1374 大韓機械學會論文集 第 18 卷 第 6 號, pp. 1374~1381, 1994

〈論 文〉

고속 전자밸브 PWM제어에 의한 유압구동식 선박용 축발전장치의 정속제어

정용길* · 신민수** · 이일영***

(1993년 8월 23일 접수)

Constant Speed Control of Shaft Generating System Driven by Hydrostatic Transmission Using a PWM Controlled High Speed On/Off Valve for Ship Use

Y. G. Jung, M. S. Shin and I. Y. Lee

Key Words: Shaft Generating System(축발전장치), Hydrostatic Transmission(유압 전동장치), Hydraulic Motor Speed Control(유압모터 속도제어), 3-Way High Speed On/Off Valve(3방향 고속 전자밸브), PWM Control(펄스폭 변조제어)

Abstract

This study suggests a new type shaft generating system driven by hydrostatic transmission suitable for small size vessels. In this system, the hydraulic motor speed is controlled by displacement adjustment using a 3-way high speed on/off valve. The 3-way high speed valve is operated by PWM control signal. In this study, a digital robust servo control algorithm is applied to the controller design of the system. By experiments and numerical computations, the frequency variation characteristics of the generating system under various disturbances are investigated. Conclusively, it is said that the shaft generating system proposed in this study shows excellent control performances.

기호설명

A_c : 유압모터 제어용 피스톤의 단면적
B_p : 유압모터 제어용 피스톤의 점성 감쇠계수
$e(k)$: 오차함수
F : 피드백 이득
H : 발전기 발생 전원주파수
K_t : 3방향 고속 전자밸브의 이득
K_m : 유압모터의 이득
K_s : 유압모터 제어용 피스톤의 스프링상수
$m(k)$: 서보보상기의 상태변수
M_p : 유압모터 제어용 피스톤부의 총 환산질량
$\overline{P_c}$: 3방향 고속 전자밸브의 실린더포트 평균압력
P_{sv} : 3방향 고속 전자밸브 공급압력
R_p : 주 유압펌프 구동용 전동기회전수
s : Laplace 연산자
t_{on} : 제어펄스폭
t_s : PWM주기
T : 샘플링주기
T_m : 유압모터의 시정수
T_p : 3방향 고속 전자밸브의 시정수
$u(k)$: 제어입력
v_o : F-V 변환기의 출력전압
$x(k)$: 플랜트의 상태변수
$\hat{x}(k)$: 관측기로부터 관측된 플랜트의 상태변수
x_p : 유압모터 제어용 피스톤의 변위

*정회원, 통영수산전문대학 기계과
**부산대학교 대학원 기관공학과
***정회원, 부산대학교 기관공학과

$y(k)$: 시스템의 출력
$y_r(k)$: 목표입력
$z(k)$: 관측기 상태변수
$\delta(k)$: 외란
ω_m : 유압모터의 각속도
ω_n : 비감쇠 고유진동수
ζ : 감쇠비
σ : 대수 감쇠율
τ : PWM제어 신호의 변조율
λ : 관측기의 극

1. 서 론

선박내의 발전장치로는 독립된 디젤기관으로 구동되는 발전장치를 사용하는 것이 일반적이지만, 근래에는 에너지절약과 관리, 보수의 편의를 목적으로 축발전시스템(shaft generation system)이 연구, 개발되고 있다.[1,2] 저자 등은 중·소형 선박에서 사용하기에 적합한 유압구동식 축발전시스템으로서 가변 용량형 유압펌프의 행정용량을 제어하는 시스템[3]과 가변 용량형 유압모터의 행정용량을 제어하는 시스템[4]을 제안하였다. 이들 시스템에서 유압펌프 행정용량 제어에는 서보밸브를 사용하였고, 유압모터의 행정용량 제어에는 비례전자 감압밸브를 사용하였다.

본 연구에서는 유압구동식 축발전시스템의 유압포터 행정용량 제어에 비례전자 감압밸브보다도 가격이 저렴하고, 작동유의 오염에 둔감한 3방향 고속 온/오프 전자밸브를 사용하는 축발전시스템을 제안한다. 이와 관련된 연구로는 유압모터의 속도제어에 2방향 고속 전자밸브 두개를 사용한 YANADA 등의 연구[5]가 있다. 본 연구에서는 행정용량 제어기구를 단순화시키기 위하여 3방향 고속 전자밸브 한 개를 사용하여 유압모터의 속도제어를 실현한다. 본 장치 각부의 파라미터는 실측을 통하여 직접 구하기가 곤란하므로, 본 연구에서는 시스템의 계단응답 실험데이터에 의한 모델링방법을 제안하고, 이 방법에 의거 본 축발전 시스템의 개회로 전달함수를 구한다. 3방향 고속 전자밸브의 제어방식으로는 펄스폭변조(PWM)법[6]을 채용하여 압력제어를 실현하며, 본 축발전 시스템의 제어알고리듬으로는 시스템의 파라미터 변동 및 외란에 강인한 연속시간 최적 로버스트 서보계설계법[7]을 이산시간계로 확장한 디지털 서보제어설계법[4]을 적용한다.

