

서보밸브를 이용한 편로드 유압 실린더의 위치 추종 제어 시스템 설계의 실시간 제어 시뮬레이션

이 교 일, 심 영 보, 박 정 렬, 김 덕 호, 김 창 세, 허 용 구

서울대학교 기계설계학과

1. 서론

편로드 유압실린더는 단위길이 대 행정비가 양로드 실린더보다 우수하기 때문에 제한된 공간에서 고출력을 요구하는 구동부로서 널리 사용되고 있다. 그러나, 피스톤 양단의 단면적 차이로 인한 동특성의 비선형성, 압력의 점프현상과 같은 문제점을 가진다. 이와 같은 문제점을 갖고있는 편로드 유압실린더를 서보 액추에이터로 사용하기 위하여, 피스톤의 단면적과 동일한 유로면적을 형성해 주는 스폴을 장치한 서보 밸브를 사용하고 있다[2][5].

본 연구에서는 기준입력을 알고있는 편로드 유압실린더의 추종제어를 위하여 두 대의 PC를 각각 구동부(actuator) 동역학에 대한 플랜트와 플랜트의 변위를 조절하는 입력신호인 서보 밸브의 입력전류를 발생시키는 제어기로 구성하였다.

플랜트에서 구동부에 의한 실린더 발생변위를 출력신호로 네트워크(network)를 통해 또 다른 PC인 제어기에 피드백하여 제어입력을 생성하고, 이를 플랜트를 포함하고 있는 PC에 전달해 제어되게 된다.

따라서 두 PC간의 실시간 통신을 제공하고, GUI 환경이 뛰어난 CemTool/SimTool 상에서 플랜트와 제어기를 설계하였다.

구현된 제어기 설계에는 가변구조제어이론(Variable Structure Control Theory; VSC)을 도입하였다. 가변구조제어기는 전실성이 매우 크기 때문에 편로드 유압실린더와 같이 동특성의 비선형성에 의한 시스템의 파라미터 변동, 피스톤 양단의 단면적 차이로 발생하는 압력점프 현상에 의한 영향에 대해 비교적 둔감한 특성을 나타낸다[6].

편로드 유압실린더를 구동부로 하는 유압플랜트를 2차 선형모델링 한 후 이 시스템을 기초로 하여 가변구조제어기를 구성하였다.

비선형적 동특성을 가진 편로드 유압실린더에 대한 추종제어에 있어서 선형모델을 기반으로 한 가변구조제어기의 추종성능이 모델을 기반으로 한 지 않은 비례제어기에 비해 더 우월하진 않으나, 채터링(chattering)현상이 현저히 줄어들었기 때문에 유

압 실린더 모델 파라미터의 변경시에도 견실한 제어가 가능함을 확인하였다.

2. 모델 설명

추종제어에 사용되는 유압서보 시스템은 일반적으로 서보밸브, 유압실린더, 질량부하로 구성되며, 시스템의 유압회로는 그림 1과 같다.

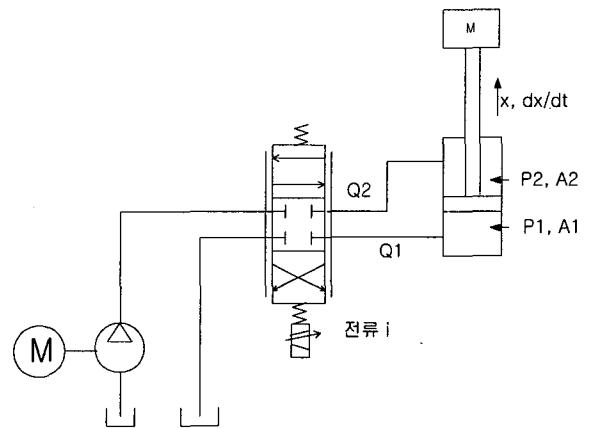


그림 1. 편로드 유압시스템의 유압회로.

