

마이크로컴퓨터에 의한 유압구동식 발전장치의 정주파수 제어+

— 유압펌프 제어방식 —

정용길*.이일영**.양주호**.김상봉**

Microcomputer-Based Constant Frequency Control of Generating System Driven by Hydraulic Power — Pump Displacement Control Type —

Y. G. Jung*, I. Y. Lee**, J. H. Yang** and S. B. Kim**

Abstract

This study suggests a new type shaft generator driven by hydraulic power suitable for small size vessels. Since the shaft generator system is very easy to be affected by disturbances such as speed variation of main engine and load variation of the generator, a robust servo control must be implemented to obtain stable electric power with constant frequency. Thus, in this study two types of controller design method — the reference following optimal control method and robust servo control method — are adopted to the controller design. In the experiment, static and dynamic characteristics of the shaft generator system according to the variation of input frequency setting, the speed variation of the pump and the load variation of the generator are investigated. From the considerations on the computer simulation results and experimental results, it is ascertained that the shaft generator system proposed in this study has good control performances.

기호설명

A_p : 제어용 피스톤의 유효단면적	[cm ²]	C_{ip} : 제어용 실린더의 내부누설계수	[(cm ³ /s)/(N/cm ²)]
B_c : 제어용 피스톤의 점성마찰계수	[N/(cm/s)]	C_m : 유압모터의 배제용적	[cm ³ /rad]
B_m : 주 유압모터와 부하의 총 점성 감쇠계수	[N·cm·s/rad ²]	F : 피드백 이득	
		H : 교류발전기 발생전원 주파수	[Hz]
		i : 서보밸브의 입력전류	[A]

+ 본 연구는 한국과학재단의 89년도 일반연구비(891-1506-001-2) 지원에 의한 결과임

* 정회원, 통영수산전문대학

** 정회원, 부산수산대학교

- J_m : 주 유압모터와 발전기의 총 관성모멘트 [N·cm·s²]
- K : 피드백 이득
- K_a : 서보 증폭기 이득 [mA/V]
- K_c : 서보밸브 유량-압력계수 [(cm³/s)/(N/cm²)]
- K_{ce} : $K_c + C_{ip}$
- K_q : 서보밸브 유량 이득계수 [(cm³/s)/cm]
- K_{sv} : 서보밸브 이득 [cm/mA]
- K_p : 주 유압펌프의 유량 이득계수 [cm³/rad·cm]
- L_{ip} : 주 유압펌프의 내부 누설계수 [(cm³/s)/(N/cm²)]
- L_{im} : 주 유압모터의 내부 누설계수 [(cm³/s)/(N/cm²)]
- L_t : $L_{ip} + L_{im}$
- M_c : 제어용 피스톤부의 환산질량 [N/(cm/s²)]
- P_{ts} : 서보밸브 부하압력 [N/cm²]
- P_l : 유압모터의 공급압력 [N/cm²]
- P_{sv} : 서보밸브 공급압력 [N/cm²]
- Q_{ts} : 서보밸브 부하유량 [cm³/s]
- Q_{pt} : 주 유압펌프의 부하유량 [cm³/s]
- Q_{ml} : 유압모터의 부하유량 [cm³/s]
- R_p : 주 유압펌프 구동용 전동기 회전수 [rpm]
- T_L : 발전기 부하 토크 [N·cm/rad]
- T_v : 서보밸브의 시정수 [s]
- v : 서보 증폭기 입력전압 [V]
- ω_m : 유압모터의 각속도 [rad/s]
- ω_p : 유압펌프의 각속도 [rad/s]
- x : 플랜트의 상태변수
- \hat{x} : 관측기의 상태변수
- x_p : 제어용 피스톤의 변위 [cm]
- x_v : 서보밸브의 변위 [cm]
- η_m : 유압모터의 기계효율 [cm]

1. 서 론

현재, 중형 혹은 대형선박에서의 전원으로는 육상에서의 마찬가지로 교류전원이 널리 사용되고

있다. 그런데 소형선박 특히 연근해 어선에서는 발전기 기관 및 발전기를 독립적으로 설치하는데 소요되는 비용, 선박내의 설치 공간 확보 등의 어려움 때문에 독립적인 교류발전기를 설치하는 대신 주기관에 직결된 직류발전기와 축전지를 쓰는 경우가 많다. 이 경우 교류발전 대신 직류발전을 하는 이유는 주기관의 회전수가 일정하지 않아서 일정한 주파수의 전력을 얻을 수가 없기 때문이다. 따라서 소형선박에서는 가격이 저렴하고 성능이 우수한 교류기기들의 사용이 불가능하며, 이것이 선박운항 및 어업의 자동화 그리고 선내 작업환경의 개선에 큰 장애 요인이 되고 있다.

