

유압 제어계에서 서보밸브 선형화 방정식의 오차 평가

김 태 형* · 이 일 영†

(2002년 10월 8일 접수, 2003년 3월 20일 심사완료)

Error Evaluation of Linearized Equation for a Servovalve in Hydraulic Control Systems

Tae-Hyung Kim and Ill-Yeong Lee

Key Words: Linearization(선형화), Operating Point(동작점), Servovalve(서보밸브), Hydraulic Control System(유압 제어계)

Abstract

This study evaluates the approximation errors of the existing linearized equation for a servovalve nonlinear flowrate characteristic. At first, the errors are evaluated on flowrate/pressure characteristics diagrams. Subsequently, they are investigated with time response simulation results for several hydraulic control systems. To enable systematic evaluation of computational error, the authors propose three kinds of equations with restructured forms of the existing linearized equation. As results of the evaluations, it is ascertained that comparatively good computational accuracy can be achieved with the existing linearized equation when both an operating point for the linearized equation and operating range of the hydraulic system stay near the flowrate axis of the flowrate/pressure characteristics diagram. In addition, the results show that comparatively big computational error may occur when operating range of a hydraulic system stay apart from the flowrate axis of the flowrate/pressure characteristics diagram.

1. 서 론

유압 제어 시스템에서 서보밸브(servovalve)의 유량 표시식으로는, 비선형 유량 방정식을 제어 시스템의 동작점(operating point) 주위에서 Taylor 급수 전개하여 그 1차항까지를 취한 선형화 방정식을 사용하는 것이 일반적이다.^(1~4) 이러한 선형화 방정식을 사용할 때의 유압 제어 시스템 거동 해석 결과는 제어계의 운전 조건(압력 및 유량 변화 범위)이 동작점 주위에 머물러 있을 때는 실제 유압 시스템에서 관측되는 결과와 유사한 결과로 나타날 수 있을 것이다. 그러나, 제어 대상 유압 제어 시스템이 어떤 주어진 궤적을 추적

하는 궤적 추종 제어 시스템인 경우에는 제어계의 운전 조건이 동작점 주위로 한정될 수 없으며, 제어 시스템의 운전 도중에 압력과 유량이 큰 폭으로 변화하고, 심지어는 양·음의 영역으로 극성까지 변화하기도 한다. 이와 같은 궤적 추종 유압 제어 시스템의 해석에 있어서, 어떤 특정 동작점에서 선형화한 선형화 유량 방정식을 사용한다면 그 때의 해석 결과는, 원래의 비선형 유량 방정식을 사용했을 때의 해석 결과와는 매우 다른 결과로 될 수도 있다.

그러나, 현재까지의 유압 제어 시스템 설계에 관한 문헌들^(1~6)에는 임의의 동작점 주위에서의 선형화 방정식에 대한 정의를 기술해두었을 뿐이며, 유압 제어 시스템 운전 도중에 압력 및 유량이 큰 폭으로 변화하는 경우에도 적용할 수 있는 서보밸브의 동작점 선정 기준은 아직까지 알려져 있지 않다. 또한, 상기 선형화 방정식을 사용한 해석에서, 유압 제어 시스템의 운전 조건이 미리

† 책임저자, 회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1612 FAX : (051)620-1405

* 부경대학교 대학원

선정해둔 동작점에서의 조건을 벗어남에 따른 계산 오차 발생의 정도를 정량적 또는 정성적으로 조사한 연구도 찾아보기 어려웠다.

따라서, 저자들은 압력 및 유량이 큰 쪽으로 변화하는 유압 제어 시스템의 해석에서도 계산 오차를 최소화할 수 있는 밸브 선형화 방정식 및 동작점 선정법을 제안하는 것을 궁극적 목적으로 하여 본 연구를 시작하였다. 이 논문은 저자들의 연구의 첫 단계 성과로서, 상기 밸브 선형화 방정식 사용시의 계산 오차를 면밀하게 분석한 연구 결과이다.

이 논문의 이론 해석 부분에서는 상기 선형화 방정식에 대하여, 3가지 경우로 구분한 밸브 작동 영역에 근거한 변형된 형태의 선형화 방정식으로 제시하고, 각 경우의 선형화 방정식을 사용했을 때의 유량 계산 오차를 조사하였다. 다음으로, 수치 시뮬레이션 부분에서는 대칭형 유압 실린더를 구동하는 유압 제어 시스템을 대상으로 하여, 선형화 방정식의 형태 및 동작점의 위치에 따른 시스템 거동 해석 결과에 나타나는 오차를 상세히 조사하였다.

2. 이론 해석

2.1 서보밸브의 유량 방정식

일반적인 유압 서보 제어 시스템은 서보밸브, 서보 액추에이터 및 부하계로 구성된다. 서보 액추에이터로서 유압 실린더를 사용하는 경우의 시스템 구성을 Fig. 1에 나타내었다.

본 연구에서 대상으로 하는 서보밸브는 서로 쌍을 이루고 대칭인(matched and symmetric) 교축 유로(throttle passage)를 갖는 임계 센터형(critical center type) 밸브이다.⁽¹⁾ 서보밸브의 유량 Q_1 ,

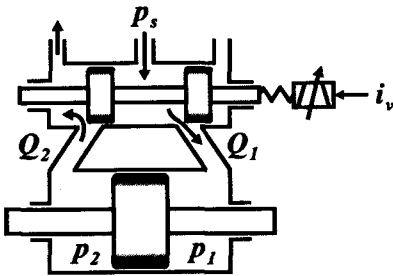


Fig. 1 Schematic of a general hydraulic servo system

Q_2 는 밸브 스톱 변위와 밸브 교축 유로 전후 압력차의 함수로 표현되며, 기름 회귀관의 배압을 무시하면 다음 식으로 표시된다.

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \quad (2)$$

여기서, C_d 는 서보밸브 교축 유로의 유량계수, w 는 교축 유로 면적 대 스톱 변위의 비, x_v 는 스톱의 변위, p_s 는 시스템의 공급 압력, p_1 , p_2 는 액추에이터 내부 압력, ρ 는 작동유 밀도를 나타낸다.