디지털제어기로서는 시판되는 퍼스널컴퓨터와 범용 인터페이스를 사용한다. 실험에서는 계단상의 목표입력 변화에 따른 시스템의 과도특성, 주 유압펌프의 회전수 변동과 발전기 부하변동 등과 같은 외란인가에 따른 시스템의 과도특성을 조사한다. 실험결과 및 시뮬레이션 결과를 비교 검토함으로써, 본 제어방식의 유용성과 본 연구에서 제안하는 축발전시스템의 제어 성능을 확인한다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용한 실험장치의 구성은 Fig. 1과 같다. 유압 동력원인 주 유압펌프는 고정 용량형 사축식 피스톤펌프로서 행정용량은 27.5 cm³/rev이며, 유압펌프 구동용 전동기는 시판되는 가변속도 전동기로서 정격출력은 3.75 kW이다. 교류 발전기 구동용 유압모터는 가변 용량형 사판식 피스톤모터로서 행정용량은 0~25 cm³/rev이다. 교류 발전기는 100 V, 50 Hz, 4극으로 정격출력은 1 kW이며, 교류발전기 부하로서는 저항부하인 백열전등을 사용한다. 유압모터 용량제어용 유압원으로는 유량이 15 l/min인 베인펌프를 사용한다. 제어용 유압원으로부터의 압력유는 3방향 고속 전자밸브로 공급되며, 공급압력 P_{sv}는 1.6 MPa로 설정한다. 3방향 고속 전자밸브는 변조율(duty ratio) τ에 비례한 압력을 발생하며, 이 압력은 가변 용량형 사판식 피스톤모터의 행정용량 제어용 실린더에 작용하여 피스톤모터의 회전수를 제어한다. 3방향 고속 전자밸브는 정격유량 8 l/min, 개방시간 6 ms, 폐쇄시간 2.5 ms인 NACHI사의 HS-G01-A21-G2-10이다. 변조율 τ인 PWM제어 신호를 D/A변환기로 출력하여 고속 전자밸브를 제어한다. A/D 및 D/A변환기는 Advantech사의 PCL-718을 사용한다. 시스

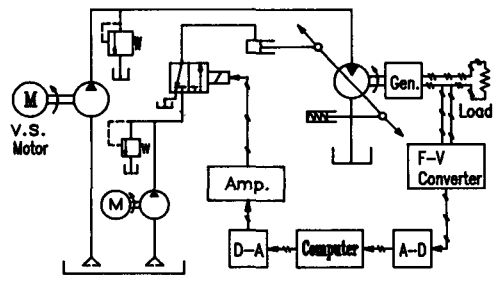

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

템의 출력인 교류발전기 전원주파수는 F-V변환기로서 주파수를 직류전압으로 변환하여 퍼스널컴퓨터에서 측정한다.

실시간 제어시의 샘플링주기는 펄스폭변조 신호의 주기와 일치하도록 결정한다. 펄스폭변조 신호의 주기 t_s는 고속 전자밸브의 개폐 소요시간을 감안하여 30 ms로 결정한다. 실험에서는 계단상의 목표입력 변화에 따른 시스템의 과도특성, 주 유압펌프의 회전수변동과 발전기 부하변동 등과 같은 외란인가에 따른 시스템의 과도특성을 조사한다.

3. 유압구동식 발전장치의 해석

3.1 기초 방정식

유압시스템의 해석에서는, 전체 유압회로 내에서 공동현상이 일어나지 않으며, 유압모터 제어용 유압실린더 내의 압력은 균일한 것으로 간주한다.

3방향 고속 전자밸브의 제어방식에는 Fig. 2와 같이 입력 펄스의 온(On)시간 t_{on}과 변조주기 t_s와의 비율 즉, 변조율 τ를 변화시키는 펄스폭변조(PWM)법[6]을 채용한다. 변조율 τ%는 다음 식으로 표시된다.

$$\tau=\frac{t_{on}}{t_s}\times 100 \tag{1}$$

3방향 고속 전자밸브에서 변조율 τ와 실린더포트 평균압력 $\overline{P_c}$와의 관계는 작동점 부근에서 다음과 같은 1차 지연요소로 표현될 수 있다.

$$T_p\frac{d\overline{P_c}}{dt}+\overline{P_c}=K_t\tau \tag{2}$$

유압모터의 행정용량 제어용 실린더의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_p\frac{d^2x_p}{dt^2}+B_p\frac{dx_p}{dt}+K_sx_p=A_c\overline{P_c} \tag{3}$$