피스톤 변위 $x_p(t)$ 가 목표값 $r(t)$ 를 추종하도록 제어기가 구성되어 있다. 이때 피스톤 변위는 변위 변환기에 의하여 전기적으로 측정되며, 피스톤 속 $v_p(t)$ 는 속도변환기에서 발생하는 전압으로 측정된다. 피스톤 변위 $x_p(t)$ 와 목표값 $r(t)$ 사이에 비교된 오차 $e(t)$, 피스톤속도 $v_p(t)$ 는 제어기를 통과하여, 서보증폭기에서 전류로 변환, 증폭되어 서보밸브를 구동시킨다. 서보밸브는 입력전류 i 의 크기에 따라 스폴을 변위시킴으로써 실린더로 공급되는 작동유의 유량과 방향을 제어한다.

일반적으로 유압시스템의 해석을 위하여 다음과 같은 조건을 가정하게 된다.

- ▣ 유압펌프의 공급압력 P_s 는 일정하고, 배출압력 P_r 은 대기압이다.
- ▣ 서보밸브의 오리피스 유량통과면적은 밸브스플 변위에 비례한다.

■ 각 실린더 챔버(chamber)내의 압력분포는 균일하다.

■ 공동현상(cavitation)은 발생하지 않는다.

2.1 서보밸브의 모델링

전기유압식 서어보밸브에서 입력전류 i 와 밸브 스톱변위 x_v 의 관계는 식 (1)과 같이 모델링할 수 있다.

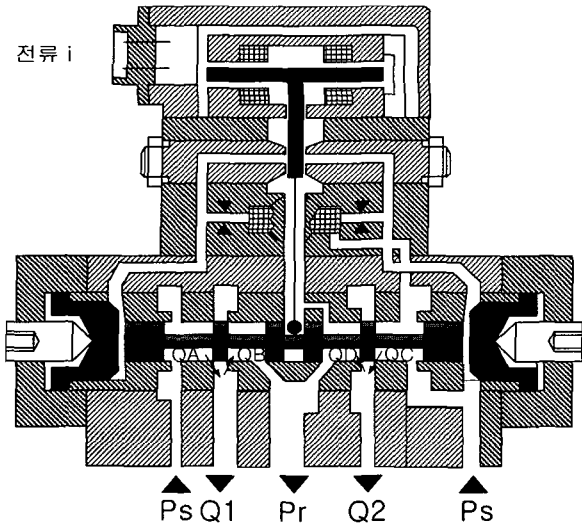


그림 2. 서보 밸브.

$$x_v = k_{sv} i \quad (1)$$

서보밸브의 각 포트에서 실린더로 유입되는 유량 Q_A , Q_C 및 실린더에서 서보밸브를 통해 유출되는 유량 Q_B , Q_D 는 다음의 유량 방정식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} Q_A &= \frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 + \text{sign}(x_v)] x_v \text{sign}(p_s - p_1) \sqrt{|p_s - p_1|} \\ Q_B &= -\frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 - \text{sign}(x_v)] x_v \sqrt{p_1} \\ Q_C &= -\frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 - \text{sign}(x_v)] x_v \text{sign}(p_s - p_2) \sqrt{|p_s - p_2|} \\ Q_D &= \frac{1}{2} C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} [1 + \text{sign}(x_v)] x_v \sqrt{p_2} \end{aligned} \quad (2)$$

2.2 실린더의 모델링

유체의 압축성과 누설을 고려하여 실린더의 각 챔버(chamber)에서의 연속방정식을 구하면 다음과 같다.

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (3)$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (4)$$

여기서, $Q_1 = Q_A - Q_B$ 이고 $Q_2 = Q_D - Q_C$ 이며, Q_A , Q_B , Q_C , Q_D 는 서보밸브로부터 얻어지는 유량이다.

자중과 마찰을 고려한 관성부하계의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M \frac{d^2 x_p}{dt^2} = A_1 P_1 - A_2 P_2 - Mg - F_f \quad (5)$$

여기서, F_f 는 건마찰(coulomb friction)과 고착마찰(stiction)의 합을 표시한다.