그런데, 위에서 지적한 문제를 해결하는 방법의 하나로써 주기관으로 구동되는 발전기로부터 일정 주파수의 교류전력을 얻는 방식인 축발전(Shaft Generator) 시스템^{1,2)}이 있다. 이 축발전시스템은 비교적 최근에 연구, 개발되고 있는 장비로서 현재 실용화되고 있는 대표적인 것으로는 유성치차방식과 사이리스터-인버터방식이 있다. 이들 가운데서 유성치차방식은 장치가 복잡하고, 사이리스터-인버터방식은 고주파 대책이 필요하며, 양자가 모두 고가인 장비여서 주로 대형선에서 채용되고 있으며, 현재까지 소형선박에서 사용하기에 적합한 축발전시스템은 찾아보기 어려운 실정이다. 따라서 본 연구에서는 비교적 가격이 저렴하고, 설치 공간이 적으면서도 양질의 교류전력을 얻을 수 있어 소형선박에서 사용하기에 적합한 축발전시스템으로, 마이크로컴퓨터에 의하여 제어되는 유압구동식 축발전시스템을 제안한다. 본 연구에서 제안하는 축발전시스템은, 주기관 구동의 가변용량형 유압펌프에서 송출되는 압력유가 고정용량형 유압모터에 작용하여 모터축에 직결된 발전기를 구동하는 방식이며, 주기관 회전수변동이나 발전기 부하변동시 가변용량형 유압펌프의 행정용량을 제어함으로써 항상 일정주파수를 얻게 된다.

유압구동식 축발전시스템의 제어제 설계를 위한 모델링에서는 쿨롱 마찰력항, 부하유량방정식 등에서 나타나는 비선형항은 선형화하여 기술하고 있으며, 따라서 제어제 시스템 파라미터 변동에 대한 대책이 요구된다. 또한 본 축발전시스템은

주기관 회전수변동과 급격한 발전기 부하변동 등의 외란하에서도 안정되게 일정주파수의 교류전력을 발생시킬 수 있어야 한다. 이와 같이 시스템의 파라미터 변동과 급격한 외란하에서도 신속히 목표치에 추종하며, 정상편차를 영으로 하는 제어 알고리즘으로, 본 연구에서는 최적로버스트 서보 제어이론^{3),4)}를 채용하기로 한다. 최적 로버스트 서보계를 구성하기 위해서는 시스템의 모든 상태변수들을 피드백시켜야 하므로 실제로 측정이 곤란한 상태변수들은 관측기(Observer)^{5),6)}를 이용하여 추정하기로 한다. 이러한 설계법에 의하여 구성된 제어계에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 행하고, 그 결과를 검토함으로써 최적의 피드백 이득과 상태관측기 파라미터들을 구하여 실험에 사용할 디지털 제어기를 완성한다.

디지털 제어기로서는 시판되는 퍼스널 컴퓨터와 범용 인터페이스를 사용한다. 실험에서는 주기관을 모의하는 가변속도 전동기의 회전수 변동과 발전기 부하 변동에 따른 주파수 변동을 측정하며, 실험 결과 및 시뮬레이션 결과를 비교 검토함으로써, 본 제어방식의 유용성과 본 축발전 시스템의 제어성능을 확인한다.

2. 유압구동식 발전장치의 해석

본 연구에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 유압시스템의 해석에서는, 전체 유압회로 내에서 공동현상이 일

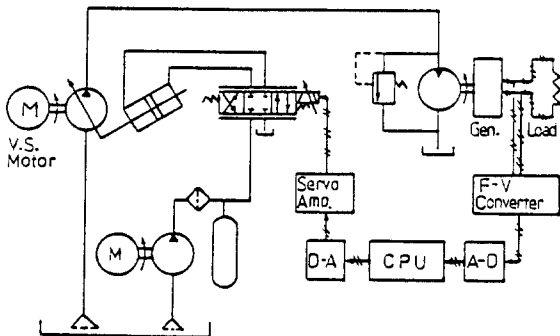


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

어나지 않으며, 유압실린더 각실 내에서는 압력이 균일하고, 작동유체는 비압축성 유체로 간주한다. 아래의 해석에서 비선형성을 갖는 물리적 파라미터들은 작동점 부근에서 선형화한 값을 사용하며, 본 논문에서는 작동점이 모두 영점이므로 수식표시의 간략화를 위하여 미소변화량에 대한 별도의 표시는 생략한다.

서보밸브의 입력전류 i 와 스톱의 변위 x_v 와의 관계식은 식(1)로 표시할 수 있다⁷⁾.

$$\frac{dx_v}{dt} + \frac{1}{T_v} x_v = \frac{K_{sv}}{T_v} i = \frac{K_{sv} K_a}{T_v} v \dots \dots \dots (1)$$

본 연구에서 사용한 서보밸브는 임계 중립형이므로 작동점 ($x_v=0, P_{ls}=0$)에서 선형화하면 서보밸브의 부하유량 Q_{ls} 는 다음식으로 표현된다⁸⁾.

$$Q_{ls} = K_q x_v - K_c P_{ls} \dots \dots \dots (2)$$

여기서

$$K_q = \left(\frac{\partial Q_{ls}}{\partial x_v} \right)_0 : \text{유량이득 (flow gain)}$$

$$K_c = \left(\frac{\partial Q_{ls}}{\partial P_{ls}} \right)_0 : \text{유량압력계수 (flow pressure coefficient)}$$

유압 실린더의 각실에 연속방정식을 적용하여 부하유량 Q_{ls} 에 대하여 정리하면 다음식과 같다.

$$Q_{ls} = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ip} P_{ls} \dots \dots \dots (3)$$

또한 유압실린더에서 관성부하와 점성부하만을 고려한 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$A_p P_{ls} = M_c \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_c \frac{dx_p}{dt} \dots \dots \dots (4)$$

주 유압펌프 및 유압모터에서의 부하유량은 다음식으로 표시된다.

$$Q_{pi} = \omega_p K_p x_p - L_{ip} P_i \dots \dots \dots (5)$$

$$Q_{mi} = \omega_m C_m + L_{im} P_i \dots \dots \dots (6)$$

식(5), 식(6)으로부터 다음의 관계식이 얻어진다.

$$\omega_m C_m + L_i P_i = \omega_p K_p x_p \dots \dots \dots (7)$$

단, $L_t = L_{ip} + L_{im}$

유압모터에서의 토크방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\eta_m P_t C_m = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m + T_L \dots\dots\dots (8)$$

여기서 T_L 은 발전기 부하 토크를 나타낸다.