서보밸브가 임계 센터형이고 밸브 교축 유로들이 서로 쌍을 이루면서 대칭적으로 작동한다고 가정하면 Q_1 과 Q_2 를 같게 둘 수 있다.⁽¹⁾ 이 때에는 다음의 관계식이 성립한다.

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (3)$$

여기서, 부하 압력 p_l 을 식 (4)와 같이 정의한다.

$$p_l = p_1 - p_2 \quad (4)$$

식 (3)과 식 (4)로부터 다음 식을 얻는다.

$$p_1 = (p_s + p_l) / 2 \quad (5)$$

$$p_2 = (p_s - p_l) / 2 \quad (6)$$

또한, 부하 유량 Q_l 을 다음과 같이 정의한다.

$$Q_l = (Q_1 + Q_2) / 2 \quad (7)$$

식 (5) 및 식 (6)을 식 (1) 및 식 (2)에 대입하여 정리하면 Q_l 에 대한 다음 식을 얻는다.⁽¹⁾

$$Q_l = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_l \right)} \quad (8)$$

식 (8)에서 스톱 변위 x_v 가 서보밸브 토크 모터에 흐르는 전류 i_v 에 비례한다고 가정하면 다음 식이 성립한다.⁽⁷⁾

$$Q_l = K_{sv} i_v \sqrt{p_s - \frac{i_v}{|i_v|} p_l} \quad (9)$$

여기서, $K_{sv} \left(= \frac{Q_m}{i_{vr} \sqrt{p_s}} \right)$ 는 비례 상수, Q_m 는 $i_v = i_{vr}$, $p_l = 0$ 일 때의 유량 즉, 정격 무부하 유량, i_{vr} 은 밸브 정격 전류이다. 식 (9)는 밸브내의 유동이 정상 상태 유동일 때에 성립한다.

2.2 서보밸브의 선형화 유량 방정식

서보밸브의 선형화 유량 방정식은 비선형 유량

방정식인 식 (9)를 Taylor 급수 형태로 표시하고 2차 이상의 고차항을 무시함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta Q_l &= \left. \frac{\partial Q_l}{\partial i_v} \right|_{op} \Delta i_v + \left. \frac{\partial Q_l}{\partial p_l} \right|_{op} \Delta p_l \\ &= k_i \Delta i_v - k_p \Delta p_l \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, Δi_v , Δp_l 및 ΔQ_l 은 각각 $i_v - i_v^*$, $p_l - p_l^*$ 및 $Q_l - Q_l^*$ 이며, i_v^* , p_l^* 및 Q_l^* 는 각각 밸브 동작점에서의 전류, 부하 압력 및 부하 유량이다. 또한, k_i 는 유량-전류 계수, k_p 는 유량-압력 계수이며 첨자 op는 동작점을 나타낸다. k_i 및 k_p 는 식 (9)를 편미분한 후, 적절한 변환 과정을 통하여 각각 다음과 같이 표시된다.

$$k_i = K_{sv} \sqrt{p_s - \frac{i_v^*}{|i_v^*|} p_l^*} \quad (11)$$

$$k_p = \frac{|Q_l^*|}{2 \left(p_s - \frac{i_v^*}{|i_v^*|} p_l^* \right)} \quad (12)$$

2.3 서보밸브 동작점이 위치하는 영역에 따른 선형화 유량 방정식의 표시

식 (10)은 현재까지 널리 사용되고 있는 서보밸브 선형화 유량 방정식이다. 식 (10)을 사용하여 유량을 계산할 때 발생하는 오차는 Δi_v , Δp_l 및 ΔQ_l 의 크기뿐만 아니라 밸브 동작점이 위치하는 영역에 따라서도 달라질 수 있을 것으로 생각된다. 이 연구에서는 동작점 선정에 따른 선형화 유량 방정식의 유량 계산 오차를 명확히 할 목적으로, 다음 3가지 경우의 밸브 동작점 영역에 대한 선형화 방정식의 계산 오차를 검토하기로 한다.

경우 1) $i_v^* = 0, Q_l^* = 0, p_l^* = 0$

서보밸브의 동작점으로 서보밸브의 $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 원점, 즉 $i_v^* = 0, Q_l^* = 0, p_l^* = 0$ 인 점을 선정한 경우로서, 식 (10)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_l &= Q_l^* + k_i(i_v - i_v^*) - k_p(p_l - p_l^*) \\ &= k_i i_v - k_p p_l \end{aligned} \quad (13)$$

식 (13)은 식 (10)에 비하여 사용하기에 매우 편리한 형태임을 알 수 있으며, 그 이유는 ΔQ_l , Δi_v 및 Δp_l 이 Q_l , i_v 및 p_l 로 대체되었기 때문

이다. 식 (13)에 포함된 k_i , k_p 는 식 (11) 및 식 (12)에 동작점의 물리 수치들을 대입함으로써 다음과 같이 구해진다.

$$k_i = \frac{Q_{ro}}{i_{vr}} \quad (14)$$

$$k_p = 0 \quad (15)$$

식 (9)에 나타낸 비선형 유량 방정식과 식 (13)에 나타낸 선형 유량 방정식을 사용한 계산에서 구한 p_l 과 Q_l 사이의 관계를 Fig. 2에 나타낸다. 그림에서 일점 쇄선은 비선형 유량 방정식 (9), 실선은 선형 유량 방정식 (13)으로부터 계산한 $p_l \sim Q_l$ 선도이다. 근사적인 선형화 유량 방정식 (13)으로부터 얻어진 계산 결과의 오차는, 각 전류치 별로 실선 및 일점 쇄선으로 표시된 유량의 차이를 구함으로써 쉽게 평가할 수 있다.

그림에서 알 수 있듯이, 식 (13)으로부터 계산되는 Q_l 은 p_l 의 크기와는 관계없이 서보밸브 입력 전류의 세기에 따라서만 변화한다. 따라서, 유압 시스템 작동 영역이 좌표 원점 주위와 횡방향 좌표축($Q_l = 0$), 그리고 종방향 좌표축($p_l = 0$) 주위에 위치할 때는 식 (13)을 사용해도 비교적 엄밀한 유량 계산이 가능하지만 $|p_l| \gg 0, |Q_l| \gg 0$ 인 영역에서는 선형 유량 방정식 (13)으로부터 계산한 결과에 큰 오차가 발생할 수 있다.