2.3 선형화

유량방정식을 서보밸브의 스톱변위와 각 실린더 내의 압력으로 선형화 한다. 이때 편로드 실린더는 피스톤 단면적 차이로 인한 동특성의 비선형성에 의하여 유량이득(flow gain), K_q 와 유량-압력계수(flow-pressure coefficient), K_c 가 서보밸브 스톱변위의 방향에 따라 다르게 선정되어야 한다. 식 (3), (4)를 선형화 하면 다음과 같다.

$$Q_1 = K_{q1} x_v + K_{c1} P_1 \quad (6)$$

$$Q_2 = K_{q2} x_v + K_{c2} P_2$$

여기서, $K_{qi} = \frac{\partial Q_i}{\partial x_v}$, $K_{ci} = \frac{\partial Q_i}{\partial P_i}$ 이고, $i = 1, 2$ 다.

서보밸브의 입력전류 i 는 입력전압 u 에 비례하며, 아래와 같다.

$$i = K_a u \quad (7)$$

위의 식들을 관성부하계의 운동방정식에 대입하면, (8)과 같이 2차로 선형화된 모델을 얻는다.

$$\ddot{x}_p = -a \dot{x}_p + bu + (g + \frac{F_f}{M}) \quad (8)$$

여기서, $a = \frac{1}{M} [\frac{A_2^2}{K_{c2}} - \frac{A_1^2}{K_{c1}}]$ 이고, $b = KK_a \frac{K_{sw}}{M} [\frac{A_2 K_{q2}}{K_{c2}} - \frac{A_1 K_{q1}}{K_{c1}}]$ 이다.

3. 모델 윈도우

유압 시스템 윈도우는, 서보밸브와 실린더로 구성된 대상 유압시스템의 시뮬레이션에 필요한 연속방정식과 유량방정식의 계산 및 유압부품의 각종 파라미터들을 설정할 수 있다. 시스템 윈도우는 그림 3과 같다. 유압시스템에서 출력되는 압력이나 실린더의 변위, 시간 등을 실험 도중 확인할 수 있으며, 실린더의 변위는 애니메이션으로 보여진다.

이 동영상 윈도우는 다음과 같이 사용된다.

■ 윈도우 안에서 변수 수정이 필요한 부품을 클릭하면 그림 4, 그림 5, 그림 6과 같은 대화 상자가 나타나는데, 여기에 부품에 대한 변수를 지정한다.

■ 시뮬레이션 시간과 샘플링 시간, 통신을 위한 변수를 지정한다.

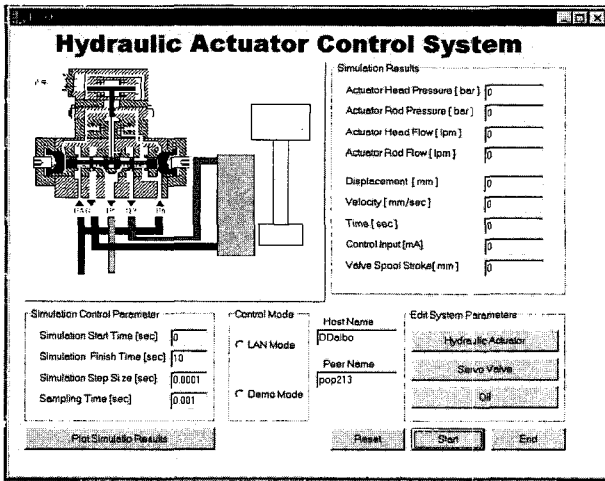


그림 3. 유압 시스템의 동영상 윈도우.

- 시작 버튼을 누르면 지정된 시간동안 시물레이션한다.
- 제어 대상이 피스톤의 위치이므로, 시물레이션하는동안 계속해서 실린더의 위치가 변하는 모습이 애니메이션으로 보여진다.
- 모델 윈도우의 오른쪽 상단에는 시물레이션 중에 변하는 각종 출력값들이 수치적으로 나타난다.

