

# 탠덤펌프의 제어성능 평가 Evaluation for the Control Performance of a Tandem Pump

정동수  
Dong Soo Jung

## 1. 서 론

엔진 또는 전기모터와 같은 원동기로부터 기계동력을 공급받는 유압펌프는 기계동력을 유압동력으로 변환하여 유압액추에이터를 제어하는 유압시스템에 유압동력을 공급한다.

유압펌프는 형식에 따라 베인, 기어, 그리고 피스톤 등이 있으며 구조에 따라 고정용량, 가변용량이 있다. 가변용량 유압펌프는 액추에이터의 작업조건에 부합하는 유압동력을 유압시스템에 공급함으로써 원동기의 에너지를 절감함과 아울러 유압시스템의 열 발생을 줄이는 장점을 가지고 있다. 이러한 유압펌프는 레귤레이터(regulator)에 의하여 제어되며 레귤레이터의 제어기능에 따라 유량, 압력, 그리고 동력 등 한 개 이상의 제어기능을 가진다.

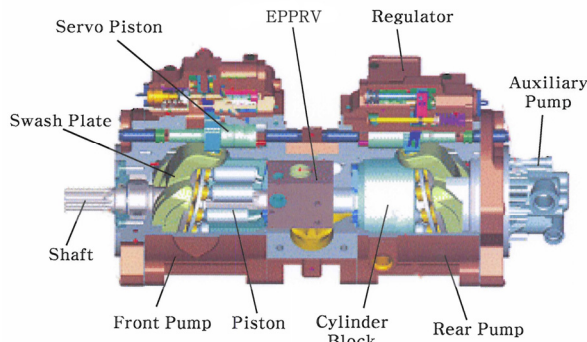


Fig. 1 Configuration of a tandem pump for excavator

제어기능들은 일반적으로 유압시스템에서 구현되지만 가변용량 유압펌프는 이들의 역할을 수행함으로써 유압시스템의 구성부품들을 대폭 줄일 수 있기 때문에 한정된 공간에서 높은 출력을 요구하는 유압시스템에 널리 이용되고 있다.

Fig. 1과 같이 굴삭기에 사용되고 있는 탠덤펌프는 가변용량인 두 대의 메인펌프와 고정용량인 한 대의 보조펌프로 구성된다. 레귤레이터는 탠덤펌프를 제어하여 굴삭기의 작업조건에서 요구하는 다섯 개의 제어기능을 수행한다.

## 2. 레귤레이터의 설계이론

### 2.1 작동구조

Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 탠덤펌프의 서보 피스톤을 제어하는 레귤레이터는 굴삭기의 작업조건에 따라 다섯 개의 제어기능을 수행하기 위하여 복잡한 내부구조를 가지고 있다.

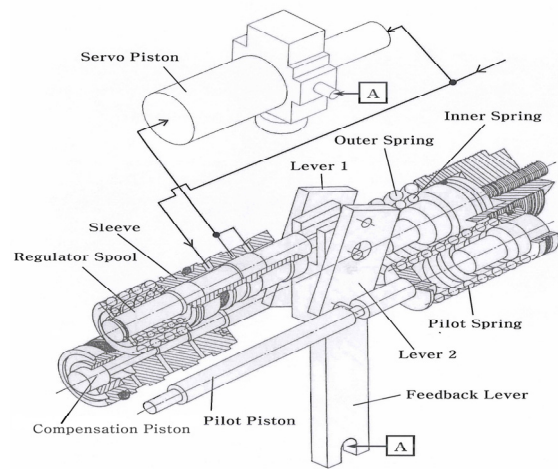


Fig. 2 Section diagram of the regulator

레귤레이터는 굴삭기의 작업조건과 디젤엔진의 구동상태를 감지하여 탠덤펌프의 배제용적을 제어한다. 이로 인하여 탠덤펌프는 굴삭기의 작업조건에 적합한 유량과 압력을 유압시스템에 공급한다.

레귤레이터는 작업조건에 따라 압력을 감지하는 컴펜세이션 피스톤과 파일럿 피스톤, 피스톤들의 변위를 레귤레이터 스톱에 전달하는 두 개의 레버, 서보피스톤의 공급압력을 제어하는 슬리브와 레귤레이터 스톱, 서보피스톤의 변위를 레귤레이터 스톱에 전달하는 피드백 레버, 그리고 각종 스프링들로 구성된다.