유압모터의 회전각속도와 발전기에서 발생된 전원 주파수와와의 관계는 4극 동기발전기의 경우 다음 식으로 표시된다.

$$H = \frac{1}{\pi} \omega_m \dots\dots\dots (9)$$

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{\eta_m C_m^2 + B_m L_t}{J_m L_t} & \frac{\eta_m C_m \omega_p K_p}{J_m L_t} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{A_p^2 + K_{ce} B_c}{K_{ce} M_c} & \frac{A_p K_q}{K_{ce} M_c} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_n} \end{pmatrix}$$

$$B = [0, 0, 0, \frac{K_{sp} K_a}{T_v}]^T, C = [\frac{0.1}{\pi}, 0, 0, 0]$$

$$W = [-\frac{1}{J_m}, 0, 0, 0]^T$$

3. 제어기의 설계

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 제어기는 현대제어이론을 바탕으로 한 서보계 구성법의 가장 기본적인 방법으로 알려진, 목표입력 및 외란이 계단상의 입력일 경우에 대한 武田·北森의 최적추종제어계 설계법³⁾과 Davison에 의한 로버스트 서보계 설계법⁴⁾을 이용하여 구성한다. 3.1절에서는 武田·北森의 최적추종설계 알고리즘을 나타내고, 3.2절에서는 Davison의 설계 알고리즘을 나타내며, 3.3절에서는 관측기의 구성에 대해 설명한다.

유압구동식 발전장치 각부의 파라미터를 Table 1에 나타내었다. 각부의 파라미터중 서보밸브에 관련된 파라미터 및 유압모터의 배제용적 C_m 은 제작회사의 사양서에 제시된 값을 사용하였고, 점성

주파수-전압(F-V) 변환기의 이득은 주파수와 전압과의 관계가 다음과 같이 되도록 조정하였다.

$$V = 0.1H \dots\dots\dots (10)$$

상태변수로서 $\omega_m, x_p, dx_p/dt$ 및 x_v 를 취하고 입력 u 로서 서보 증폭기의 입력전압 v 를, 외란으로 T_L 을 고려하여 상태방정식과 출력방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + WT_L(t) \dots\dots (11. a)$$

$$y(t) = Cx(t) \dots\dots\dots (11. b)$$

감쇠계수 B_m , 유량이득계수 K_p 및 각 부분의 누설 계수 등은 실험을 통하여 구하였으며, 유효단면적 A_p , 관성모멘트 J_m 및 질량 M_c 등은 실측하였다. 이러한 파라미터들을 사용하여 유압구동식 발전장치의 상태방정식과 출력방정식의 시스템 행렬 A, B, C 및 W 를 구하면 시스템 행렬은 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + WT_L(t) \dots\dots (11. a)$$

$$y(t) = Cx(t) \dots\dots\dots (11. b)$$

단,

$$A = \begin{pmatrix} -2.134 & 301.2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1608.56 & 520442.4 \\ 0 & 0 & 0 & -28.01 \end{pmatrix}$$

$$B = [0 \ 0 \ 0 \ 0.2333]^T$$

$$C = [0.03183 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$W = [-0.156 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

여기서 시스템 행렬의 쌍 (A, B)는 가제어이고, (C, A)는 기관측임을 알 수 있다.

Table 1. Specification of the generating system driven by hydraulic power

Symbol	Parameter	Parameter value	
A_p	Piston area	11.68	cm ²
B_m	Viscous damping coeff. of hydraulic motor and generator	3.2	N·cm·s/rad ²
B_p	Viscous damping coeff. of control cylinder	0	N/(cm/s)
C_{ip}	Internal leakage coeff. of control cylinder	0.02	(cm ³ /s)/(N/cm ²)
C_m	Hydraulic motor capacity	1.67	N·cm·s ²
J_m	Inertia moment for hydraulic motor and generator	6.4	N·cm·s ²
K_a	Servo amp. gain	10	mA/V
K_c	Flow-pressure coeff. of servo valve	0.2627	(cm ³ /s)/(N/cm ²)
K_p	Gain of hydraulic pump	2.97	cm ³ /rad·cm
K_q	Flow gain of servo valve	3779	(cm ³ /s)/cm
K_{sv}	gain of servo valve	8.33×10^{-4}	cm/mA
L_t	Internal leakage coeff. of hydraulic pump and motor	0.24	(cm ³ /s)/(N/cm ²)
M_c	Mass of control piston	0.3	N/(cm/s ²)
T_v	Time constant of servo valve	0.0357	s
ω_p	Speed of hydraulic pump	104.7	rad/s
η_m	Mechanical efficiency of hydraulic motor and generator	0.9	

3. 1. 최적추종제어계의 설계 알고리즘³⁾

식 (11)에서 $v(t)=u(t)$ 를 제어입력으로 하여 확장계로 만들면 다음식으로 표현된다³⁾.