3.1 실린더의 사양 지정

유압작동기(hydraulic actuator)에서 시물레이션에 사용되는 실린더의 각종 파라미터를 설정한다.

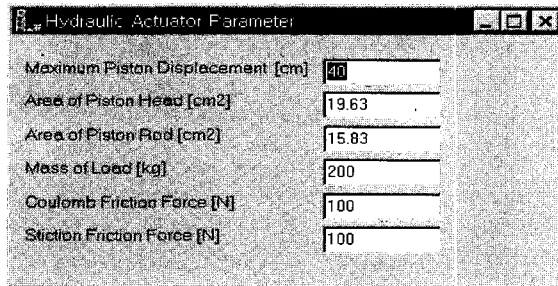


그림 4. 실린더의 사양지정 대화상자.

그림 4에서 지정하는 파라미터는 다음과 같다.

- Maximum Piston Displacement : 피스톤 변위의 최대값
- Area of Piston Head : 피스톤의 헤드쪽 면적
- Area of Piston Rod : 피스톤의 로드쪽 면적
- Mass of Load : 부하의 무게
- Coulomb Friction Force : 쿨롱 마찰력
- Stiction Friction Force : Stiction 마찰력

3.2 서보밸브의 사양 지정

서보밸브에서 시물레이션에 사용되는 파라미터들을 지정한다. 그림 5에서 설정되는 파라미터는 다음과 같다.

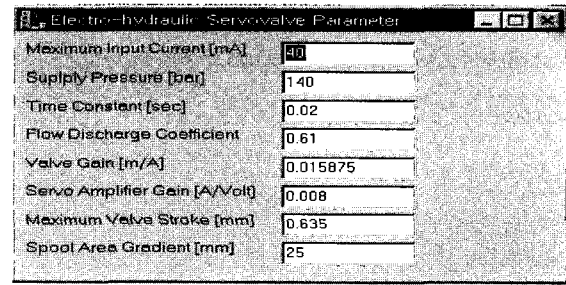


그림 5. 서보밸브의 사양 지정 대화상자.

- Maximum Input Current : 서보밸브에 공급되는 최대 전류
- Supply Pressure : 시스템에 공급되는 압력
- Time Constant : 밸브의 입력전류와 스톨 변위의 관계를 나타내는 시정수
- Flow Discharge Coefficient : 밸브 입출력 유량에 관계된 계수
- Valve Gain : 전류와 스톨변위 사이의 이득
- Servo Amplifier Gain : 서보밸브에 가해지는 전압과 전류의 관계 이득
- Maximum Valve Stroke : 밸브스풀의 최대 변위
- Spool Area Gradient : 스톨 변위에 대한 밸브내 유량 통과면적의 변화율

3.3 작동유의 특성 지정

작동유에서 시물레이션에 사용되는 오일의 특성을 지정한다.

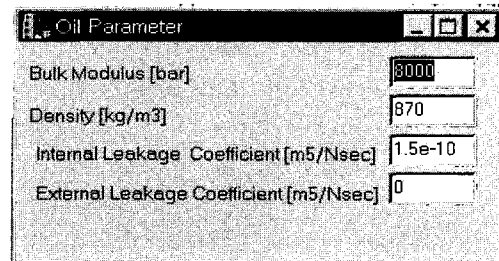


그림 6. 작동유의 특성지정 대화상자.

그림 6에서 지정하는 파라미터는 다음과 같은 역할을 한다.

- Bulk Modulus : 시물레이션에 사용된 유압작동유의 체적팽창계수
- Density : 작동유의 밀도
- Internal Leakage Coefficient : 작동유의 내부 손실 계수
- External Leakage Coefficient : 작동유의 외부 손실 계수