### 2.2 스프링 설계이론

Fig. 3은 컴펜세이션 피스톤이 프론트 펌프 압력, 리어 펌프 압력, 그리고 동력변환압력을 피드백하여 제어하고 있는 유량-압력선도를 보여주고 있다. 압

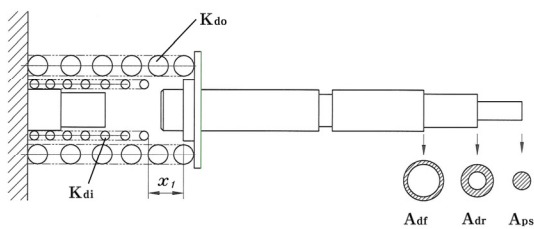
력신호들은 다음식과 같이 한 개의 압력으로 표현 될 수 있다.

$$P_d = P_{df} + \frac{A_{dr}}{A_{df}} P_{dr} + \frac{A_{ps}}{A_{df}} P_{ps} \quad (1)$$

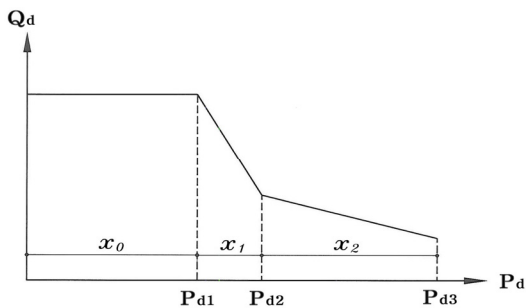
컴펜세이션 피스톤에 의한 유량-압력선도는 동력 선도를 의미한다. 즉 식(2)에서와 같이 동력이 일정 하면 유량은 압력이 증가함에 따라 반비례하여 감소하게 된다.

$$H_o \propto P_d \times Q_d \quad (2)$$

압력이 증가함에 따라 유량이 동력선도를 추종하기 위하여 기계-유압식 레귤레이터는 두 개의 스프링, 즉 외부스프링과 내부스프링을 사용한다. 동력 선도가 결정되면 스프링들은 다음의 절차에 의하여 설계된다.



(a) Compensation piston geometry



(b) Flow-pressure curve by inner spring and outer spring

Fig. 3 Schematic model of a compensation piston mechanism

컴펜세이션 피스톤이 외부스프링을 압축하기 시작할 때

$$K_{do}x_o = P_{d1}A_{df} \quad (3)$$

컴펜세이션 피스톤이 내부스프링에 도달할 때

$$K_{do}(x_o + x_1) = P_{d2}A_{df} \quad (4)$$

압력이  $P_{d3}$  일 때 컴펜세이션 피스톤의 변위에 의하여

$$K_{do}(x_o + x_1 + x_2) + K_{di}x_2 = P_{d3}A_{df} \quad (5)$$

식(3)과 식(4)로부터 외부스프링은 다음과 같이 설계된다.

$$K_{do} = \frac{(P_{d2} - P_{d1})A_{df}}{x_1} \quad (6)$$

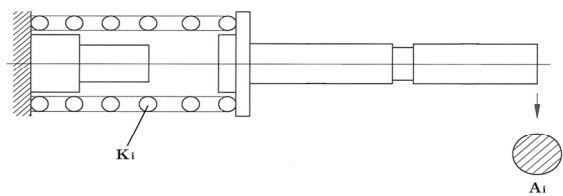
식(4)와 식(5)로부터 내부스프링은 다음과 같이 설계된다.

$$K_{di} = \frac{(P_{d3} - P_{d2})A_{df}}{x_2} - K_{do} \quad (7)$$

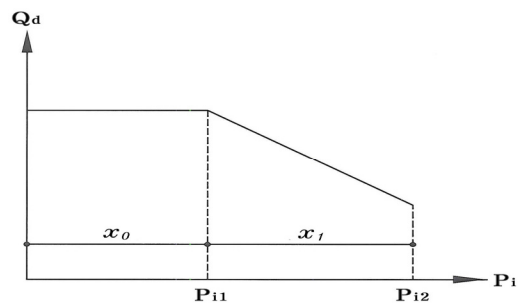
Fig. 4는 파일럿 피스톤이 파일럿 압력을 피드백하여 제어하고 있는 유량-압력선도를 보여주고 있다. 유량은 파일럿 압력이 증가함에 따라 선형적으로 감소하고 있다. 입력신호가 증가함에 따라 출력이 감소하는 형태를 네거티브 제어라고 한다. 여기에서 유량-압력선도는 선형적이므로 스프링은 한 개가 사용된다.