$$x_e(t) = A_e x_e(t) + B_e v(t) + D_e T_L(t) \dots (12. a)$$

$$y(t) = C_e x_e(t) \dots (12. b)$$

단, $x_e(t) = [x(t)^T \ u(t)^T]^T$

$$A_e = \begin{bmatrix} A & B \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad B_e = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$D_e = \begin{bmatrix} W \\ 0 \end{bmatrix} \quad C_e = [C \ 0]$$

이 때, 평가함수

$$J_e = \int_0^{\infty} (\| \delta x_e(t) \|^2 Q_1 + \| v(t) \|^2 R_1) dt,$$

$$Q_1 > 0, \ R_1 > 0 \dots (13)$$

를 최소로 하는 최적 레귤레이터의 해는 다음식으로 주어진다.

$$v(t) = \dot{u}(t) = -F_e \delta x_e(t) = R_e^{-1} B_e^T P_e \delta x_e \quad (14)$$

단, $\delta x_e(t) = [\delta x(t)^T \ \delta u(t)^T]^T, \ \delta x(t) =$ (153)

$x(t) - x_s, \ \delta u(t) = u(t) - u_s$ 이고, x_s 와 u_s 는 각각 $x_s = \lim_{t \rightarrow \infty} x(t), \ u_s = \lim_{t \rightarrow \infty} u(t)$ 이며, 행렬 P_e 는 리카 티방정식

$$A_e^T P_e + P_e A_e + Q_1 - P_e B_e R_1^{-1} B_e^T P_e = 0 \dots (15)$$

을 만족하는 정정(대칭) 해이다. 이 때, 제어입력 $u(t)$ 는 식(14)를 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$u(t) = -F_1 x(t) + F_2 \int_0^t (r - y(t)) dt + F_1 x(0) \dots (16)$$

$$[F_1 \ F_2] = F_e \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}^{-1}$$

3. 2. Davison의 설계 알고리즘⁴⁾

외란 및 목표치가 계단상의 입력일 경우, 그 미분방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{T}_L(t) = \dot{r}(t) = 0 \dots (17)$$

이때 서보 보상기는 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{n}(t) = y(t) - r \dots (18)$$

식(11)과 식(18)로부터 확장계를 만들면 다음식으로 표현된다.

$$\dot{x}_e(t) = A_e x_e(t) + B_e v(t) \quad \dots\dots\dots (19. a)$$

$$e(t) = C_e x_e(t) \quad \dots\dots\dots (19. b)$$

단, $x_e(t) = [x^T e^T]^T$, $v(t) = \dot{u}(t)$

$$A_e = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} \quad B_e = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \quad C_e = [0 \ 1]$$

확장계의 제어칙은 다음과 같은 최적제어 입력으로 주어진다 고 한다. 즉, 평가함수

$$J_e = \int_0^{\infty} [x_e^T Q_2 x_e + v^T R_2 v] dt, \quad Q_2 > 0, R_2 > 0$$

..... (20)

를 최소로 하는 최적제어입력 $v(t)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$v(t) = -K x_e(t) = -[K_0 \ K_1] x_e(t) \quad \dots\dots\dots (21)$$

단, $K = R_2^{-1} B_e^T P_e$ 이며, 여기서 행렬 P_e 는 리카티 방정식

$$A_e^T P_e + P_e A_e + Q_2 - P_e B_e R_2^{-1} B_e^T P_e = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

을 만족하는 정정(대칭) 해이다. 식(21)로부터 $u(t)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$u(t) = -K_0 x(t) - K_1 \dot{n}(t) \quad \dots\dots\dots (23)$$

단, $e(t) = \dot{n}(t)$ 이다.

3. 3. 관측기의 설계

3.1절과 3.2절의 설계법은 시스템의 상태변수가 모두 측정 가능한 경우에 대하여 적용 가능하다. 그러나 시스템방정식에서 알 수 있듯이 본 제어대상에서 측정가능한 상태변수는 유압모터의 각속도 ω_m 뿐이므로, 나머지 상태변수 $x_p, dx_p/dt, x_v$ 를 추정하기 위한 관측기의 설계가 필요하다. 본 논문에서는 상태변수를 관측하는 관측기로서 최소차원 관측기를 사용한다. 식(11)로 표시되는 시스템에 대하여 최소차원 관측기를 구성하면 다음식으로 표시된다^{5),6)}

$$\dot{z}(t) = \hat{A}z(t) + \hat{B}y(t) + \hat{J}u(t) \quad \dots\dots\dots (24. a)$$

$$\hat{x}(t) = \hat{C}z(t) + \hat{D}y(t) \quad \dots\dots\dots (24. b)$$

단, \hat{A} 는 안정행렬로 주어지고, 다음과 같은 관계를 만족하는 행렬 U 가 존재한다.

$$\hat{A}U + \hat{B}C = UA \quad \dots\dots\dots (25. a)$$

$$\hat{J} = UB \quad \dots\dots\dots (25. b)$$

$$\hat{C}U + \hat{D}C = I \quad \dots\dots\dots (25. c)$$

4. 시뮬레이션 및 실험

4. 1. 제어칙의 구성 및 시뮬레이션

식(11), 식(12), 식(23) 및 식(24)을 사용하여 유압구동식 발전장치를 피드백 제어하는 과정이 Fig.2에 도시되어 있다. 식(16), 식(21)에서 최

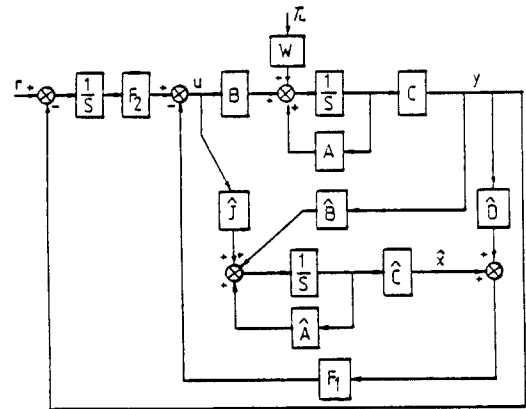


Fig. 2 Black diagram of optimal robust servo control system.