3.4 출력 부분

그림 7은 시물레이션 중에 변화하는 파라미터들

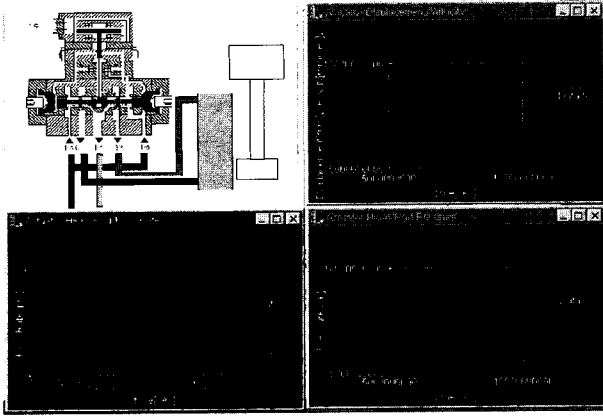


그림 7. 시뮬레이션 중 결과 출력 그래프.

을 그래프로 나타내는 부분을 보여준다.

이 모델 윈도우는 샘플링 시간을 임의로 지정할 수 있게 되어있다. 유압 시스템은 샘플링 타임이 커지면 다른 동역학 모델보다 쉽게 발산해 버리는 특성이 있으므로 적절한 샘플링 시간이 요구된다. 사용자의 컴퓨터 빠르기와 관측하고자하는 유압특성을 고려하여 샘플링 시간을 조정한다면 실시간으로 플랜트의 역할을 한다.

4. 제어기 설명

4.1 Sliding Control[6]

계에 부합하는 스위칭면을 설정한 후 이 스위칭면을 포함하는 슬라이딩 모드 내에서는 제어계가 계의 파라미터, 외부부하의 변동에 영향을 받지 않는다는 슬라이딩 모드 특성을 이용한다. 제어 입력을 상태변수의 함수로 놓고 임의의 초기 상태에서부터 계를 슬라이딩 모드내로 도입시킨 후, 스위칭로직에 의하여 불연속 스위칭 입력을 인가함으로써 스위칭면 위를 슬라이딩 시킨다.

4.2 슬라이딩 모드

다음의 두 종류의 자유운동 시스템을 고려하면,

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2 \\ \frac{dx_2}{dt} = -a_1 x_1 \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2 \\ \frac{dx_2}{dt} = +a_1 x_1 \end{cases} \quad (9)$$

첫째 식으로 표현되는 시스템은 타원형의 궤적을 갖고, 두 번째 식은 쌍곡선궤적을 갖는다. 이 두 시스템은 전체적 점근적으로 불안정한 시스템이 되지만 위상평면 위에서 부분적으로 양호한 수렴성을 갖는 특성을 이용한다면 전체적 점근적으로 안정한 시스템을 만들 수 있다.

즉, 위 그림과 같이 부분적으로 양호한 수렴성을 갖도록 위상평면을 분할한 후 스위칭 조건에 의하여 불연속적하게 피드백 회로이 부호를 스위칭하면

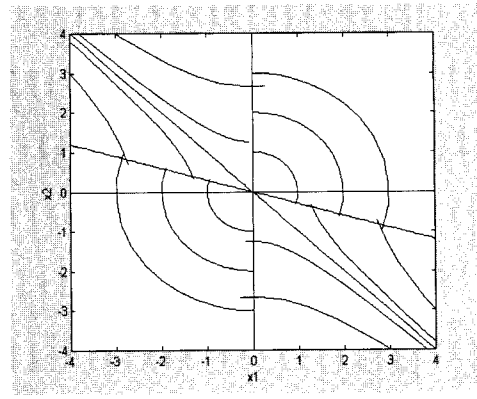


그림 8. 분할 합성된 위상궤적.

전체적으로 점근적으로 안정한 시스템의 응답을 보이게 된다.

위상평면을 스위칭면으로 분할할 때 스위칭면의 기울기가 $x_2 + cx_1 = 0$ 인 구역을 슬라이딩 레짐이라고 하며, 슬라이딩레짐 내에서는 스위칭면을 경계로 위상궤적이 서로 반대방향으로 향하고 있는 슬라이딩모드 특성에 의하여 계의 파라미터 변동이나 외란에 둔감하게 된다.