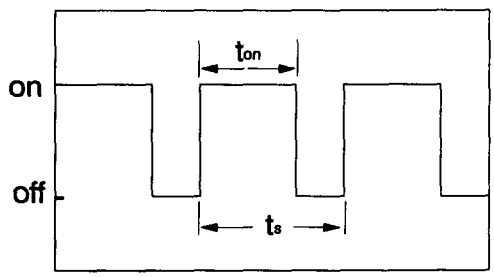

Fig. 2 PWM signal

유압모터 제어용 피스톤의 변위 x_p와 유압모터의 회전 각속도 ω_m과의 관계는 유압모터로 유입되는 유량이 일정할 경우 다음과 같은 1차 지연요소로 표현될 수 있다.

$$T_m\frac{d\omega_m}{dt}+\omega_m=K_mx_p \tag{4}$$

유압모터의 회전 각속도 ω_m과 발전기발생 전원주파수 H와의 관계는 4극 동기발전기의 경우 다음 식으로 표시된다.

$$H=\frac{1}{\pi}\omega_m \tag{5}$$

F-V변환기의 이득은 주파수와 전압과의 관계가 다음 식으로 되도록 조정하였다.

$$v_o=0.1H \tag{6}$$

식(2)~식(6)으로부터 3방향 고속 전자밸브의 입력신호인 변조율 τ와 F-V변환기의 출력전압 v_o 사이의 개회로 전달함수는 다음과 같다.

$$G(s)=\frac{V_o(s)}{\tau(s)}=\frac{K_tK_mA_c/(10\pi)}{(T_ps+1)(T_ms+1)(M_ps^2+B_ps+K_s)} \tag{7}$$

유압구동식 발전장치 각부의 파라미터는 실측을 통하여 직접 구하기가 매우 곤란하므로, 식(7)의 계수를 쉽게 추정할 수 있는 모델링방법을 다음에 제안한다.

3.2 계단응답 실험데이터에 의한 모델링기법

현재 사용되는 계단응답 실험데이터에 의한 모델링기법[8]에서는 일반적으로 여러개의 1차 지연요소들을 직열결합한 시스템을 대상으로 하고 있다. 본 연구에서는 1차 지연요소 다수와 부족감쇠(inderdamping)를 갖는 2차 요소 하나를 직열결합한 시스템을 대상으로 하여 계단응답 실험데이터에 의한 모델링기법을 제안한다. 대상으로 하는 시스템은 식(7)과 같이 시정수가 T_1, T_2인 1차 지연요소 두개와 부족감쇠를 갖는 2차 요소 하나로 결합된 형식으로서 개회로 전달함수는 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{C(s)}{I(s)}=\frac{K_1}{(T_1s+1)(T_2s+1)\left(\frac{s^2}{\omega_n^2}+\frac{2\zeta}{\omega_n}s+1\right)} \tag{8}$$

여기서, ω_n은 비감쇠 고유진동수, ζ는 감쇠비(damping ratio)를 나타낸다. 식(8)에 계단입력 K_2를 인가한 후 역 Laplace변환시키면 다음과 같이 표시된다.

$$c(t)=K-\frac{K}{a_1}e^{\frac{-1}{T_1}t}-\frac{K}{a_2}e^{\frac{-1}{T_2}t}+K_3e^{-\zeta\omega_n t}\sin[\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}t-\theta] \quad (9)$$

여기서, $K=K_1K_2$

$$a_1=(1-\frac{T_2}{T_1})\left(\frac{1}{(\omega_nT_1)^2}-\frac{2\zeta}{\omega_nT_1}+1\right)$$

$$a_2=(1-\frac{T_1}{T_2})\left(\frac{1}{(\omega_nT_2)^2}-\frac{2\zeta}{\omega_nT_2}+1\right)$$

$$\theta=\tan^{-1}\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{-\zeta}$$

따라서 식(9)로부터 부족감쇠를 갖는 2차 요소는 다음과 같이 표시된다.

$$K_3e^{-\zeta\omega_n t}\sin[\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}t-\theta]=c(t)-K+\frac{K}{a_1}e^{\frac{-1}{T_1}t}+\frac{K}{a_2}e^{\frac{-1}{T_2}t} \quad (10)$$

식(10)으로부터 K, T_1, T_2, ω_n 및 ζ를 구하는 방법은 다음과 같다.

제 1 단계 : 식(10)에서 $c(t)$값으로 사용할 시스템의 계단응답 데이터를 실험으로부터 구한다. 그리고 K값은 시스템의 입력과 정상상태 출력값으로부터 구한다.

