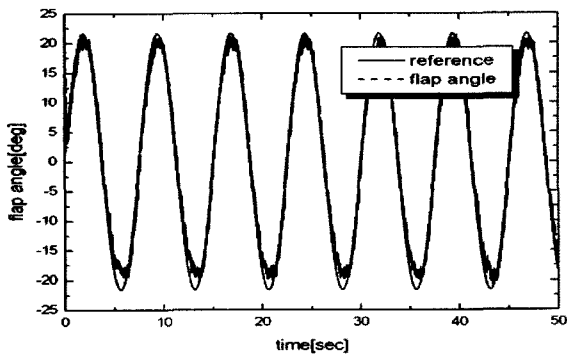
#### 5.1 플랩각각 제어실험

먼저 플랩의 운동특성 및 각제어시스템의 제어성능을 평가하기 위해 방형파 및 정현파 입력신호에 대한 플랩의 응답특성을 관찰하였다. 각제어성능은 양호한 횡동요 억제효과를 얻기 위한 필수적인 선결과제이기 때문에 반드시 검증해야 한다.

Fig. 10에 실험결과를 나타내고 있다. 그림에서 (a)는 펄스(pulse)형 입력신호에 응답특성을 나타내고 있으며, (b)는 정현파 입력신호에 대한 응답특성을 나타내고 있다. 두 경우 모두 양호한 응답(추종)특성을 나타내며 이 결과는 설계된 제어기의 유효성이 일차적으로 검증되었음을 의미한다.



(a) response to the pulse type reference signal



(b) response to the sinusoidal reference signal

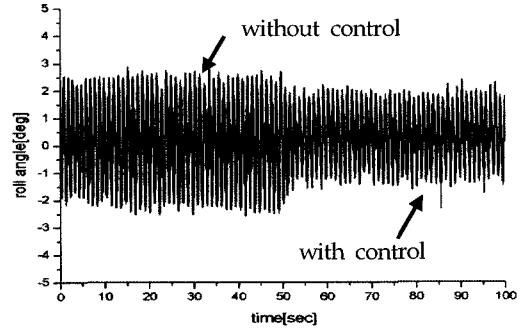
Fig. 10 Flap angle control performance

5.2 횡동요 제어 실험

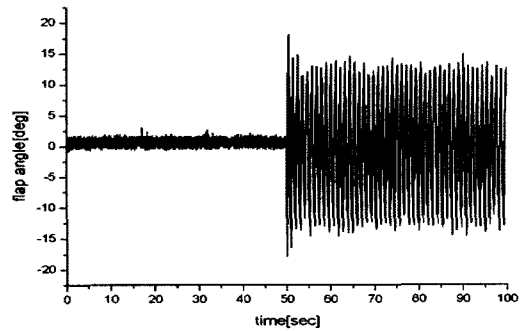
제어방법에 대해 간단히 기술하면 다음과 같다. 댐퍼 질량체의 왕복운동으로 선체가 흔들리게 되면 선체기울기 정도가 경사센서(roll angle sensor)를 통해 계측되고 이 신호는 입·출력 신호 처리기를 통해 컴퓨터로 입력되어 적절한 제어출력을 계산하는데 이용된다. 이때 플랩의 익각 변화는 포텐쇼미터를 통해 계측되고 이 신호 역시 효율적 제어를 위한 제어신호계산을 위해 이용된다.

횡동요 억제실험은 수조내에서 각각 다른 유속(선속)에서 이루어졌다. 이것은 유속변화에 따른 플랩운동과 횡동요 억제성을 평가하기 위해서이다. 그 실험결과를 Fig. 11~Fig. 13에 나타낸다. 각 그림에서 (a)는 실험선 상부에 설치한 외란발생용 가동질량체의 운동으로 약 1~4rad/s 주파수 특성을 갖는 외란을 인가했을 때의 선박 횡동요 응답을 나타낸다. 그리고 (b)는 제어가 제어신호를 발생시킬 때와 그렇지 않을 때의 플랩운동을 나타내고 있으며 횡동요 발생정도에 따라 플랩이 적절하게 반응하여 횡동요를 억제하고 있음을 알 수 있다.

실험결과로부터, 본 연구에서 고려하고 있는 장치가 외란 등에 의해 발생하는 선체 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인할 수 있다. 실험용 선박이 아닌 실제 운용중인 선박에 확장하여 적용할 경우 심각한 물적, 인적 손실을 방지할 수 있을 뿐만 아니라, 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률 향상에 크게 기여할 것으로 본다.