추종제어기 설계를 위해 다음과 같이 상태변수를 설정한다.

$$x_1 = x_p - r \quad (10)$$

$$x_2 = \dot{x}_1 = \dot{x}_p - \dot{r} \quad (11)$$

그리고 가변구조계의 스위칭면을 다음과 같이 설정한다.

$$\sigma = cx_1 + x_2 \quad (12)$$

$$\dot{\sigma} = cx_2 - ax_2 - a\dot{r} - \ddot{r} - (g + \frac{F_f}{M}) + bu \quad (13)$$

제어입력 u 를 다음과 같이 설정한다.

$$u = -\phi_1 x_1 + \frac{\phi_2}{w} \dot{r} + \phi_3 \ddot{r} + \phi_4$$

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} = & (ac - c^2 - b\phi_1)x_1 + (b\frac{\phi_2}{w} - a)\dot{r} + (b\phi_3 - 1)\ddot{r} \\ & + (b\phi_4 - (g + \frac{F_f}{M})) \end{aligned} \quad (14)$$

슬라이딩 모드가 존재하고 스위칭면 위를 슬라이딩하기 위하여 다음 식을 만족하여야 한다.

$$\begin{aligned} \sigma\dot{\sigma} = & (ac - c^2 - b\phi_1)x_1\sigma + (b\frac{\phi_2}{w} - a)\dot{r}\sigma + (b\phi_3 - 1)\ddot{r}\sigma \\ & + (b\phi_4 - (g + \frac{F_f}{M}))\sigma \leq 0 \end{aligned} \quad (15)$$

위 식을 항상 만족시키는 제어입력 u 는 다음과 같다.

$$\phi_1 = \begin{cases} \alpha_1 \geq \max_{a,b} \frac{1}{b} [ac - c^2] & x_1\sigma > 0 \\ \beta_1 \leq \min_{a,b} \frac{1}{b} [ac - c^2] & x_1\sigma < 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$\psi_2 = \begin{cases} \alpha_2 \geq \min_{a,b} \frac{1}{b} aw & \dot{r}\sigma > 0 \\ \beta_2 \leq \max_{a,b} \frac{1}{b} aw & \dot{r}\sigma < 0 \end{cases} \quad (17)$$

$$\psi_3 = \begin{cases} \alpha_3 \geq \min_b \frac{1}{b} & \dot{r}\sigma > 0 \\ \beta_3 \leq \max_b \frac{1}{b} & \dot{r}\sigma < 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$\psi_4 = \begin{cases} \alpha_4 \geq \min_{b,F_f} [g + \frac{F_f}{M}] & \sigma > 0 \\ \beta_4 \leq \max_{b,F_f} [g + \frac{F_f}{M}] & \sigma < 0 \end{cases} \quad (19)$$

위의 슬라이딩 모드의 조건과 제어 입력으로 다음과 같은 가변구조 추종제어 편로드 유압서보시스템을 CEMTool로 구성하였다.

5. 제어 실험 예

5.1 제어기 구성

위에서 설명한 슬라이딩 제어기와 고전제어기인 PD제어기의 성능을 비교하기 위하여 정현파 함수에 대한 추종성능을 비교한다.

정현파함수는 편로드 밸브의 왕복길이를 고려하여 10mm의 크기를 갖고 유압시스템의 응답지연을 고려하여 1Hz의 주파수를 갖도록 한다.

플랜트쪽 PC에는 앞에서 설명한 유압시스템의 비선형 모델을 기반으로 한 윈도우가 설치되어있고, 제어기쪽 PC에는 CEMTool[1]을 이용하여 유압시스템의 선형화된 모델을 기반으로 설계된 슬라이딩 제어기와 PD제어기가 설치되어 있다.

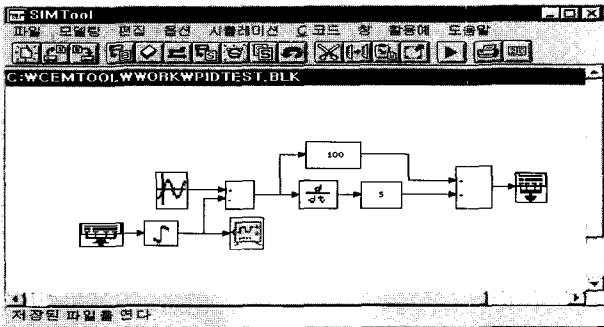


그림 9. CEMTool을 사용한 PD 제어기.