유압시스템의 귀환라인에서 형성되는 파일럿 압력은 굴삭기가 작업하지 않는 시운전 상태에서 가장 높게 발생된다. 이러한 제어는 작업하지 않을 때 동력손실을 최소화하는데 그 목적이 있다.

$$K_i = \frac{(P_{i2} - P_{i1})A_i}{x_1} \quad (10)$$



(a) Pilot piston geometry



(b) Flow-pressure curve by pilot spring

Fig. 4 Schematic model of a pilot piston mechanism

유량-압력선도에 의하여 파일럿 스프링의 설계절차는 다음과 같다.

파일럿 피스톤이 파일럿 스프링을 압축하기 시작할 때

$$K_i x_o = P_{i1} A_i \quad (8)$$

파일럿 압력이  $P_{i2}$  일 때 파일럿 피스톤의 변위에 의하여

$$K_i (x_o + x_1) = P_{i2} A_i \quad (9)$$

식(8)과 식(9)로부터 파일럿 피스톤에 작용하는 파일럿 스프링은 다음과 같이 설계된다.

$$K_i = \frac{(P_{i2} - P_{i1}) A_i}{x_1} \quad (10)$$

### 3. 레귤레이터의 제어기능 분석

#### 3.1 제어 메커니즘 분석

Fig. 5는 레귤레이터 스톱, 피드백 레버 그리고 서보피스톤으로 표현된 기계-유압식 레귤레이터의 작동구조를 보여주고 있다. 여기서 레귤레이터 스톱은 적분기( $k_i/s$ )로 작동하고 있다. 적분게인( $k_i$ )는 레귤레이터 스톱과 슬리브의 형상에 의하여 결정된다.

제어기의 작동원리는 다음과 같다. 컴펜세이션 피스톤 또는 파일럿 피스톤의 변위( $x_i$ )가 입력되면 레귤레이터 스톱은 레버들에 의하여 변위( $x$ )가 발생되고 서보피스톤에 유량을 공급하게 된다. 서보피스톤에 유량이 공급되면 서보피스톤은 출력변위( $x_o$ )를

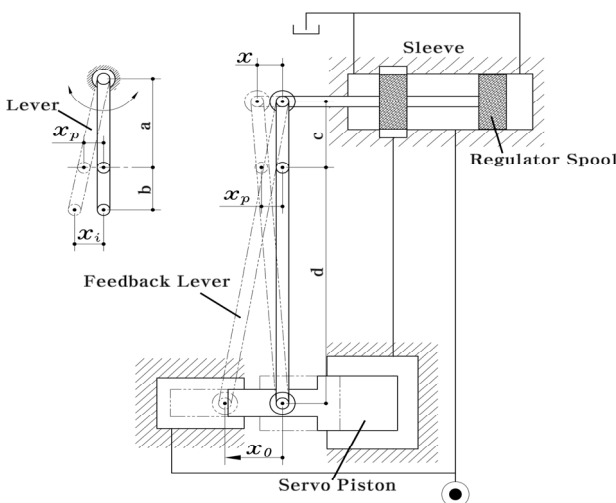


Fig. 5 Schematic mechanism of regulator

가진다. 출력변위가 발생되면 레귤레이터 스톱은 컴펜세이션 피스톤 또는 파일럿 피스톤을 선회축으로 하여 반대방향의 변위가 발생되고 슬리브의 중립에 위치하게 되어 서보피스톤에 공급하던 유량을 차단한다.

입력변위( $x_i$ )와 출력변위( $x_o$ )에 대한 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{X_o}{X_i} = \frac{a(c+d)k_i}{(a+b)(sd+k_i c)} \quad (11)$$

정상상태에서  $sd \ll k_i c$  이므로 식(11)을 단순화시키면 다음과 같다.

$$\frac{X_o}{X_i} = \frac{a(c+d)}{c(a+b)} = k_p \quad (12)$$

식(12)에 의하면 입력변위( $x_i$ )와 출력변위( $x_o$ )의 전달함수는 상수가 된다. 따라서 레귤레이터는 비례 제어기로 작동되고 있으며 비례계인은  $k_p$ 임을 알 수 있다.

#### 3.2 탠덤펌프의 5가지 제어기능

##### 3.2.1 네거티브 유량제어(negative flow control)

굴삭기가 시운전 상태이거나 액추에이터의 작업량이 적을 때 탠덤펌프는 토출유량을 감소시켜 엔진의 부하를 줄임으로써 에너지를 절약하게 되고 또한 유압시스템의 열 발생을 줄이게 된다.