경우 2) $i_v^* \neq 0, Q_l^* \neq 0, p_l^* = 0$

서보밸브의 $p_l \sim Q_l$ 선도 상에서 좌표 원점을 제외한 종좌표축 위의 임의의 점을 동작점으로

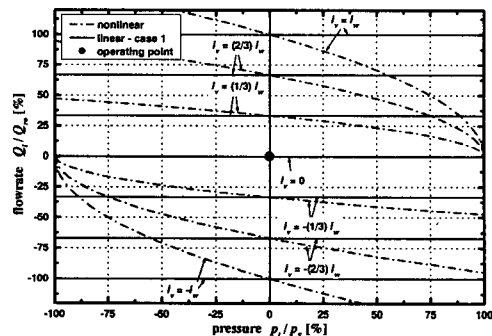


Fig. 2 Comparison of $p_l \sim Q_l$ diagrams computed by the nonlinear equation (9) and the linearized equation (13)

선정한 경우이다. 이 때, 식 (10)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = Q_l^* + k_i(i_v - i_v^*) - k_p(p_l - p_l^*) \quad (16)$$

$$= k_i i_v - k_p p_l$$

이 식 또한, 식 (13)과 마찬가지로 사용하기에 매우 편리한 형태임을 알 수 있다. 이 경우의 k_i 및 k_p 는 다음과 같이 구해진다.

$$k_i = \frac{Q_m}{i_{vr}} \quad (17)$$

$$k_p = \frac{|Q_l^*|}{2p_s} \quad (18)$$

일 예로서, 동작점을 $i_v^* = i_{vr}$, $Q_l^* = Q_m$, $p_l^* = 0$ 인 점으로 하고, 비선형 유량 방정식 (9) 및 선형 유량 방정식 (16)을 사용하여 계산한 $p_l \sim Q_l$ 사이의 관계를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서, 선형화 유량 방정식 (16)으로부터 얻어진 $p_l \sim Q_l$ 선도는 동일한 기울기를 갖는 직선들로 표시되고, i_v 의 절대치가 같은 직선끼리는 좌표 원점에 대하여 대칭으로 됨을 알 수 있다. 따라서, 식 (16)을 사용한 유량 계산치는 동작점 주위 및 동작점의 좌표 원점에 대한 대칭점 주위에서 가장 오차가 작으며, 중방향 좌표축 상에서는 동작점에서 벗어난 위치라 하더라도 계산 오차가 작음을 알 수 있다. 중방향 좌표축을 벗어남에 따른 유량 계산 오차는 Fig. 3에서 정량적으로 파악할 수 있다. 예를 들어, $p_l = 0.25 p_s$ 에서의 오차를 $e = \{(Q_{n1} - Q_{l1})/Q_{n1}\} \times 100[\%]$ (Q_{n1} : 비선형 유량 방정식(9)를 사용하여 구한 부하 유량,

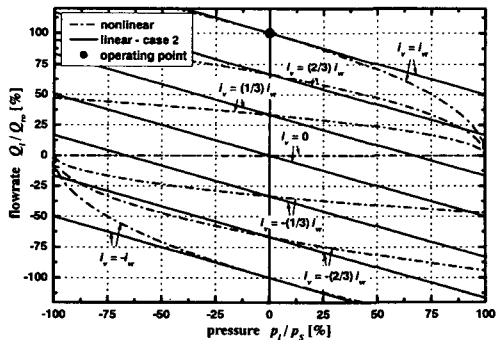


Fig. 3 Comparison of $p_l \sim Q_l$ diagrams computed by the nonlinear equation (9) and the linearized equation (16)

Q_{l2} : 선형화 유량 방정식(16)을 사용하여 계산한 부하 유량)라 정의하면, $i_v = i_{vr}$ 에서 $e = -1.03[\%]$, $i_v = 2/3 i_{vr}$ 에서 $e = 6.18[\%]$, $i_v = 1/3 i_{vr}$ 에서 $e = 27.83[\%]$ 로 계산되며, i_v 값이 작은 영역에서 오차는 증가한다. 따라서, 비교적 큰 계산 오차가 발생하는 영역은 $|p_l|$ 이 크고 $|Q_l|$ 이 0 부근인 영역임을 확인할 수 있다.

경우 3) $p_l^* \neq 0$, i_v^* 및 $Q_l^* =$ 임의의 값

서보밸브의 $p_l \sim Q_l$ 선도 상에서 중좌표축 상의 점이 아닌 공간 상의 임의의 점을 동작점으로 선정하는 경우이다. 이 때, 식 (10)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_l = Q_l^* + k_i(i_v - i_v^*) - k_p(p_l - p_l^*) \quad (19)$$

$$= k_i i_v - k_p p_l$$

식 (19)에 포함된 k_i 및 k_p 는 식 (11) 및 식 (12)에 동작점에서의 물리 수치들을 대입하여 구할 수 있다. 식 (19)에는 사실상 $k_p p_l^*$ 라는 상수항이 포함되어 있으므로, 제어계 해석 및 설계의 관점에서 식 (13) 및 식 (16)에 비하여 편리한 형태가 아님을 알 수 있다.