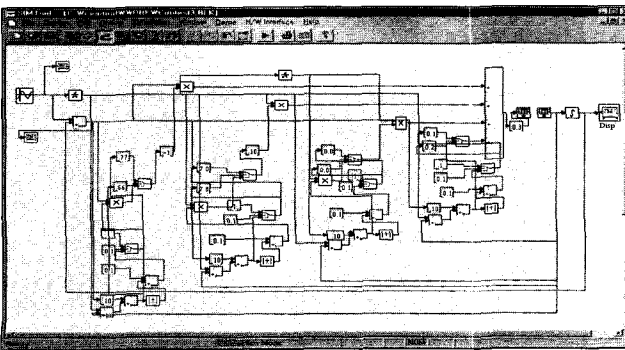


그림 10. CEMTool을 사용한 슬라이딩 제어기.

5.2 제어 실험 결과

두 제어기에 대한 성능을 비교하면 다음 그림과 같다.

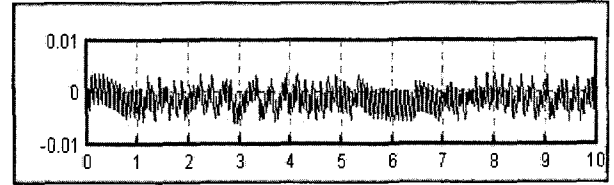
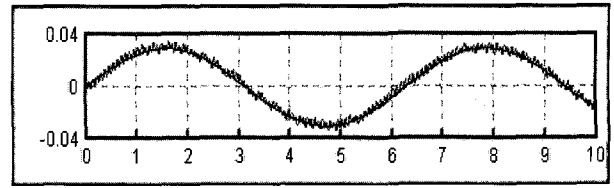


그림 11. 정현파 입력에 대한 PD제어기의 응답 추종오차.

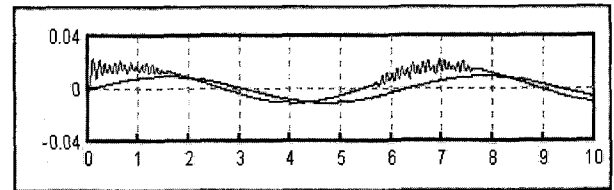
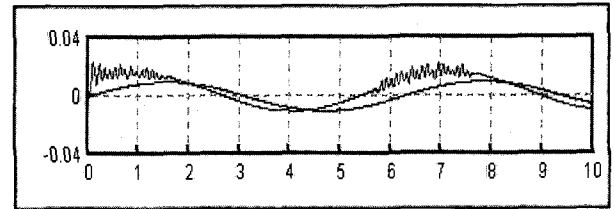


그림 12. 정현파 입력에 대한 VSC의 응답 및 추종오차.

그림11, 그림12에서 정현파 입력에 대한 추종성능 자체를 보면 PD제어기가 슬라이딩 제어기보다 나은 것을 볼 수 있다. 그러나, PD제어기는 심한 채터링이 일어나는 것에 비하여 슬라이딩 모드는 채터링이 상당히 줄어 있음을 볼 수 있다. 이것은 유압시스템의 플랜트가 비선형 모델인데 비해, 제어기는 선형화된 모델에 대한 것이므로, 모델 기반인 슬라이딩 모드의 추종오차가 모델에 독립적인 PD제어기에 비해 더 클 수 있기 때문이다. 채터링은 PD제어기의 경우도 비례이득을 줄여서 때때로 추종할 수 있지만, 그렇게 되면 추종성능은 저하된다. 반면 슬라이딩모드 제어기는 경계층을 도입하여 슬라이딩면 부근에서는 보다 작은 입력을 형성하여 채터링이 줄어든다.