액추에이터의 작업량이 줄어들게 되면 유압시스템은 여분의 유량을 귀환라인(return line)으로 보낸다. 이때 귀환라인(return line)에 설치된 오리피스(orifice)에 의하여 오리피스 전단의 압력, 즉 파일럿 압력이 상승한다.

##### 3.2.2 일정동력제어(constant power control)

탠덤펌프를 구동하는 디젤엔진은 탠덤펌프가 최대압력에서 최대유량을 토출할 때 가장 큰 동력을 소모한다. 굴삭기는 디젤엔진의 동력을 줄이면서 효율적인 작업을 수행하기 위하여 부하가 적을 때 고속작업을 하고 부하가 클 때 저속작업을 하도록 설계된다.

따라서 탠덤펌프는 한정된 디젤엔진의 동력선도에 준하는 유량을 공급하여 디젤엔진의 과부하를 방지하게 된다.

### 3.2.3 전체동력제어(total power control)

두 대의 펌프로 구성된 탠덤펌프는 한 대의 디젤 엔진에 의하여 구동되므로 펌프들 동력의 합은 항상 구동엔진의 최대동력보다 적어야 한다. 즉, 프런트펌프의 동력은 리어펌프의 동력에 제한을 받게 된다. Fig. 3에서와 같이 컴펜세이션 피스톤은 프런트펌프의 압력과 리어펌프의 압력을 감지한다. 레귤레이터는 압력들과 스프링들에 의하여 발생된 컴펜세이션 피스톤의 변위를 피드백하여 전체동력을 제어하게 된다.

프런트펌프와 리어펌프의 작동구조가 서로 동일하기 때문에 압력들을 감지하는 컴펜세이션 피스톤의 유효단면적은 서로 동일하다.

### 3.2.4 절단압력제어(pressure cut-off control)

액추에이터에서 과부하가 발생하였을 때 유압시스템은 손상을 입을 수 있다. 이를 방지하기 위하여 최대압력을 제한하는 안전밸브(relief valve)가 유압시스템에 설치된다. 그러나 대부분의 유량이 안전밸브를 통하여 방출됨으로써 동력손실과 열 발생이 증가하게 된다.

이러한 문제점들을 해소하기 위하여 탠덤펌프는 절단압력제어를 필요로 한다. 레귤레이터에 내장된 방향제어밸브는 시스템의 압력이 최대압력 이하로 유지하도록 펌프의 토출유량을 줄여준다. 토출압력은 다음 식과 같이 최대압력( $P_{max}$ )보다 항상 적거나 같다.

$$P_{df} \leq P_{max} \quad (13)$$

### 3.2.5 동력변환제어(power shift control)

탠덤펌프의 동력이 순간적인 과부하에 의하여 엔진의 동력보다 커지면 엔진은 속도가 저하되면서 정지하게 된다. 레귤레이터는 이를 방지하기 위하여 동력변환압력( $P_{ps}$ )에 의하여 탠덤펌프의 동력을 제어한다. 엔진의 속도로부터 전달된 동력변환신호는 전기신호이기 때문에 전기신호를 유압신호로 전환하여 레귤레이터에 공급하기 위하여 탠덤펌프는 한 개의 EPPRV(electrical proportional reducing valve)를 탑재한다.

EPPRV의 동력변환압력은 프런트펌프와 리어펌프의 레귤레이터에 동일하게 적용된다. 굴삭기에서 엔진의 속도가 감소하면 동력변환압력은 증가하고 탠덤펌프의 동력은 감소된다.

## 4. 실험 및 고찰

### 4.1 실험장치 구성

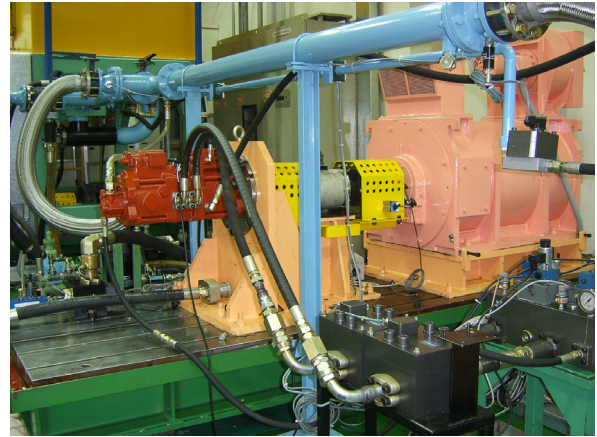


Fig. 6 Test equipment for a tandem pump

Fig. 6은 흡입부의 유로가 한 개이고 토출부의 유로가 두 개인 탠덤펌프의 실험장치를 보여주고 있다. 560HP AC 전기모터는 탠덤펌프를 구동하며 속도변속이 가능하다. 탠덤펌프의 토출압력을 제어하기 위하여 두 개의 토출부에 400bar의 압력제어밸브가 설치된다.