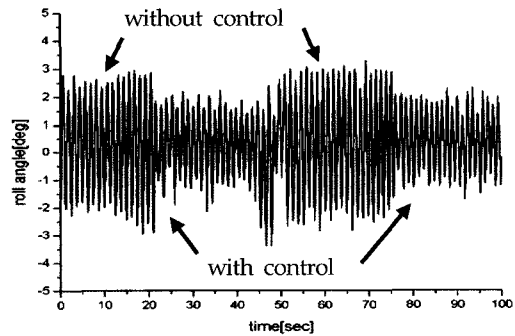


(a) roll motion

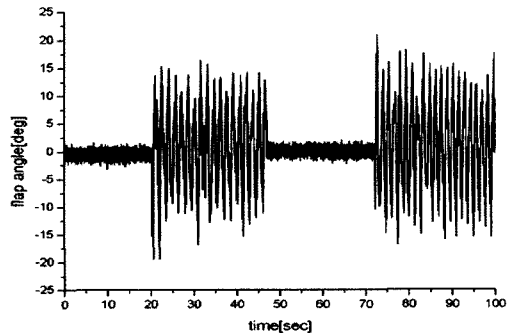


(b) behavior of the flap

Fig. 11 Disturbance rejection experiment (ship speed is 0.447m/s)

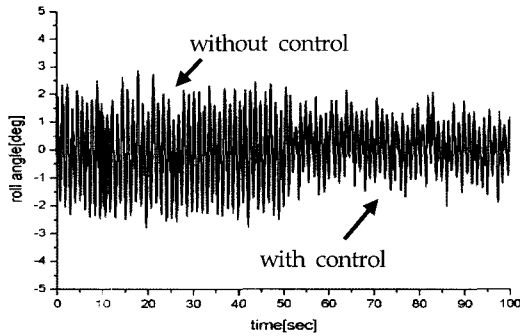


(a) roll motion

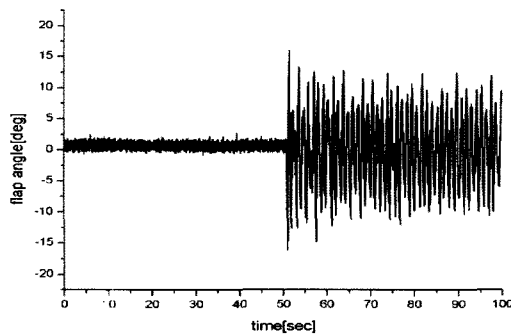


(b) behavior of the flap

Fig. 12 Disturbance rejection experiment (ship speed is 0.518m/s)



(a) roll motion



(b) behavior of the flap

Fig. 13 Disturbance rejection experiment (ship speed is 0.552m/s)

## 6. 결 론

본 연구에서는 선미측에 설치한 플랩을 능동적으로 제어함으로써 선체 흔들림을 억제하는 방법에 대해 고찰하였다. 특히 장치설치와 관리유지가 용이하고, 선박 본래의 궁극적 목적인 안전한 화물이송 및 안전하고 효율적인 어로작업 등을 효과적으로 수행하기 위한 장치개발에 주안점을 두고 연구를 진행하였다. 본 장치는 편안정기와 같은 맥락의 장치로 생각할 수 있으나, 편안정기가 갖는 설치상 및 운용상의 문제 등을 적극적으로 해결할 수 있다. 그리고 이 장치의 횡동요 억제효과와 유용성을 모형선 실험을 통해 검증하였으며, 본 연구에서 고려하고 있는 장치는 횡동요 뿐 만 아니라 중동요(pitching)도 제어할 수 있는 제어능력을 갖고 있다.

이러한 유효한 특성은

- (1) 플랩의 크기 및 형상에 따른 응답특성 평가
- (2) 저항특성을 개선할 수 있는 플랩형상 결정
- (3) 선박운용 시스템특성을 고려한 액츄에이터부의 재설계 등에 의한 심도있는 고찰을 통해 재검증 되어야 할 것으로 본다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지역대학 우수과학자지원연구사업 (과제번호:R05-2002-000-00185-0)의 지원으로 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- 김영복, 변정환, 양주호 (2000). "선체 횡동요 방지 장치 개발을 위한 실험적 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 43-48.
- 채규훈, 김영복 (2003). "LMI를 이용한 선박 횡동요 제어에 관한 실험적 연구", 한국해양공학회지, 제17권, 제2호, pp 60-67.
- Koike, Y. (1994). "Study and At-sea Experiment on Actively Controlled Anti-Rolling System", Journal of the SNAJ, No 174, pp 137-143.
- Koike, Y. (1995). "Application of Hybrid Anti-Rolling System to Actual Ship", Technical Reviews of IHI, Vol 35, No 6, pp 395-399.
- Mibasi, K. (1989). "Vibration Absorber for Marine Machinery", Mitsui Zosen Giho, No 138, pp 33-40.
- Otaka, K. (1993). "The Research Trends of Ship Vibration", Techno Marine, No 764, pp 127-130.
- Tanida, K. (1988). "Active Vibration Absorber", Techno Marine, No 707, pp 283-290.
- Yamaguchi, S. and Shinkai, A. (1991). "On Activating and Optimizing Procedures of a Fluid Tank System for Ship Stabilization", Journal of the SNAJ, No 171, pp 125-131.

2003년 12월 16일 원고 접수

2004년 3월 25일 최종 수정본 채택