따라서 시스템 파라미터의 변경이 있을 경우 채터링이 작은 슬라이딩 제어기가 보다 견실한 제어를 할 수 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 편로드 유압실린더의 수학적 모델링을 수립하고, 이를 기반으로 비선형 모델을 수립하였다. 비선형 모델인 플랜트와 입력신호인 전류를 발생시키는 제어기 간의 네트워크를 통한 실시간 추종 제어를 통해 제어성능을 검증하였다.

가변구조제어기와 고전적인 PD 제어기의 성능을 비교한 결과 선형화된 플랜트를 기반으로 한 가변구조제어기가 PD제어기에 비해 추종성능이 우수하진 않지만, 채터링 현상이 줄어들었으며, 이를 통해 모델의 파라미터 변경이 있을 때 가변구조 제어기가 보다 견실한 제어가 가능함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] 황우현, 권욱현, CEMTool을 이용한 제어시스템의 설계, 대광서림, 1998.
- [2] 이동권, "슬라이딩 모드를 이용한 편로드 유압실린더의 추종제어 특성 연구", 서울대학교 박사학위 논문, 1990.
- [3] K. Takahashi and Y. Takahashi, "Dynamic Characteristics of a Spool Valve-controlled servomotor with a Non-symmetrical Cylinder", Bulletin of JSME, vol. 23, no. 181, pp. 1155-1162, 1980.
- [4] MOOG Technical Bulletin, 1980.
- [5] Herbert E. Merritt, *Hydraulic Control System*, John Wiley & Sons, 1967.
- [6] J.-J. E. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.

저자소개

이 교 일 (李 敎 一)

1942년 7월 6일생
1966년 서울대학교 기계공학과 (공학사)
1971년 Dipl.-Ing. from Technische Hochschule Aachen
1978년 Dr.-Ing. from Technische Hochschule Aachen
1972년 - 1978년 독일 Inst. for Fluid Power Trans. & Control 연구원
1978년 - 1982년 서울대학교 기계설계학과 조교수
1982년 - 1988년 서울대학교 기계설계학과 부교수
1996년 - 1997년 대한기계학회 회장
1996년 - 1998년 서울대학교
기계,기설,항공우주학부 학부장
1988년 - 현재 서울대학교
기계,기설,항공우주공학부 교수
<관심분야>
- 유압 시스템의 설계

- 해석 및 제어
- 생산 시스템 공학

<연락처>

Tel. (02) 880-7135. Fax. (02) 883-1513

Email: lki@plaza.snu.ac.kr

심 영 보 (沈 榮 輔)

1970년 8월 1일생
1994년 서울대학교 기계설계학과(공학사)
1996년 서울대학교 기계설계학과(석사)
1996년 - 현재 서울대학교 기계설계학과 박사과정
<관심분야>
- 유압해석 S/W 개발
- 비선형 시스템제어
- 로봇공학

<연락처>

Email: bester@gong.snu.ac.kr

박 정 렬 (朴 正 烈)

1975년 3월 8일생
1998년 서울대학교 기계설계학과(공학사)
1998년 - 현재 서울대학교 기계설계학과 석사과정
<관심분야>
- 자동변속기
- 적응제어
- 실시간 제어

<연락처>

Email: justicey@plaza1.snu.ac.kr

김 덕 호 (金 德 昊)

1975년 7월 3일생
1998년 포항공과대학교 기계공학과(공학사)
1998년 - 현재 서울대학교 기계설계학과 석사과정
<관심분야>
- 적응제어
- 비선형제어, 자동변속기
- 변속제어, 유공압제어 응용

<연락처>

Email: dhkim@fapa.snu.ac.kr

김 창 세 (金 昌 世)

1975년 10월 14일생
1998년 부산대학교 제어기계공학과 (공학사)
1998년 - 현재 서울대학교 기계설계학과 석사과정
<관심분야>
- 실시간 제어
- 비선형 시스템 제어, 적응제어

<연락처>

Email: cseakim@plaza2.snu.ac.kr