일 예로서, 서보밸브의 동작점을 $i_v^* = i_{vr}$,

$Q_l^* = 0.65 Q_m$, $p_l^* = 0.57 p_s$ 인 점으로 하고, 비선형 유량 방정식(9) 및 선형 유량 방정식(19)를 사용하여 구한 $p_l \sim Q_l$ 사이의 관계를 Fig. 4

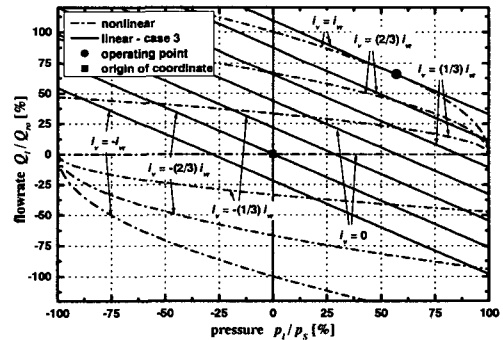


Fig. 4 Comparison of $p_l \sim Q_l$ diagrams computed by the nonlinear equation (9) and the linearized equation (19)

에 나타내었다. 그림에서, 선형화 유량 방정식(19)로부터 얻어지는 $p_1 \sim Q_1$ 선도들이 동일한 기울기를 갖는 직선들로 표시되는 것은 앞의 경우 2에서와 마찬가지로이다. 그러나 이 경우에는, i_v 의 절대치가 같은 직선끼리도 좌표 원점에 대하여 대칭을 이루지 않으며, 그 이유는 식 (19)로 표시된 직선의 방정식에 상수항이 포함되어 있기 때문이다. 그 결과, 식 (19)로부터 계산되는 Q_1 값은 $i_v = 0, p_1 = 0$ 에서도 0으로 되지 않으며, 선정된 동작점에서 멀어질 수록 매우 큰 계산 오차가 유발됨을 알 수 있다.

이상에서는, 선형화 유량 방정식 (10)을 유압 제어계 해석에 적용함에 있어서 $p_1 \sim Q_1$ 선도 상에 동작점이 위치하는 영역을 3가지 경우로 구분하고, 그 각각의 경우에서 선형화 유량 방정식 적용의 편의성, 계산 결과의 정밀성을 검토하였다. 3가지 경우 가운데서, 어떤 종류의 유압 제어계에도 적용이 가능한 가장 일반적인 것은 경우 3)이다. 그러나 경우 3)에서, 동작점 위치가 종방향 좌표축으로부터 멀리 떨어진 곳에 위치할 때는 유량 계산 결과에 큰 오차가 발생함을 알았다.

한편, 경우 3)에서 동작점의 위치가 종좌표축에 가까운 영역(p_1 이 0에 가까운 영역)에 있을 때는 유량 계산 결과의 정밀도가 경우 1) 또는 경우 2)와 유사한 결과가 얻어지겠지만 식 (13) 및 식 (16)에 비하여 취급하기가 불편한 형태인 선형화 유량 방정식 (19)를 사용해야 하는 부담이 있다.

3. 수치 시뮬레이션 및 결과 고찰

3.1 유압 제어 시스템의 기초 방정식

앞의 제2장에서 제안한 서보밸브 선형화 유량 방정식들을 유압 서보 시스템의 거동 해석에 실제 적용했을 때의 계산의 정밀도를 정량적으로 조사할 목적으로, Fig. 5에 나타낸 유압 실린더 구동 유압 서보 시스템을 대상으로 하여 수치 시뮬레이션을 수행하고자 한다.

실린더 양쪽 챔버(chamber)에 연속 방정식을 적용하고, 피스톤이 실린더 중앙 위치 부근에 머무르고 있다는 가정 하에서 다음 식이 얻어진다.

$$Q_1 = A_p \dot{x}_p + C_{ip} p_1 + \frac{V_1}{4\beta_e} \dot{p}_1 \quad (20)$$

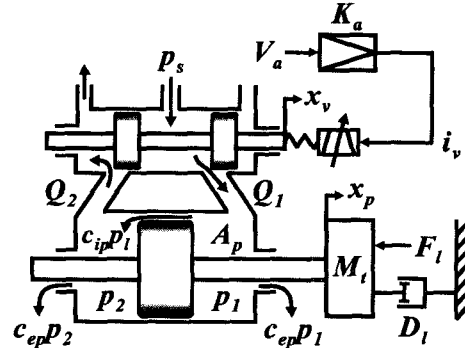


Fig. 5 Schematic diagram of the object system for simulation

여기서, A_p 는 피스톤의 단면적, x_p 는 피스톤의 변위, $C_{ip}(= C_{ip} + C_{ep}/2)$ 는 실린더의 전체 누설 계수, C_{ip} 및 C_{ep} 는 실린더의 내부 및 외부 누설 계수, β_e 는 실린더내 작동유의 유효 체적 탄성 계수, V_1 는 양쪽 챔버 체적의 합이다.

부하와 피스톤 결합체의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$A_p p_1 = M_t \ddot{x}_p + D_t \dot{x}_p + F_l \quad (21)$$

여기서, M_t 는 부하와 피스톤 결합체의 질량, D_t 는 피스톤 및 부하계의 점성 마찰 계수, F_l 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

서보밸브의 동적 응답성은 라플라스(Laplace) 영역에서 다음과 같은 2차계 형태로 표시할 수 있다.

$$G_m(s) = \frac{x_v(s)}{i_v(s)} = \frac{k_v \omega_v^2}{s^2 + 2\zeta_v \omega_v s + \omega_v^2} \quad (22)$$

여기서, k_v 는 서보밸브의 변위-전류 계수, ζ_v 는 서보밸브의 감쇠 계수, ω_v 는 서보밸브의 고유진동수, s 는 라플라스 연산자이다.

앞의 제2장에서 식 (10)으로 표시한 선형화 유량 방정식은 밸브의 스톱 변위 x_v 가 전류 i_v 에 비례하여 변한다는 가정 아래에서 구한 식이며, 이 식은 정상 상태에서는 그대로 유효하다. 식 (10)이 과도 상태에서도 유효한 식이 되려면 식 (22)로 표시되는 밸브 스톱의 동특성을 고려하여 아래와 같이 수정할 필요가 있다.

$$\Delta Q_1(s) = K_a G_m(s) k_x \Delta V_a(s) - k_p \Delta p_1(s) \quad (23)$$

$$= k_i \frac{G_m(s)}{k_v} \Delta i_v(s) - k_p \Delta p_1(s)$$

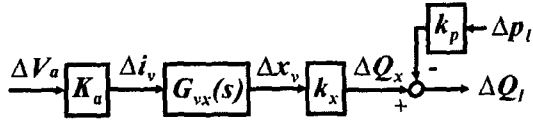


Fig. 6 Block diagram of a servo amplifier and an electro-hydraulic servovalve

여기서, V_a 는 서보 증폭기의 입력 전압, K_a 는 서보 증폭기의 이득, k_x 는 서보밸브의 유량-변위 계수, $k_i = k_v k_x$ 이다. 식 (23)을 블록 선도로 표시하면 Fig. 6과 같다. 여기서 서보 증폭기는 선형 요소로 취급하였으며, ΔQ_x 는 $\Delta p_l = 0$ 일 때의 유량을 의미한다.