적 피드백 이득은 식(13), 식(20)의 평가함수를 최소로 하는 가중행렬을 적당히 선정함으로써 구해질 수 있다. 리카티방정식 (15) 및 (22)의 해를 얻기 위해 제어계 설계용 팩키지인 μ DPACS⁹⁾를 사용하였으며, 이 때 주어진 가중행렬과 그 결과 얻어진 최적 피드백 이득은 다음과 같다.

$$Q_1 = \text{dia}[0.076, 0.001, 0.001, 0.001, 0.001]$$

..... (26. a)

$$R_1 = [1] \quad \dots\dots\dots (26. b)$$

$$F_1 = [0.0692, 4.493, 0.00279, 43.77]$$

..... (27. a)

$$F_2 = [8.661] \quad \dots\dots\dots (27. b)$$

$$Q_2 = dia[0.02, 0.001, 0.001, 0.001, 180] \dots\dots\dots (28. a)$$

$$R_2 = [1] \dots\dots\dots (28. b)$$

$$K_0 = [0.1585, 7.4115, 0.00461, 66.998] \dots\dots\dots (29. a)$$

$$K_1 = [13.416] \dots\dots\dots (29. b)$$

관측기의 파라미터는 극배치법으로 구하였으며, 본 논문에서 사용한 관측기의 극은 다음과 같다.

$$\lambda = [-5, -30, -1610] \dots\dots\dots (30)$$

유압구동식 발전장치에 대한 컴퓨터 시뮬레이션에는 제어대상의 상태방정식과 출력방정식으로 식(11), 제어칙은 식(16), 식(23)을, 피드백 이득은 식(27), 식(29)을 사용하였으며, 관측기로는 식(24)를 사용하였다. 유압구동식 발전장치는 정주파수 제어의 특성상, 외부로부터 제어대상에 가해지는 외란에 강한 특성이 요구된다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션에서도 제어대상에 외란이 인가되었을 때의 과도현상을 주로 검토할 필요가 있다. 외부로부터 발전장치에 영향을 미치는 외란으로는 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수변동과 발전기 부하변동이 있다. 발전기 부하변동에 따른 시스템의 응답은 식(11)을 사용하여 시뮬레이션을 할 수 있다. 그러나 구동용 전동기의 회전수 변동에 따른 시스템의 응답은 장치의 모델링 과정에서 구동용 전동기의 각속도 ω_p 를 일정한 상수로 가정하였으므로, 정확하게 시뮬레이션할 수 없다. 컴퓨터 시뮬레이션에는 뉴턴법을 사용하였으며 샘플링 시간은 10ms로 하였다. 컴퓨터 시뮬레이션의 결과는 실험결과와 함께 도시하였다.

4.2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다. 유압동력원으로 사용한 주 유압펌프는 가변용량형 사축식 피스톤펌프로서 최대 행정체적은 27.5cm³/rev이며, 교류발전기 구동용 유압모터는 고정용량형 사핀식 피스톤모터로서 행정체적은 10.5cm³/rev이다. 교류발전기는 100V, 50Hz, 4극으로 정격출력은 1kW이며, 교류발전기 부하로서는 백열전등을 사용한다. 제어용 유압

원으로는 용량이 10l/min인 기어펌프는 사용한 다. 제어용 유압원으로부터의 압력유는 전기 유압 서보밸브로 공급되며, 서보밸브 공급압력 P_{sv} 는 98N/cm²으로 한다. 전기 유압 서보밸브는 서보 증폭기로부터 공급되는 전류신호에 비례한 유량을 주 유압펌프의 행정용적 제어용 유압실린더로 공급하여 주 유압펌프의 송출유량을 제어한다.

서보밸브는 동경정밀측기(주)의 3F-30L-30-14이고, 정격유량은 공급압력 14MPa에서 30l/min이다. 제어기로는 80286 CPU를 내장한 퍼스널 컴퓨터를 사용하였으며, 연속계신호와 이산계신호를 연결시켜 주는 A/D 및 D/A변환기로는 12비트의 분해능을 갖는 Advantech사의 PCL-718을 사용하였다. 시스템의 출력인 교류발전기 전원주파수는 F-V 변환기로서 주파수를 전압으로 변환하여 디지털 스토리지 오실로스코프를 사용하여 측정하였다.

실시간 제어는 제어 알고리즘의 계산, A/D 및 D/A 변환시간 등을 고려하여 10ms의 단위로 행하여 지도록 하였으며, 3장에서 제시된 제어 알고리즘을 Quick Basic언어로 프로그래밍하여 실험에 사용하였다.

5. 결과 및 고찰

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 목표입력인 교류발전기의 발생전원 주파수는 50Hz로 설정하였으며, 외란은 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수변동과 교류발전기의 부하변동으로 한다.