제 2 단계 : 제 1 단계에서 구한 $c(t)$, K값을 식(10)에 대입하고, 식(10) 우변의 계산치가 식(10)의 좌변항으로 표시되는 감쇠 진동파형이 되도록 T_1, T_2, ω_n 및 ζ의 값을 시행착오적으로 조정한다.

제 3 단계 : 제 2 단계에서 얻어진 감쇠 진동파형으로부터 ω_n 및 ζ의 값은 다음과 같이 구할 수 있다.[9]

$$\sigma=\ln\frac{h_1}{h_2},\quad \zeta=\frac{\sigma}{\sqrt{4\pi^2+\sigma^2}} \quad (11a)$$

$$\omega_n=\frac{2\pi}{T_d\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (11b)$$

여기서, h_1/h_2은 감쇠 진동파형의 이웃하는 두 최대진폭(consecutive maximum amplitude)의 비이며, T_d는 감쇠 진동파형의 주기(period)이다.

제 4 단계 : 제 2 단계 및 제 3 단계를 반복수행한다. 제 2 단계 수행시는 그 직전의 제 3 단계에서 구한 ω_n 및 ζ의 값을 사용하며, 식(10) 우변의 계산치가 전형적인 감쇠 진동파형을 나타내도록 T_1, T_2를 미세조정한다. 제 2, 3 단계를 반복수행하면 식(11)로부터 얻어지는 ω_n 및 ζ의 값은 어떤 값에 수렴되어 간다. 따라서 이 과정을 통하여 ω_n 및 ζ의 값이 어떤 고정값에 충분히 수렴되었을 때, 그 때의 T_1, T_2, ω_n 및 ζ의 값은 각각 유일한 값으로 결정되며, 이 값이 구하고자 하는 식(8)의 파라미터 값이다.

제 5 단계 : 위에서 구한 K, T_1, T_2, ω_n 및 ζ를 사용한 시뮬레이션결과와 실험결과를 비교하여 구해진 파라미터의 정확성을 검증한다.

3.3 유압구동식 발전장치의 모델링 결과

본 연구에서는 3.2절의 기법에 의거 식(7)의 계수를 구한다. 식(7)은 식(8)의 형태로 표현할 수 있다. 먼저 식(10)에서 $c(t)$의 값으로 사용할 시스템의 계단응답 데이터를 계측한다. 계단응답 실험시의 주 유압펌프 회전수 R_p는 1000 rpm으로 설정하였으며, 이 때 F-V변환기의 출력전압 v_o의 초기값은 2.7 V이다. 또한 실험에 사용한 유압모터에서는 사판 조작용 실린더에 작용하는 반력 스프링의 초기 가압력때문에 시스템의 출력변화를 위한 τ의 하한값이 존재하며, 이 값을 실험적으로 구하면 50%이다. 따라서 τ를 50%로부터 75%로 계단상으로 입력하여 얻어진 응답을 Fig. 3에 실선으로 나타내었다. 그림에서 초기값은 2.7 V이며, 최종값은 5.62 V로서 그 변화량 Δv_o는 2.92 V이다.

Fig. 3의 계단응답 데이터에 3.2절의 모델링기법을 적용하면 $K=2.92$, $T_1=0.03$, $T_2=0.37$, $\omega_n=7$ 및 $\zeta=0.292$로 구해진다. 이 때 식(10) 좌변의

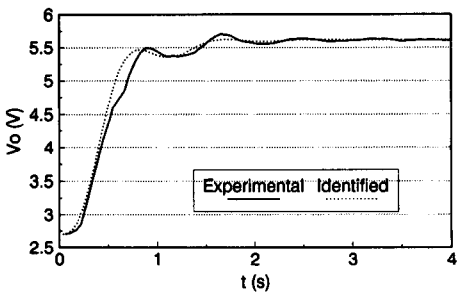

Fig. 3 Step response of open-loop system (load : 0 kW)

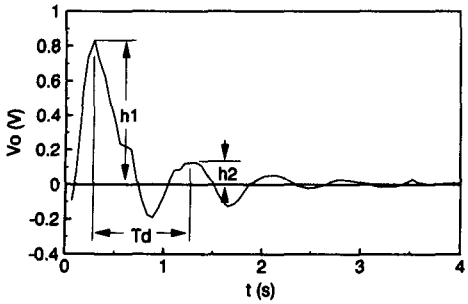

Fig. 4 Damped oscillation of second order element computed by eq.(10)

함수를 나타내는 감쇠 진동파형은 Fig. 4와 같으며, 그림에서 $h_1=0.8309$, $h_2=0.1224$, $T_d=0.93$ 이다. 구해진 파라미터들을 식(8)에 대입하여 본 시스템의 개회로 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$G(s)=\frac{V_o(s)}{\tau(s)}$$
$$=\frac{515.6036}{s^4+40.124s^3+286.405s^2+2134.054s+4414.415s} \tag{12}$$

식(12)를 사용하여 얻어진 시뮬레이션결과를 Fig. 3에 점선으로 나타내었다. 그림에서 실험결과와 시뮬레이션결과를 비교하면 잘 일치함으로 제안된 모델링기법의 유용성을 확인할 수 있다.