3.2 시뮬레이션 대상 시스템

Fig. 5에 나타낸 시뮬레이션 대상 유압 제어 시스템은 서보밸브, 서보 실린더, 관성 부하, 점성 마찰 부하 및 부하 외력 등으로 구성된다.

여기서는, 부하 구동시에 다양한 $p_l \sim Q_l$ 궤적을 얻을 목적으로 유압 서보 시스템의 부하계, 물리 수치들 및 시스템에 가해지는 제어 목표 신호들이 부분적으로 상이한 4 종류의 시스템을 시뮬레이션 대상으로 하며, 각각을 시스템 I, 시스템 II, 시스템 III 및 시스템 IV라 칭한다. 각 시스템의 물리 인자들의 물성치 및 각 시스템에 가해지는 제어 목표 신호들을 Table 1에 나타내었다. Table 1에서 K_{LT} 는 실린더 변위 센서의 게인을 나타낸다. 제어 목표 신호들은 모두 정현파 전압 신호이다. 따라서 대상 제어계는 위치 궤적 추종 제어계이다. 그리고, 제어 목표 신호로서의 1V는 0.1m의 위치 신호에 상당한다. 시스템 I~IV에서 사용한 서보밸브는 정격 입력 전류 $i_{vr} = 15$ mA인 동일한 밸브이다.

3.3 시뮬레이션 결과 및 고찰

시스템 I, II, III 및 IV에 특정의 정현파 신호들(Table 1 참조)을 개루프(open-loop) 상태로 가할 때의 수치 시뮬레이션에서 얻어진 $p_l \sim Q_l$ 선도들을 Fig. 7, 8, 9, 10의 (a)에, 피스톤 변위 신호의 시간 응답 곡선을 Fig. 7, 8, 9, 10의 (b)에 각각 나타내었다. 또한 Fig. 7, 8, 9, 10의 (a)에는 서보밸브에 정격 전류가 가해졌을 때의 $p_l \sim$

Table 1 Physical values and reference signals in the object systems for simulation

parameters	system I	system II	system III	system IV
A_p [m ²]	0.008	←	←	←
C_b [$\frac{m^3/s}{N/m^2}$]	0	←	←	←
D_l [$\frac{N}{m/s}$]	2.5×10^4	0	2.5×10^4	1.0×10^4
F_l [N]	0	←	←	4.9×10^3
K_a [$\frac{mA}{V}$]	3.0	←	←	←
K_{LT} [$\frac{V}{m}$]	10.0	←	←	←
K_{sv} [$\frac{m^3/s}{mA \cdot V \cdot N/m^2}$]	7.6×10^{-9}	←	←	←
M_l [kg]	500	←	←	←
V_l [m ³]	8.8×10^{-4}	←	←	←
β_e [$\frac{N}{m^2}$]	1.4×10^8	←	←	←
ζ_v	0.84	←	←	←
ω_v [rad/s]	760	←	←	←
p_s [MPa]	7.0	←	←	14.0
Q_m [l/min]	18	←	←	25.6
reference signals [V]	$a \sin(2\pi ft + b) + c, f = 0.3$ system I: $a = 4.5, b = 0, c = 0$ system II: $a = 4.0, b = 0, c = 0$ system III: $a = 1.5, b = 1.5\pi, c = 1.5$ system IV: $a = 4.5, b = 0, c = 0$			

Q_l 선도('valve - characteristics'로 표시)도 함께 나타내었다.

수치 시뮬레이션에는 서보밸브의 유량 방정식과 식 (20), 식 (21)이 사용되었다. 시뮬레이션에 사용된 서보밸브의 유량 방정식으로는, 비선형 유량 방정식을 사용할 때는 식 (8)과 식 (22)를 사용하였다. 선형화 유량 방정식을 사용할 때는 'linear - case 1'은 식 (13), 'linear - case 2'는 식 (16), 'linear - case 3'는 식 (19)를 사용하되, 이들 식에 포함된 k_i 를 $k_i \frac{G_{vx}(s)}{k_v}$ [식 (23) 참조]로 대체한 시간 영역의 식을 구하여 사용하였다. 수치 시뮬레이션 기법으로는 4차 Runge-Kutta 법을 사용하였다. Fig. 7~10의 수치 시뮬레이션은 시스템 I~IV를 모두 개루프 제어계로 두고 입력

신호를 가한 경우들이며, 이와 같이 개루프 제어 계를 대상으로 한 이유는 시간 응답 곡선들 사이의 상대적 계산 오차를 더욱 명확하게 나타내기 위해서이다.

Fig. 7은 시스템 I에 개루프 제어 신호로서 주파수 0.3 Hz, 진폭 4.5 V인 정현파 신호를 가했을 때의 $p_l \sim Q_l$ 선도와 피스톤 변위의 시간 응답 선도를 나타낸 것이다. 이 경우의 $p_l \sim Q_l$ 선도는 좌표 평면의 제 1사분면과 제 3사분면에 걸쳐 있으며, 좌표 원점에 대하여 대칭인 것이 특징이다. Fig. 7(a)에서 일점 쇄선은 전류 $i_v = \pm i_{vr}$ 일 때의 밸브의 정상 상태 특성 선도이며, 실선은 시스템이 Fig. 7(b)의 'nonlinear' 응답에서의 $p_l \sim Q_l$ 선도이다. Fig. 7(a)에서 a, b, ..., b', a' 점들

및 1, 2, ..., 2', 1' 점들은 각각 선형화 유량 방정식 경우 2)의 식 (16) 및 경우 3)의 식 (19)를 사용한 수치 계산시에 취하는 밸브 동작점들이다.