Fig. 3 및 Fig. 4에는 유압구동식 발전장치의 목표입력을 3Hz에서 50Hz로 계단상으로 변화시켰을 경우의 교류발전기 전원주파수의 과도응답과 그때의 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수 R_p 의 변동을 나타내었다. Fig. 3은 3.1절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 오버슈트는 5Hz이며, 정정시간은 4.5초이다. Fig. 3, Fig. 4의 어느 경우에서나 제어목표인 주파수 설정치가 급격히 변동하여도 시스템의 출력은 주어진 목표입력에 비교적 잘 추종함을 알 수

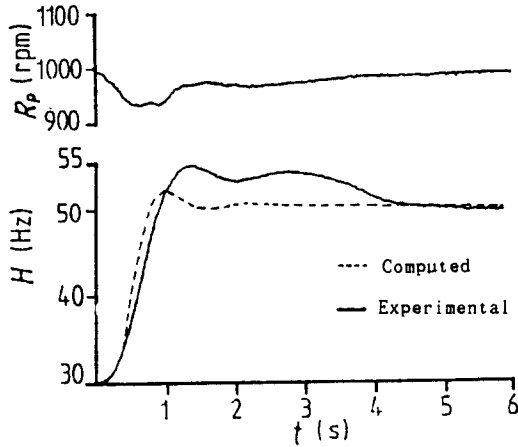


Fig. 3 Step response of the system with the controller based on the reference following optimal control method (section 3.1).

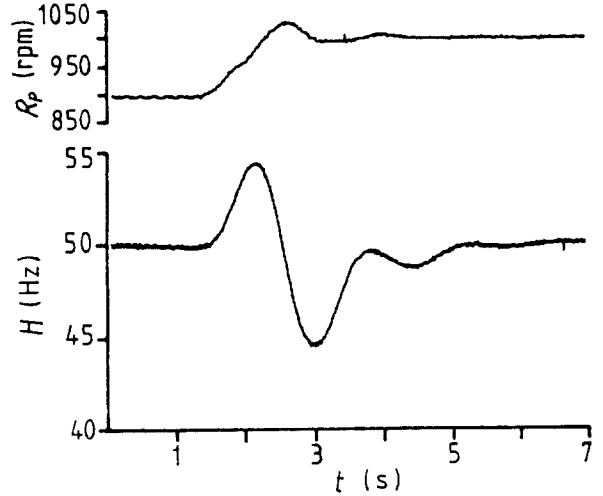


Fig. 5 Response of the system by quasi-ramp type variation of the V.S. motor speed (In the case of the reference following optimal control method, section 3.1).

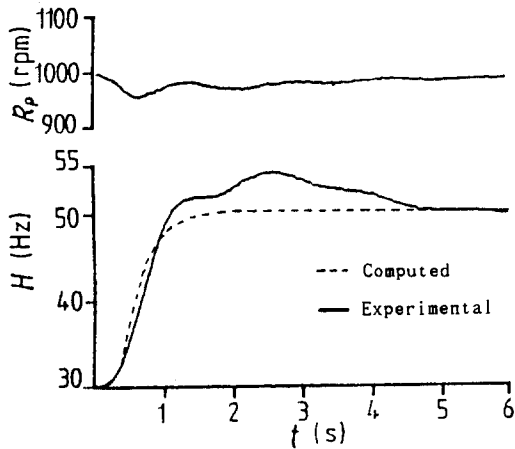


Fig. 4 Step response of the system with the controller based on the robust servo system design method (section 3.2).

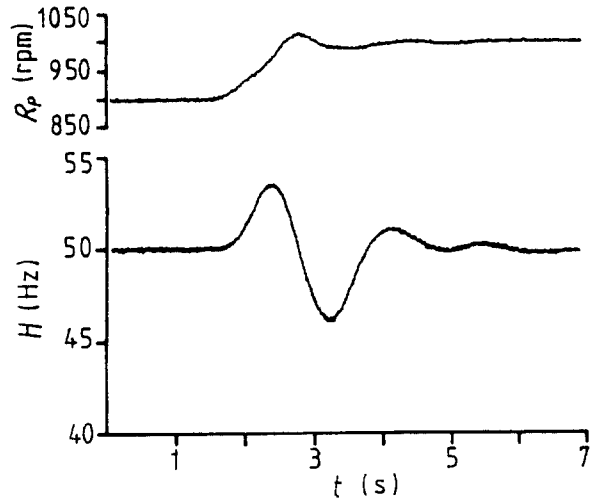


Fig. 6 Response of the system by quasi-ramp type variation of the V.S. motor speed (In the case of the robust servo system design method, section 3.2).

있다. 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하면, 주파수 변동경향은 유사하나 주파수 변동폭과 정정시간이 다르다. 이 차이는 그림에서 알 수 있는 바와 같이 구동용 전동기의 회전수 R_p 가 최대 60rpm 정도의 변동폭으로 불규칙하게 변동되는 것과 유압구동식 발전장치에 내재된 비선형요소에 기인된 것으로 생각된다.