4. 제어기설계

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 제어기는 디지털 서보제어설계법을 이용하여 구성한다. 4.1절에서는 디지털 서보제어설계 알고리듬을 나타내며, 4.2절에서는 관측기의 구성을, 4.3절에서는 제어파라미터의 선정 및 시뮬레이션에 대하여 설명한다.

4.1 디지털 서보제어설계법[4]

본 장치의 제어알고리듬으로는 연속시간 서보계 설계법[7]을 이산시간계로 확장한 디지털 서보제어 설계법[4]을 적용한다.

식(12)로부터 유압구동식 발전장치의 이산시간계 상태방정식과 출력방정식은 샘플링주기 T를 30 ms로 하면 다음과 같이 표시된다.

$$x(k+1)=\Phi x(k)+\Gamma u(k)+\delta(k) \tag{13a}$$
$$y(k)=Cx(k) \tag{13b}$$
$$e(k)=y(k)-y_r(k) \tag{13c}$$
$$\Phi=\begin{bmatrix} 1 & 0.03 & 0.0004 & 0 \\ -0.0149 & 0.9927 & 0.029 & 0.0003 \\ -1.3532 & -0.6691 & 0.905 & 0.0167 \\ -73.614 & -36.94 & -5.4451 & 0.2358 \end{bmatrix}$$
$$\Gamma=[0 \quad 0.0017 \quad 0.158 \quad 8.598]^T$$
$$C=[1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

여기서, $\delta(k)$는 외란, $y_r(k)$는 목표입력, $e(k)$는 오차함수를 나타낸다. 디지털 서보 제어 설계법[4]을 이용하여 확대계를 얻으면 다음과 같다. 단, 외란 $\delta(k)$와 목표입력 $y_r(k)$는 계단상으로 작용한다고 가정한다.

$$x_e(k+1)=\Phi_e x_e(k)+\Gamma_e v(k) \tag{14a}$$
$$e(k)=C_e x_e(k) \tag{14b}$$
$$\Phi_e=\begin{bmatrix} 1 & 0.03 & 0.0004 & 0 & 0 \\ -0.0149 & 0.9927 & 0.029 & 0.0003 & 0 \\ -1.3532 & -0.6691 & 0.905 & 0.0167 & 0 \\ -73.614 & -36.94 & -5.4451 & 0.2358 & 0 \\ 0.03 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$
$$\Gamma_e=[0 \quad 0.0017 \quad 0.158 \quad 8.598 \quad 0]^T$$
$$C_e=[0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]$$

서보계 제어입력은 다음과 같이 표현된다.

$$u(k)=[F_1 F_2][x^T(k) m^T(k)]^T \tag{15}$$

여기서, 서보보상기 $m(k)$는 다음과 같다.

$$m(k+1)=m(k)+Te(k) \tag{16}$$

4.2 관측기의 설계

본 논문에서는 상태변수를 관측하는 관측기로서 최소차원 관측기를 사용한다. 식(13)으로 표시되는 시스템에 대하여 최소차원 관측기를 구성하면 다음 식으로 표시된다.[10,11]

$$z(k+1)=\hat{\Phi}z(k)+\hat{\Gamma}y(k)+\hat{\Lambda}u(k) \tag{17a}$$
$$\hat{x}(k)=\hat{C}z(k)+\hat{D}y(k) \tag{17b}$$

식(13), 식(15) 및 식(17)을 사용하여 유압 구동식 발전장치를 피드백 제어하는 과정을 Fig. 5에 나타내었다.

4.3 제어파라미터의 선정 및 시뮬레이션

Fig. 5에 나타낸 제어계를 완성하기 위해서는 최적 피드백 이득과 관측기의 파라미터를 결정해야 한다. 식(15)로 표시되는 최적제어입력은 평가함수

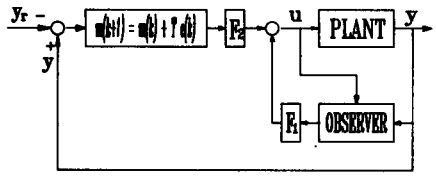

Fig. 5 Block diagram of digital servo control system

$$J_e=\sum_{k=0}^{\infty}(x_e^T(k)\,Q_1 x_e(k)+v^T(k)\,R_1 v(k))$$
$$Q_1>0,\quad R_1>0 \tag{18}$$