굴삭기의 유압시스템에서 감지되어 레귤레이터에 전달되는 두 개의 파일럿 압력은 주변장치인 두 대의 EPPRV에 의하여 공급되고 있다.

### 4.2 실험결과 고찰

Fig. 7은 네거티브 유량제어 시험결과를 보여주고 있다. 시험은 정격회전속도에서 부하가 없는 상태에서 진행된다. 파일럿 압력을 최소에서 최대까지 동적인 영향을 받지 않도록 서서히 상승시킨 후 다시

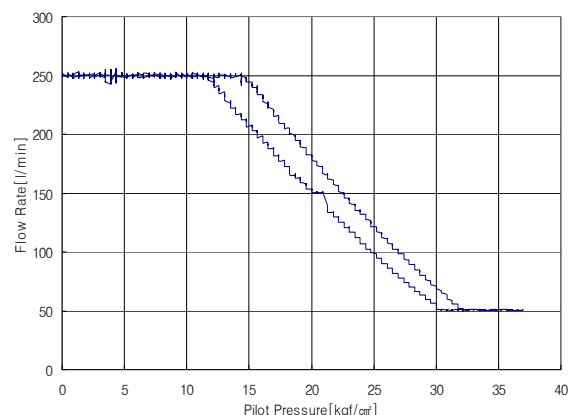


Fig. 7 Test result for negative flow control

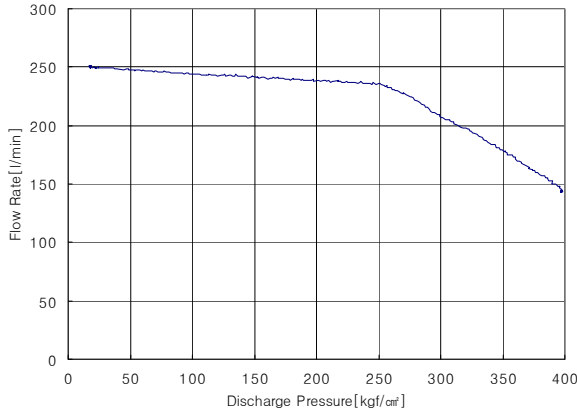


Fig. 8 Test result for constant power control

최대에서 최소로 서서히 하강시킨다. 이때, 압력에 따른 유량의 변화는 선형성을 유지하고 히스테리시스는 약 6%인 양호한 시험결과를 보여주고 있다.

Fig. 8은 정격회전속도에서 상대펌프의 압력을 무부하로 유지한 후 자신의 토출압력을 증가시키면서 진행된 일정동력제어 시험결과를 보여주고 있다. 250bar 지점에서는 약 135PS가 측정되고 있으나 압력이 증가하면서 다소 동력이 감소하고 있음을 확인할 수 있다. 이것은 압력이 증가할수록 내부 누유가 증가하여 나타나는 현상으로 추정하고 있다. 추가로, 절단압력제어를 확인하기 위하여 약 400bar 까지 실험을 진행하였으나 절단압력은 나타나지 않았다.

Fig. 9는 정격회전속도에서 상대펌프의 압력을 정격압력의 25%, 50%, 75%로 유지한 후 자신의 압력을 증가시키면서 진행된 전체동력제어 시험결과를 보여주고 있다. 상대펌프의 동력이 증가할수록 자신의 동력은 감소함을 확인할 수 있다. 그리고 압력증가에 따라 유량이 2단 선형성을 유지하면서 감소하