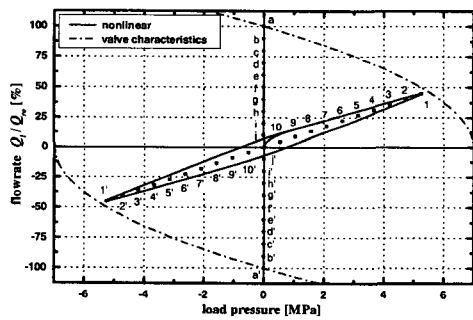
Fig. 7(b)에 나타난 'linear - case 2'와 'linear - case 3'의 수치 시뮬레이션 수행을 위해서는 식 (16) 및 (19)에 포함되어 있는 계수 k_x 및 k_p 의 결정을 위하여 먼저 밸브의 동작점을 결정해야 한다. 그러나, 유량 계산의 오차를 최소화할 수 있는 합리적인 밸브 동작점 결정 기법이 아직 알려지지 않았기 때문에, 여기서는 우선 'linear - case 2'에서는 a, b, ..., b', a'의 모든 점들을 차례로 동작점으로 취하여 시뮬레이션을 수행하고, 'linear - case 3'에서는 1, 2, ..., 2', 1'의 모든 점들을 동작점으로 하여 각각 시뮬레이션을 수행하였으며, 여기서 얻어진 시간 응답들 가운데서 가장 'nonlinear' 응답에 근접하는 응답을 선택하여 Fig. 7(b)에 나타내었다. 이 과정은 뒤에 나오게 될 나머지 3개의 시스템에 대한 시간 응답 선도를 구할 때에도 동일하게 적용되었다.

Fig. 7(b)에 나타난 'linear - case 2'의 경우는 점 b, 'linear - case 3'의 경우는 점 8을 동작점으로 선택하였다. Fig. 7(b)의 'linear - case 3'의 계산에 사용할 최적의 동작점은, 원칙적으로는 'linear - case 3'의 시간 응답과 그에 대응하는 $p_l \sim Q_l$ 선도를 반복적으로 그리면서 시행 착오적으로 찾아가야 하겠으나 계산 수행의 편의를 고려하여 Fig. 7(a)에 표시한 1, 2, ..., 2', 1' 가운데서 선택하였다.

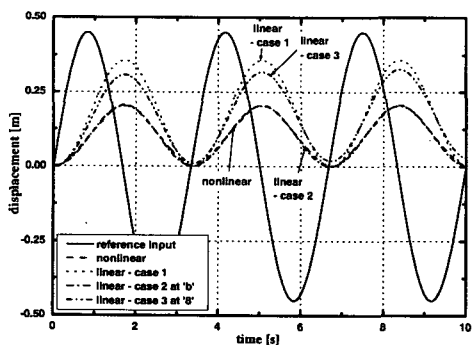
Fig. 7(b)의 시간 응답 계산 결과들은 모두 입력 신호에 대한 추종성이 좋지 않으며, 그 이유는 시뮬레이션 대상 시스템이 개루프 제어 시스템이기 때문이다.

Fig. 7(b)에서, 시간 응답 'linear - case 1', 'linear - case 3'과 'nonlinear' 사이에는 큰 계산 오차가 발생함을 알 수 있다. 이와 같은 큰 계산 오차가 발생하는 이유는, 제2.3절의 Fig. 2 및 Fig. 4의 고찰에서 설명한 바와 같다. 한편, 시간 응답 'linear - case 2'와 'nonlinear'는 매우 잘 일치하고 있으며, 이 결과로부터 식 (16)을 사용하면서 밸브의 동작점을 최적의 값으로 선정한다면 선형화 유량 방정식의 계산 정밀도가 매우 향상될 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 시스템 II에 개루프 제어 신호로서 주파수 0.3 Hz, 진폭 4 V인 정현파 신호를 가했

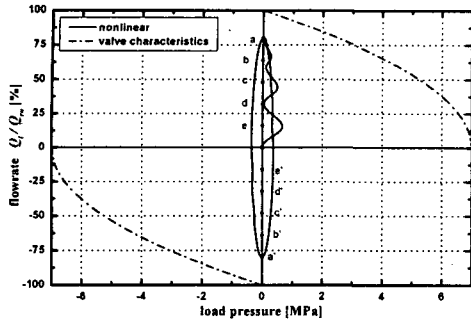


(a) $p_l \sim Q_l$ diagram

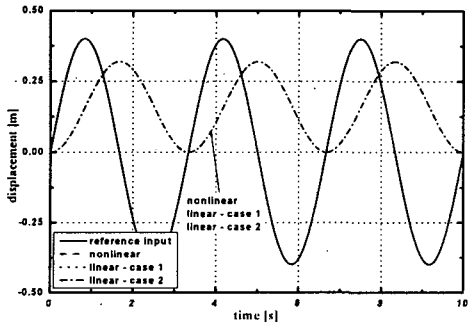


(b) time responses

Fig. 7 $p_l \sim Q_l$ diagram and time responses of system I, actuated by sinusoidal input with frequency 0.3 Hz and amplitude 4.5 V under open loop control



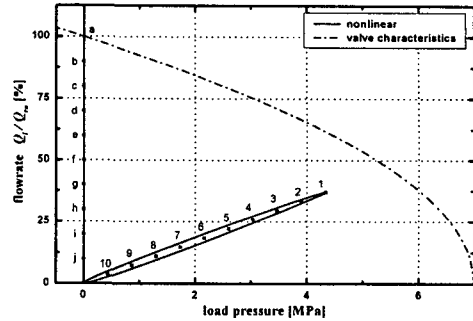
(a) $p_1 \sim Q_i$ diagram



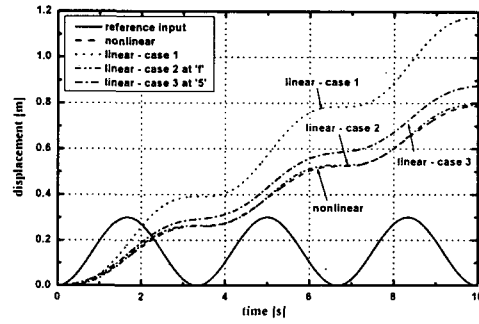
(b) Time responses

Fig. 8 $p_1 \sim Q_i$ diagram and time responses of system II, actuated by sinusoidal input with frequency 0.3 Hz and amplitude 4 V under open loop control