를 최소로 하는 것으로서, 가중행렬 Q_1, R_1의 값은

$$Q_1=\mathrm{dia}[13\quad 0.1\quad 0.01\quad 0.001\quad 100]$$
$$R_1=[1] \tag{19}$$

을 사용하였으며, 그 결과 얻어진 최적 피드백 이득은 다음과 같다.

$$F_1=[-4.4881,\ -0.7217,\ -0.1558,\ -0.0067]$$
$$H_2=[-9.2619] \tag{20}$$

관측기의 파라미터는 극배치법으로 구하였으며, 본 논문에서 사용한 관측기의 극 λ와 파라미터는 다음과 같다.

$$\lambda=\begin{bmatrix}0.9216, & 0.1876\\ 0.9216, & -0.1876\\ 0.3679, & 0\end{bmatrix}$$

$$\hat{\Phi}=\begin{bmatrix}1.0736 & 0.0301 & 0.0003\\ -0.888 & 0.9016 & 0.0166\\ -36.348 & -5.4363 & 0.2358\end{bmatrix}$$

$$\hat{\Gamma}=\begin{bmatrix}0\\ -0.0006\\ 0.0144\end{bmatrix},\qquad \hat{\Lambda}=\begin{bmatrix}0.0018\\ 0.1579\\ 8.5983\end{bmatrix}$$

$$\hat{C}=\begin{bmatrix}0&0&0\\1&0&0\\0&1&0\\0&0&1\end{bmatrix},\qquad \hat{D}=\begin{bmatrix}1.0\\ -2.7022\\ 7.3011\\ -19.758\end{bmatrix}$$

유압구동식 발전장치에 대한 컴퓨터시뮬레이션에는 제어대상의 상태방정식과 출력방정식으로는 식(13), 제어입력은 식(15)를, 피드백 이득은 식(20)을 사용하였으며, 관측기로는 식(17)을 사용하였다. 컴퓨터시뮬레이션에서는 본 제어시스템의 목표입력에 대한 추종성을 확인하기 위하여 제어대상에 계단입력이 인가되었을 때의 과도특성을 검토한다. 계단입력에 대한 컴퓨터시뮬레이션의 결과는 실험결과와 함께 도시하였다.

5. 결과 및 고찰

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 교류 발전장치의 목표입력은 발생 전원주파수이고, 외란은 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수변동과 교류발전기의 부하변동이다. 과도응답 실험시의 주·유압펌프 구동용 전동기 회전수 R_p는 1000 rpm으로 설정하였으며, 이 때 교류발전기의 발생 전원주파수는 27 Hz이다. 이 값은 제어동작 수행이 없는 상태에서의 발생 전원주파수 초기값을 의미한다.

Fig. 6에는 3방향 고속 전자밸브에 변조율 τ가 75%인 제어신호로 인가될 때 실린더에 작용하는 압력 P_c의 실측치를 나타내었다. 그림에서 압력 P_c는 주기적인 펄스형태로 나타남을 알 수 있으며

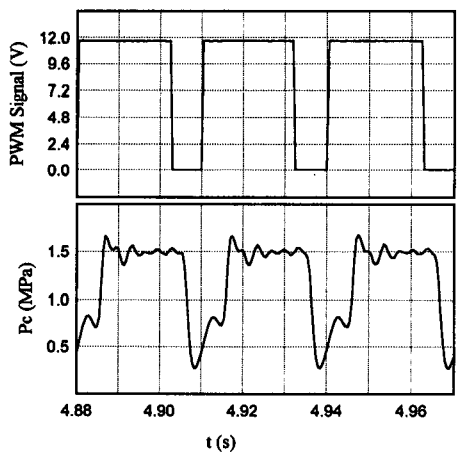

Fig. 6 Pressure response of the high speed on/off valve controlled by PWM signal

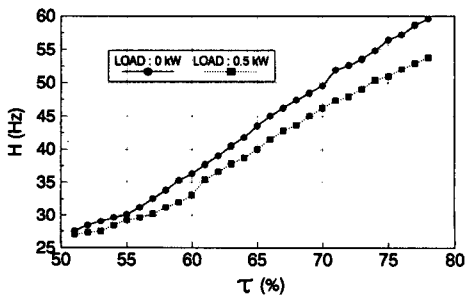

Fig. 7 Relation between duty ratio of PWM signal and frequency of the generating system

유압모터 제어용 실린더에 작용하는 유효압력은 이 압력의 시간 평균압력이 된다.

Fig. 7에는 유압구동식 발전장치의 운전조건에 따른 선형성의 정도를 확인할 목적으로 변조율 τ와 교류발전기의 출력주파수 H에 관한 정특성 실험을 수행하여 그 결과를 나타내었다. 실험결과로부터 무부하인 경우 H는 대체로 τ의 변화에 따라 선형적으로 변화하지만, 어느정도 부하가 존재하는 경우는 $H-\tau$의 관계가 다소 비선형적으로 됨을 알 수 있다.