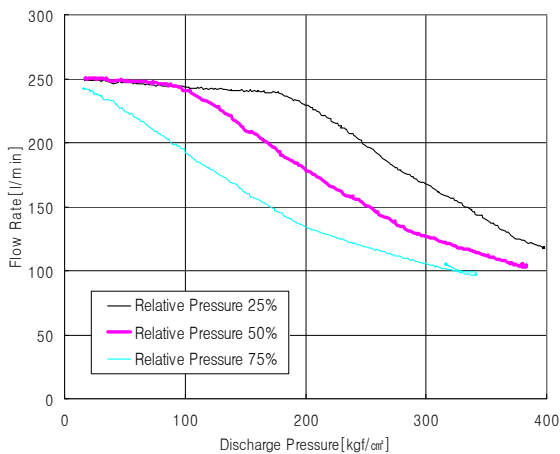


Fig. 9 Test result for total power control

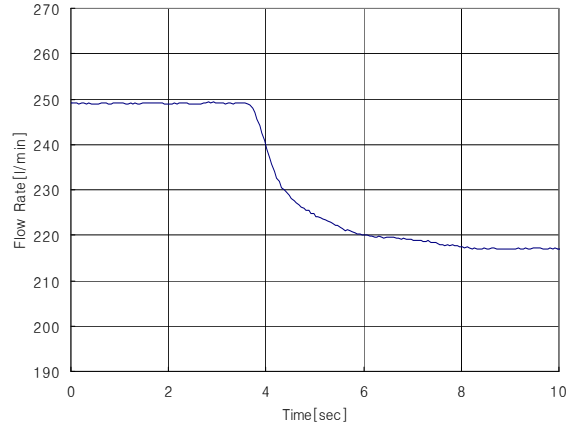


Fig. 10 Test result for power shift control

는 것은 레귤레이터가 내부스프링과 외부스프링에 의하여 동력선도를 최대한 근사하게 추종하고 있음을 의미하고 있다.

Fig. 10은 정격회전속도에서 토출압력을 200bar로 유지한 후 EPPRV에 입력전류를 200mA에서 328mA로 변환하여 진행된 동력변환제어 시험결과를 보여주고 있다. 이때 동력변환은 약 12% 정도 감소하였다. 현장작동에서는 EPPRV의 전류가 엔진의 속도 저하에 따라 비례적으로 변환한다.

## 5. 결 론

굴삭기에 적용되는 레귤레이터는 탠덤펌프를 제어하여 굴삭기에서 요구하는 다섯 개의 제어기능을 수행한다. 본 연구에서는 레귤레이터의 작동구조를 분석하고 비례제어기로 구성된 제어모델을 유도하고 실험을 통하여 제어기능 및 제어성능을 입증하였다.

1. 유량-압력선도를 이용하여 레귤레이터에서 압력을 감지하는 스프링과 선형제어를 구현하는 스프링의 설계이론을 제시하였다.

2. 제어 메커니즘을 분석한 결과 레귤레이터는 피드백 신호를 갖는 비례제어기로 작동되고 있음을 확인하였다.

3. 탠덤펌프는 히스테리시스가 약 6% 이고 선형성이 우수함을 실험을 통하여 확인하였다.

4. 탠덤펌프는 굴삭기에서 요구하는 다섯 가지 제어기능 중에 네 가지를 보유하고 있음을 확인하였다. 나머지 하나인 절단압력제어는 유압시스템에서 안전장치의 기능으로만 작동되고 있을 거라고 추정된다.

## 참고문헌

- 1) H. Du, "An E/H Displacement and Power Control Design for Hydraulic Variable Displacement Pumps", Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp. 117~124, 2001.
- 2) G. J. Schoenau, R. T. Burton and G. P. Kavanagh, "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, pp. 122~132, 1990.
- 3) H. Du and N. D. Manring, "A Single Actuator Control Design for Hydraulic Variable Displacement Pumps", Proceedings of American Control Conference, pp. 4484~4489, 2001.
- 4) H. KAYUKAWA, H. YAMADA and T. MUTO, "Fundamental Study of Power Match Control of Hydraulic Power Systems", Bulletin of the JSME, Vol. 61, No. 586, pp. 206~212, 1995.
- 5) G. Zeiger and A. Akers, "Dynamic Analysis of an Axial Piston Pump Swashplate Control", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 200, No. C1, pp. 49~58, 1986.

## [저자 소개]

정동수

E-mail : jds667@kimm.re.kr

Tel : 042-868-7154



2007년 충남대학교 기계설계공학과 박사. 1990년~현재 한국기계연구원 신뢰성평가센터 책임연구원. 유압 펌프 및 모터, 정유압 변속기, 기계-유압 무단변속기, 기계류부품 신뢰성평가 연구에 종사. 대한기계학회, 신뢰성학회, 한국동력기계공학회, 유공압건설기계학회 등의 회원, 공학박사