Fig. 5 및 Fig. 6은 시스템에 가해지는 외란으로

서, 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수 R_p 를 그림에서와 같이 900rpm으로 부터 1030rpm까지 램프상으로 증가시킨 경우의 교류발전기 전원주파수의 과도응답을 나타내었다. Fig. 5는 3.1절의 제어

알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 오버슈트는 4.7Hz이며, 언더슈트는 5.3 Hz이고, 정정시간은 3.5초이다. Fig. 6은 3.2절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 오버슈트는 3.4Hz이며, 언더슈트는 4Hz이고, 정정시간은 2.9초이다. 그림에서 언더슈트가 큰 것은 구동용 전동기의 회전수 R_p 가 최고치에 도달한 후 저하하는 시점과 제어 동작에 따라 유압펌프 용량이 급격히 감소하는 시점이 중첩되는 현상에 기인된 것으로 생각된다. Fig. 5, Fig. 6의 어느 경우에서나 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수 R_p 를 급격하게 변화시켜도 시스템의 출력은 10%이내의 오버슈트로 3.5초이내에 주어진 목표입력에 잘 추종함을 알 수 있다. Fig. 5, Fig. 6에서는 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 도시하지 않았으며, 그 이유는 시스템 모델링 과정에서 전동기 회전각속도 ω_p 를 상수로 취급하였기 때문에 ω_p 의 변화를 시뮬레이션에 고려하기가 곤란했기 때문이다.

Fig. 7 및 Fig. 8에는 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수 R_p 를 그림에서와 같이 12초 동안에

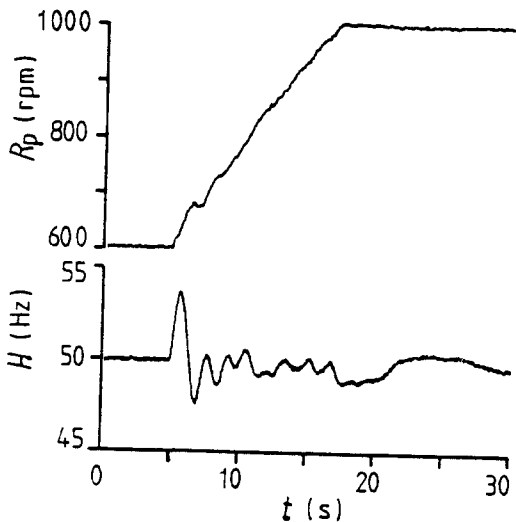


Fig. 7 Response of the system by ramp type variation of the V.S. motor speed (In the case of the reference following optimal control method, section 3.1).

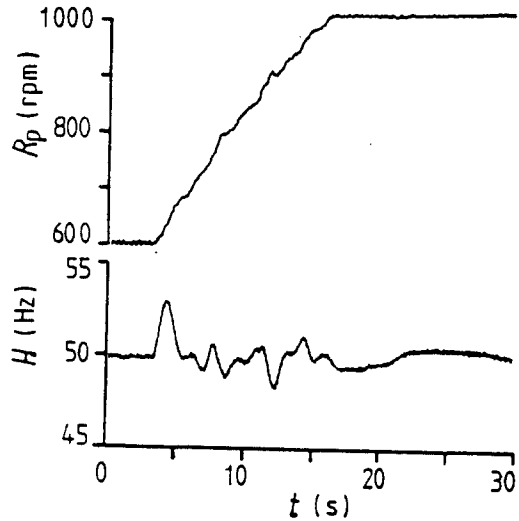


Fig. 8 Response of the system by ramp type variation of the V.S. motor speed (In the case of the robust servo system design method, section 3.2).

600rpm으로부터 1000rpm까지 연속적으로 증가시킨 경우의 교류발전기 전원주파수의 과도응답을 나타내었으며, 이러한 회전수 변동율은 실제 선박에서의 주기관 회전수 변동율을 모의한 것이다. Fig. 7은 3.1절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 전원주파수의 오버슈트는 3.75Hz이내이다. Fig. 8은 3.2절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우이며, 전원주파수의 오버슈트는 3.1Hz이내이다. Fig. 7 및 Fig. 8에서 구동용 전동기의 회전수 R_p 가 연속적으로 변동하여도 교류발전기 전원주파수는 주어진 목표입력에 대하여 7.5%이내의 오버슈트로 제어되고 있음을 확인할 수 있다. 또한 유압구동식 발전장치에서는 주 유압펌프의 최대용량이 한정되므로, 유압펌프 구동용 원동기의 회전수를 적어도 일정치 이상으로 유지해야 하는 최저 제한치가 존재한다. 따라서 이 회전수값 이하에서는 제어불능 상태가 발생할 수 있으므로 유의해야 하며, 본 연구에서 대상으로 한 장치에서의 최저 제한치는 약 580rpm이다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 교류발전기의 부하변동에 따른 발전기 전원주파수의 과도응답과 그 때의 주

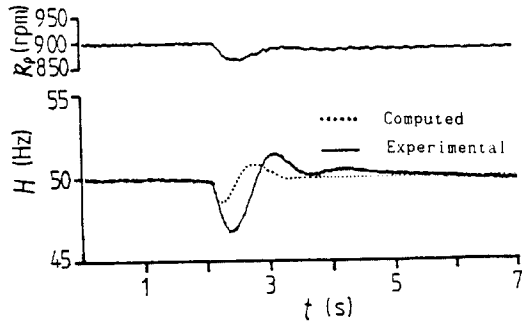


Fig. 9 Response of the system by step-wise variation of the generator load(0→0.4kW) (In the case of the reference following optimal control method, section 3.1).