Fig. 8에는 유압구동식 발전장치의 목표입력을 초기값인 27 Hz로부터 40 Hz, 45 Hz, 50 Hz, 55 Hz 및 60 Hz로 계단상으로 변화시켰을 경우의 출력주파수 H의 과도응답을 나타내었다. 시스템의 출력은 모두 주어진 목표입력에 매우 잘 추종함을 알 수 있으며, 목표치로부터의 편차 ±1% 범위에 드는 정정시간은 약 2.1초이다. 3방향 고속 전자밸브에 펄스폭변조 신호가 인가될 때 사판 조작용 실린더에 작용하는 압력은 주기적인 펄스형태로 나타나지만, 시스템의 출력에는 맥동현상이 보여지지 않는다. 목표입력 40 Hz에서 보여지는 시스템 출력의 떨림현상은 F-V변환기의 저주파영역 불안정성에 기인한 것이다. 시뮬레이션결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 9에는 유압구동식 발전장치의 목표입력을 50 Hz로 계단상으로 변화시킨 후 교류발전기에 저항 부하를 인가 및 제거한 경우의 출력주파수 H의 과도응답과 그 때의 주 유압펌프 회전수 R_p의 변동을 도시하였다. 이 때 부하인가 전후의 부하크기는 0 kW와 0.5 kW(발전기 정격부하의 50%)이다. 그림에서 발전기에 부하를 인가 및 제거한 경우의 과도적인 주파수변동은 각각 목표치로부터 −3.38 Hz, +3.23 Hz이고, 정정시간은 약 2.3초 이내이다. 이 때 R_p는 최대 15 rpm 정도의 변동폭으로 불규칙하게 변동되며, 이는 주 유압펌프의 송출 유량을 불규칙하게 변동시켜 유압모터의 회전수, 즉 H의 제어에 나쁜 영향을 미친다. 이 실험결과로부터 계단상의 부하변동과 이에 따른 R_p의 변화와 같은 외란의 작용에도 불구하고 매우 강인한 제어가 수행됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 주파수 목표치를 50 Hz로 하여 제어수행중에 시스템에 가해지는 외란으로서, 주 유압펌프의 회전수 R_p를 그림에서와 같이 840 rpm으로부터 1180 rpm까지 직선적으로 증감시킨 경우의

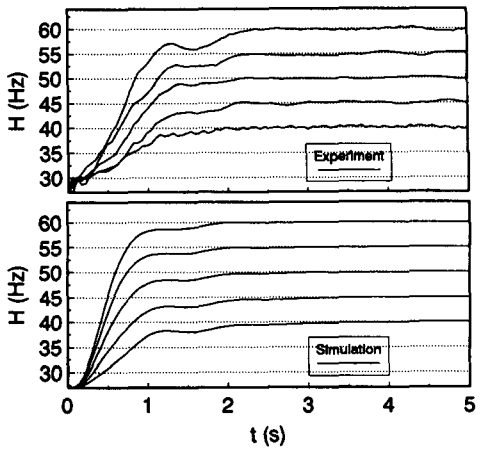

Fig. 8 Step response of the system with the controller based on the digital servo control algorithm (load : 0 kW)

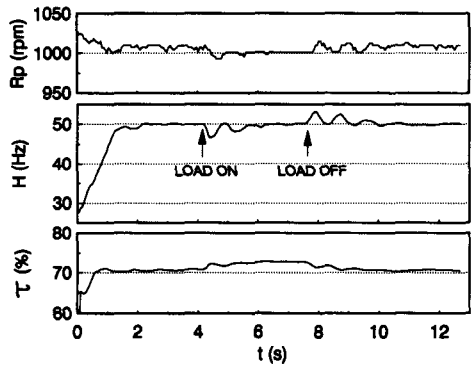

Fig. 9 Response of the system by step-wise load variation (load : from 0 to 0.5 kW, from 0.5 to 0 kW)

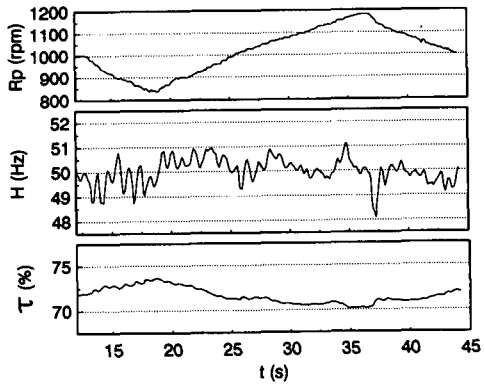

Fig. 10 Response of the system by ramp type variation of the V. S. motor speed (load : 0 kW)

발전기 발생 전원주파수 H의 응답을 나타내었다. 이 때의 회전수 변동율은 실제 선박에서의 회전수 변동율을 감안하여 실제 경우보다 다소 빠른 변동율로 결정하였다. 그림에서 주파수 변동이 가장 급격한 시점은 R_p 변화를 나타내는 직선의 변곡점 부근이며, 이 때 과도적인 주파수 변동은 각각 목표치로부터 −1.9 Hz, +1.1 Hz로 나타났다. 즉, 본 시스템에서는 주 유압펌프 회전수 R_p가 비교적 급격한 변동율로 연속적으로 변화하는 경우에도 H는 주어진 목표 입력에 잘 추종함을 알 수 있다.