을 때의 $p_1 \sim Q_i$ 선도과 피스톤 변위의 시간 응답 선도를 나타낸 것이다. Fig. 8(a)에서 실선은 Fig. 8(b)의 'nonlinear' 응답과 같이 구동될 때의 $p_1 \sim Q_i$ 궤적이다. 이 때의 $p_1 \sim Q_i$ 선도가 종좌표축 부근에 머무르고 있는 것은 시스템 II의 부하계가 관성 부하만으로 되어 있고 구동 속도가 비교적 저속이기 때문이다. 피스톤 변위의 시간 응답 곡선들은 Fig. 8(b)에서 보는 것처럼 'nonlinear', 'linear - case 1', 그리고 'linear - case 2'의 모든 동작점(a, b, ..., b', a')에서의 계산 결과가 거의 동일하게 됨이 확인되었다. 그 이유는, Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 식 (16)에 포함된 k_i 값이 $p_1 \sim Q_i$ 선도의 종좌표축 상에서는 거의 일정하며, $p_1 = 0$ 이므로 식 (16)에서 $k_i i_v \gg k_p p_1$ 이 되어 동작점 변화가 유량 계산치에 미치는 영향이 그다지 크지 않기 때문이다. 한



(a) $p_1 \sim Q_i$ diagram



(b) Time responses

Fig. 9 $p_1 \sim Q_i$ diagram and time responses of system III, actuated by input signal with $a \sin(2\pi ft + 1.5\pi) + a$ ($f : 0.3$ Hz, $a : 1.5$ V) under open loop control

편, 식 (19)를 사용한 계산은 여기서는 생략하였으며, 그 이유는 동작점에서의 압력 $p_1^* = 0$ 인 경우에 식 (19)는 식 (16)과 같아지기 때문이다.

Fig. 9는 시스템 III에 개루프 제어 신호로서 $a \sin(2\pi ft + 1.5\pi) + a$ ($f = 0.3$ Hz, $a = 1.5$ V)인 신호를 입력했을 때의 $p_1 \sim Q_i$ 선도과 피스톤 변위의 시간 응답 선도를 나타낸 것이다. 이 경우는 서보밸브에 가해지는 신호가 양의 값만을 가지기 때문에 피스톤의 변위는 양의 방향으로 지속적으로 증가하게 된다. 이 때의 $p_1 \sim Q_i$ 선도는 좌표 평면의 제 1사분면에 한정되어 나타나는 것이 특징이다. Fig. 9(b)의 시간 응답 가운데서 'linear - case 2'는 동작점 f, 'linear - case 3'는 동작점 5를 취했을 때의 시뮬레이션 결과이다.

Fig. 9(b)에서 시간 응답 'linear - case 1', 'linear - case 2' 및 'linear - case 3'를 'nonlinear'와 비교하면, 이 때에도 'linear - case 2'의 응답이 'nonlinear'

응답에 가장 근접함을 알 수 있다.

Fig. 10은 시스템 IV에 개루프 제어 신호로서 주파수 0.3 Hz, 진폭 4.5 V인 정현파 신호를 가했을 때의 $p_1 \sim Q_1$ 선도와 피스톤 변위의 시간 응답 선도를 나타낸 것이다. 시스템 IV는 부하계에 외력 F_L 이 존재하는 경우이며, 부하 외력의 영향으로 $p_1 \sim Q_1$ 선도가 좌표 평면의 제 1사분면과 제 4사분면에 걸쳐서 나타나게 되었다. Fig. 10(b)의 시간 응답 가운데서, 'linear - case 2'는 동작점 a, 'linear - case 3'에서는 동작점 9를 취했을 때의 시뮬레이션 결과이다. 이 경우에도 'linear - case 1'과 'nonlinear'의 시뮬레이션 결과 사이에는 큰 오차가 발생하였다. 한편 'linear - case 2' 및 'linear - case 3'의 응답과 'nonlinear' 응답 사이의 오차는 비교적 적게 나타났으며, 따라서 이 경우에도 동작점만 적절하게 선정한다면 비교적 정밀한 수치 시뮬레이션이 가능함을 알

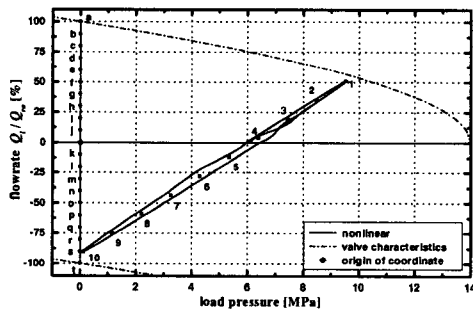
수 있다.

3.4 선형화 유량 방정식의 동작점 선정법에 관한 고찰

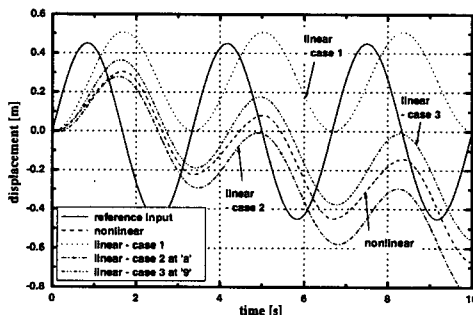
앞의 3.3절에서 수치 시뮬레이션 대상으로 선택한 시스템 I ~ IV는 Fig. 7, 8, 9, 10의 (a)에서 보는 바와 같이 부하의 궤적을 추적 제어하는 유압 제어 시스템의 전형적인 $p_1 \sim Q_1$ 선도들이다. 이와 같은 전형적인 4가지 유압 제어 시스템에 2.3절에서 설명한 3가지 선형화 유량 방정식들을 적용했을 때의 시간 응답과 원래의 비선형 유량 방정식 적용시의 시간 응답을 비교했을 때의 결과를 요약하면 아래와 같다.