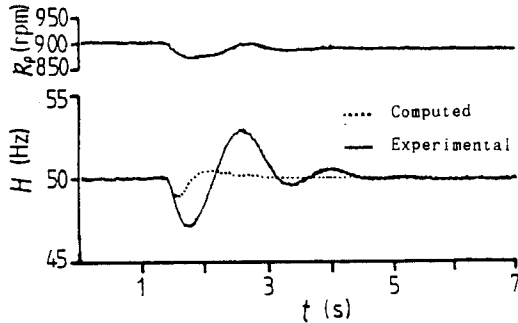


Fig. 10 Response of the system by step-wise variation of the generator load(0→0.4kW) (In the case of the robust servo system design method, section 3.2).

유압펌프 구동용 전동기의 회전수 R_p 의 변동을 도시한 것이다. 부하는 무부하상태로부터 정격부하의 40%에 해당하는 0.4kW로 계단상으로 인가하였다. Fig.9는 3.1절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 언더슈트는 3.1Hz, 오버슈트는 1.7Hz이고, 정정시간은 3초이다. Fig.10은 3.2절의 제어 알고리즘에 기초하여 설계한 제어기를 사용한 경우로서, 언더슈트 및 오버슈트는 각각 2.8Hz이고, 정정시간은 2.9초이다. Fig.9, Fig.10의 어느 경우에서나 교류발전기에 부하를 인가하여도 발전기 전원주파수는 6.2%이내의 오버슈트로 3초이내에 주어진 목표입력에 추종함을 알 수 있다. 컴퓨터 시뮬레이션 결과

와 실험결과를 비교하면 주파수 변동경향은 유사하나, 주파수 변동폭과 정정시간이 다르다. 이 차이는 그림에서 알 수 있는 바와 같이 구동용 전동기의 회전수 R_p 가 최대 30rpm 정도의 변동폭으로 불규칙하게 변동되는 것과 유압구동식 발전장치에 내재된 비선형요소에 기인된 것으로 생각된다.

선박용 발전장치의 성능기준¹⁰⁾에는 「교류발전기 부하변동에 따른 전원주파수의 순간변화는 정격주파수의 10%이내라야 하고, 5초이내에 주파수 변동폭이 정격주파수의 1%이내로 유지되어야 한다」라고 규정되어 있다. 이상의 Fig.5-Fig.10의 결과로부터 발전장치에 인가되는 여러가지 외란하에서도 유압구동식 발전장치의 전원주파수 순간변화 및 정정시간이 위의 선박용 발전장치의 성능기준을 충분히 만족시킴을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 소형선박에서 사용하기에 적합한 축 발전장치로서 유압구동식 발전장치를 제안하였다. 이 장치의 주파수 제어를 위하여 최적추종제어계 설계법과 로버스트 서보계 설계법을 도입하였으며, 마이크로컴퓨터를 이용하여 디지털제어계를 꾸렸다. 본 연구의 실험 및 시뮬레이션에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 본 연구에서 제안하는 유압구동식 축 발전장치는 유압펌프 구동용 전동기의 급격한 회전수변동, 발전기의 부하변동과 같은 외란하에서도 선박용 발전장치의 성능기준을 충분히 만족시키는 제어성능을 발휘함을 확인하였다.

2) 제어계의 설계에는 최적 추종제어계 설계법과 로버스트 서보계 설계법을 사용하였으며, 실험 및 시뮬레이션의 결과로부터 본 연구에서와 같이 제어계에 급격한 외란이 가해지는 경우에도 이들 제어 알고리즘이 매우 유용함을 알았다.

본 연구에서 얻어진 성과를 실제 선박의 축 발전시스템에 적용할 때는 서보밸브, 퍼스널컴퓨터를 비례전자밸브와 온 보드(on-board) 컴퓨터로 대체함으로써 제어성능은 본 연구에서와 동등하면서

도 보다 가격이 저렴한 축발전시스템이 완성될 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 한국과학재단의 1989년도 일반연구비에 의해 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 심심한 감사의 뜻을 포함합니다.

참고문헌

- 1) 朴進吉, 河注植, “에너지절약형 선박의 발전 시스템”, 한국박용기관학회지, 제10권, 제2호, pp. 110-119, 1986.
- 2) 小田建一, “中形漁船における主機驅動發電の經濟性”, 日本船用機關學會誌, 第20卷, 10號, pp. 734-739, 1985.
- 3) 武田・北森, “線形多入出力最遺追從制御系の一設計法”, 計測自動制御學會論文集, Vol. 14, pp. 13-18, 1978.
- 4) Davison, E. J., “The Output Control of Linear Time-Invariant Multivariable System with Unmeasurable Arbitrary Disturbances”, IEEE Trans. Automatic Control, AC-17, No. 5, pp. 621-630, 1972.
- 5) Luenberger, D. G., “An Introduction to Observer”, IEEE Trans. Automatic Control, AC-16, pp. 596-602, 1971.
- 6) Gopinath, B., “On The Control of Linear Multiple Input-Output Systems”, Bell Syst. Tech. J., 50, pp. 1063-1081, 1971.
- 7) Thayer, W. J., “Transfer function for Moog Servovalves”, Moog Technical Bulletin 103, Servocontrols, Inc., 1965.
- 8) Merritt, H. E., “Hydraulic Control System”, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1967.
- 9) 大山, 工藤, 岡本, “現代制御理論に基づいたデジタル制御系の設計法”, インタ-フェース, Vol. 12, No. 12, pp. 215-250, 1986.
- 10) 한국선급, “선급 및 강선규칙”, 5편, 6장, 202조, 한국선급, 서울, pp. 599, 1985.