이상의 Fig. 9, Fig. 10의 결과로부터 발전장치에 인가되는 여러가지 외란 하에서도 유압구동식 발전장치의 전원주파수 순간변화 및 정정시간이 선박용 발전장치의 성능기준[12]을 충분히 만족시킴을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 중·소형 선박에서 사용하기에 적합한 축발전장치로서 가격이 저렴하고, 작동유의 오염에 둔감한 3방향 고속 전자밸브를 사용한 유압구동식 발전장치를 제안하였다. 3방향 고속 전자밸브의 제어방식으로는 펄스폭변조(PWM)법[6]을 채용하였다. 본 연구의 실험 및 시뮬레이션에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 가변 용량형 유압모터의 회전속도 제어에 사판 조작용 제어기구로서 펄스폭변조(PWM)제어방식의 3방향 고속 전자밸브를 사용하고, 디지털 서보제어설계법을 적용하여 매우 안정된 제어성능이 얻어짐을 확인하였다.

(2) 3방향 고속 전자밸브에 펄스폭변조 신호가 인가될 때 사판 조작용 실린더에 작용하는 압력은 주기적인 펄스형태로 나타나지만, 본 시스템의 출력에는 맥동현상이 나타나지 않으며, 본 시스템의 선형성도 우수함을 확인하였다.

(3) 부족감쇠 특성을 갖는 2차 요소 하나를 포함하는 고차계의 제어시스템에 대한 새로운 모델링 기법을 제안하였으며, 이를 본 제어시스템에 적용하여 그 유용성을 확인하였다.

(4) 본 연구에서 제안하는 유압구동식 발전장치는 계단상의 발전기 부하변동, 유압펌프 구동용 전동기의 급격한 회전수변동과 같은 외란하에서도 선박용 발전장치의 성능기준을 충분히 만족시키는 강인한 제어성능을 발휘함을 확인하였다.

참고문헌

(1) 朴進吉, 河注植, 1986, "에너지절약 선박의 발전시스템," 한국박용기관학회지, 제10권 제2호, pp. 110～119.

(2) 小田建一, 1985, "中形漁船に おける 主機驅動發電の 經濟性," 日本舶用機關學會誌, 第 20 圈, 第10號, pp. 734～739.

(3) 정용길, 이일영, 양주호, 김상봉, 1991, "마이크로 컴퓨터에 의한 유압구동식 발전장치의 정주파수 제어," 한국박용기관학회지, 제 15 권 2호, pp. 149～159.

(4) 정용길, 이일영, 양주호, 1993, "유압구동식 선박용 축발전장치의 정속제어," 대한기계학회논문집, 제 17 권 제 8 호, pp. 2023～2032.

(5) 柳田秀記, 保永和男, 1990, "可變容量刑油壓モ-タを用いた省エネルギ-速度制御回路における押しのけ容積の制御", 日本機械學會論文集 (C編), 第56卷, 第532號, pp. 93～98.

(6) 田中裕久, 1987, "油空壓のデイジタル制御と應用," 近代圖書.

(7) 김상봉, 오세준, 정용길, 김환성, 1991, "서보계 설계에 대한 쌍선형 변환법의 응용 및 카트의 위치제어," 대한전기학회논문집, 제 40 권 제 3 호, pp. 290～298.

(8) 황창선, 서보혁, 이석희, 김종식, 박준호, 1991, "동적시스템의 피드백 제어," 대광문화사, pp. 73～79.

(9) Tse, F. S., Morse, I. E. and Hinkle, R. T., 1978, *Mechanical Virations Theory and Applications,* Allyn and Bacon Inc., Boston, pp. 78～79.

(10) Luenberger, D. G., 1971, "An Introduction to Observer," *IEEE Trans. Automatic Control,* Ac-16, pp. 596～602.

(11) Gopinath, B., 1971, "On The Control of Linear Multiple Input-Output Systems," *Bell Syst. Tech. J.,* 50, pp. 1063～1081.

(12) 한국선급, 1985, "선급 및 강선규칙," 5편, 6장, 202조, 서울, pp. 599.