먼저, 유압 서보 시스템의 $p_1 \sim Q_1$ 궤적이 좌표의 원점 부근에 머무를 때는 경우 1)의 선형화 방정식 (13)을 사용하면 되며, 재론의 여지가 없는 경우이다. 다음으로, $p_1 \sim Q_1$ 궤적이 Fig. 8(a)와 같이 종좌표축 부근에 머무를 때는 경우 2)의 선형화 방정식 (16)을 사용해야 하며, 이 때는 동작점 위치를 종좌표 위, $p_1 \sim Q_1$ 궤적 내부의 점으로 선정하기만 하면 비교적 정확한 유량 계산이 가능함을 알았다. 마지막으로, $p_1 \sim Q_1$ 궤적이 위에서 언급한 두가지 부류에 속하지 않는 경우, 예를 들어 앞에서 취급한 시스템 I, III, IV(Fig. 7, 9, 10의 (a))와 같은 경우에 적용이 가능한 선형화 방정식은 경우 3)의 식 (19) 뿐이다. 그런데, 식 (19)를 사용한 계산 결과를 Fig. 7, 9, 10의 (b)들에서 살펴보면 어느 경우에서나 비교적 큰 오차가 발생하였다. 따라서 선형화 방정식 경우 3)은 p_1 및 Q_1 의 변화 폭이 큰 유압 시스템에 대해서는 신뢰성이 높은 선형화 유량 방정식이 될 수 없다는 결론이 얻어졌다.

한편, 식 (16)을 사용한 계산 결과를 나타낸 Fig. 7, 8, 9들을 관찰할 때, 유압 시스템 거동 해석에서 얻어진 $p_1 \sim Q_1$ 선도가 Fig. 7, 8 9(a)들과 같은 형태, 즉 p_1, Q_1 궤적이 폐곡선을 그리면서 $p_1 \sim Q_1$ 선도의 좌표 원점을 내포하는 형태일 때는, 각각의 시스템에서 최적의 동작점을 선정한다면 선형화 유량 방정식 (16)으로도 비선형 유량 방정식에서와 매우 유사한 유량 계산 결과가 얻어짐을 알 수 있었다. 그러나, 현재까지는 최적의 동작점을 선정하는 방법이 확립되어 있지 않은 것이 문제이며, 이점은 향후의 연구 과제라고



(a) $p_1 \sim Q_1$ diagram



(b) Time responses

Fig. 10 $p_1 \sim Q_1$ diagram and time responses of system IV, actuated by sinusoidal input with frequency 0.3 Hz and amplitude 4.5 V under open loop control

생각한다.

4. 결 론

본 연구에서는 먼저, 서보밸브 선형화 유량 방정식의 유량 계산 오차를 체계적으로 평가할 목적으로 3가지 형태의 선형화 유량 방정식을 제시하고, 각 선형화 방정식의 유량 계산 오차를 평가하였다. 이러한 오차 평가를 통하여, 유압 시스템 부하 압력(p_l) 및 부하 유량(Q_l) 변화를 나타낸 선도에서 밸브 동작점의 위치 변화에 따른 유량 계산 오차 발생의 경향을 총괄적으로 분석하였다.

다음으로, 유압 액추에이터로서 대칭형 유압 실린더를 사용하는 유압 제어 시스템의 거동 해석에 선형화 유량 방정식을 적용하였을 때 발생하는 계산 오차를 수치 시뮬레이션을 통하여 조사하였다.

본 연구에서 얻어진 주요 결과를 기술하면 다음과 같다.

(1) 유압 제어 시스템의 p_l 및 Q_l 의 변화를 표시한 궤적이 $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 종좌표 주위에 머무를 때는 선형화 유량 방정식을 사용하여도 비선형 유량 방정식과의 계산 결과와 매우 잘 일치한다.

(2) 유압 시스템의 p_l , Q_l 궤적이 $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 종좌표 주위를 벗어난 위치에 존재하면서, p_l , Q_l 의 변화 폭이 비교적 큰 경우에는 선형화 유량 방정식을 사용한 계산에서 비교적 큰 오차가 발생한다.

(3) 밸브의 동작점이 $p_l \sim Q_l$ 선도 상의 종좌표 위에 존재한다는 가정 하에서 구해진 선형화 유량 방정식[식 (16)]을 p_l , Q_l 궤적이 Fig. 7, 8, 9의 (a)들과 같은 형태로 표시되는 유압 서보 시스템에 적용할 때, 그 시스템에서의 최적의 동작

점이 선정된다면 비교적 정확한 유량 계산이 가능하다. 단, 현재까지는 최적의 동작점을 선정하는 방법이 확립되어 있지 않으며, 이 점은 향후의 연구 과제이다.

이상의 연구 결과는 유압 제어 시스템 설계자들을 위한 기초 자료 및 향후 관련 연구의 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대한다.

참고 문헌

- (1) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 76~131.
- (2) Wattom, J., 1989, *Fluid Power Systems*, Prentice Hall International (UK) Ltd., pp. 43~45.
- (3) Walters, R. B., 1991, *Hydraulic And Electro-Hydraulic Control Systems*, Elsevier Applied Science, pp. 55~65.
- (4) Yang, K. U., Oh, I. H. and Lee, I. Y., 1997, "Pressure Control of Hydraulic Servo System Using Proportional Control Valve," *KSME International Journal*, Vol. 13, No. 3, pp. 229~239.
- (5) Japanese Fluid Power Society, 1989, *Fluid Power Handbook*, Ohm Co., pp. 416~420.
- (6) Lee, S. R. and Srinivasan, K., 1990, "Self-Tuning Control Application to Closed-Loop Servohydraulic Material Testing," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 112, pp. 680~689.
- (7) Yun, J. S. and Cho, H. S., 1991, "Application of an Adaptive Model Following Control Technique to a Hydraulic Servo System Subjected to Unknown Disturbances," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 113, pp. 479~486.