

유연성 포인팅 시스템의 진동모드 보상을 위한 2단계 슬라이딩 모드 제어기

Two-Stage Sliding Mode Controller for Bending Mode Suppression of a Flexible Pointing System

박장현(한양대), 김경완(한양대 대학원), 이교일(서울대), 김학성(국방과학연구소)
J.-H. Park, K.W. Kim(Hanyang U), K.-I. Lee(Seoul National U), H.S. Kim(ADD)

ABSTRACT

A flexible pointing system mounted on top of a vehicle suffers from performance degradation due to bending vibrations as the vehicle runs on a bump course. In order to improve the pointing performance, the pointing structure's vibrations should be suppressed. In this paper, a nonlinear controller is designed to control the tip position of the pointing system while actively suppressing the vibrations. To cope with high order dynamics and nonlinearities of the plant and hydraulic actuating system, a two-stage sliding mode controller is devised. The desired actuating pressure is obtained in the first stage and then the input current to the hydraulic servo system is computed to generate the pressure. The simulation results show the effectiveness of this scheme and improvements in pointing accuracy.

Key Words: pointing system, bending vibration, sliding mode control, hydraulic actuator, external disturbance

1. 서론

포인팅 시스템(Pointing System)은 Fig. 1에 보인 바와 같이 차량의 몸체(Vehicle Body) 위에 설치되어 유연 외팔보(Flexible beam)와 이를 구동하기 위한 유압 시스템으로 구성된다. 유압 시스템의 압력 차에 의하여 보의 한쪽 끝단에 구동력이 발생되며 이 힘은 보의 반대쪽 끝단이 정해진 목표물을 추종(tracking)하도록 제어된다. 차량의 주행시 지면으로부터 외란(Body Disturbance)이 몸체에 인가되는 경우 이는 보를 진동시켜 끝단의 추적성능을 저하시키며, 보의 단면적 대 길이 비가 큰 경우 보의 끝단 처짐량이 커져서 강제 운동만을 고려하였을 경우 해석상의 한계가 있다.

기존의 포인팅 시스템의 제어기는 보의 진동을 고려하지 않고 강제 운동만을 고려하여 설계되어 진동으로 인한 조준성능의 악영향에 대처할 수 없다. 운동하는 몸체에 연결된 보의 끝단이 임의의 목표물을 지향하기 위해서는 끝단의 위치 제어가 필요하며 고정밀의 대 부하 조건을 갖는 시스템의 경우 보의 진

동에 대한 능동적인 제어가 필요하다. 이를 위하여 선형제어기[3-4]가 설계되었으나 본 논문에서 고려하는 비선형특성이 강한 경우에는 실효성이 없을 것이다. 또한 전기시스템으로 구동되는 경우의 진동제어가 제시되었으나, 이들은 차체로부터의 외란이 없는 경우이거나[9] 구동부의 동적특성이 비교적 단순하여[5-8] 유압으로 구동되는 본 시스템에는 적용이 불가능하다.

본 연구에서는 보의 일차 벤딩모드를 고려한 유연성 포인팅 시스템의 고저 구동부에 대한 슬라이딩 모드 제어기[1-2]를 설계하였다. 유연성 포인팅 시스템의 운동방정식은 쿨롱마찰, 구동기의 포화, 외란 등의 강한 비선형성을 갖기 때문에 일반적인 선형화 모델에 대한 선형 제어방법은 적용할 수 없으며, 구동부와 플랜트의 동적 특성을 동시에 고려한 비선형 제어방법은 제어기 구성을 복잡하게 한다. 따라서, 제어기 구성이 가능하게 하기 위해서 유압시스템과 몸체에 연결된 보를 각각 구동부와 플랜트로 분리하여 이들에 대한 2단계 슬라이딩 모드 제어기를 구성하였다. 보를 구동하는 압력을 플랜트의 제어입력

라고 가정하여 플랜트에 대한 제어기를 구성한 후, 이러한 제어입력의 궤적을 구동기가 추종할 수 있도록 구동기의 제어기를 구성한다. 시뮬레이션을 통하여 2단계 제어방법의 가능성과 유압시스템에 의한 보 진동의 능동제어 가능성을 검증하였다.

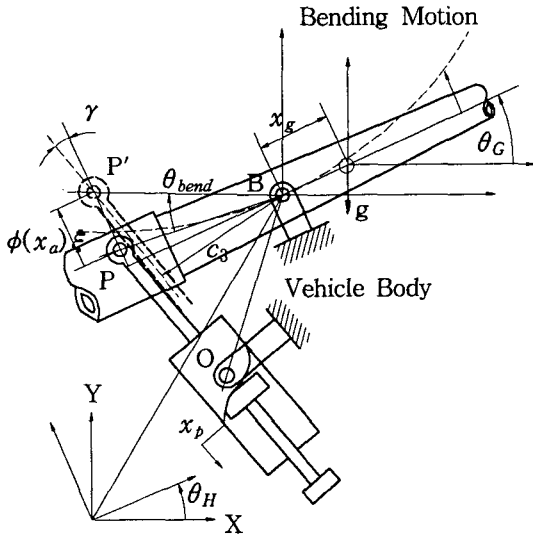


Fig.1 Flexible Pointing System

2. 유연 포인팅 시스템의 모델링

운동방정식은 시스템의 운동에너지, 위치에너지, 분산에너지를 계산하여 Lagrange 방법으로 구하며, 에너지 계산을 위하여 다음과 같은 가정을 한다.

(가정 1) 고저 구동시에 몸체는 1자유도만을 갖는다.
(가정 2) 보의 운동이 보존적이라고 가정하여 벤딩 모드의 위치에너지 계산을 쉽게 전환한다.

지면에 고정된 기준 좌표계에 대한 몸체의 회전 변위를 θ_H 라 하고, 보의 강체 운동의 회전 변위를 θ_G 로 정의한다.

보의 일차 벤딩모드를 고려한 경우 강체 운동에 대한 보의 고저 방향 변위를

$$p(x, t) = \phi(x) \xi(t) \quad (1)$$

로 정의한다. 여기에서 $\phi(x)$ 과 $\xi(t)$ 는 일차 벤딩 모드의 모드형상함수와 변위를 나타낸다.

기준 좌표계에 대한 보의 단위 질량의 변위는

$$u = [x \cdot C_G - p \cdot S_G + x_H \cdot C_H - y_H \cdot S_H] \vec{i} + [x \cdot S_G + p \cdot C_G + x_H \cdot S_H + y_H \cdot C_H] \vec{j} \quad (2)$$

$$\text{여기서, } S_G = \sin \theta_G, C_G = \cos \theta_G, \\ S_H = \sin \theta_H, C_H = \cos \theta_H$$

유압시스템의 힘이 P점에 작용한다면 P점의 속도는 다음과 같다.

$$\dot{x}_p = \frac{OB \cdot BP \cdot (\dot{\theta}_{GH} - \frac{\phi(x_a)\dot{\xi}}{BP}) \sin(\beta - \theta_{GH} + \frac{\phi(x_a)\xi}{BP})}{\sqrt{OB^2 + BP^2 - 2OB \cdot BP \cdot \cos(\beta - \theta_{GH} + \frac{\phi(x_a)\xi}{BP})}} \\ \equiv c_3 (\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H) - c_7 \phi(x_a) \dot{\xi} \quad (3)$$

시스템의 운동에너지는 몸체의 운동에너지와 보의 운동에너지의 합으로 표현된다.

$$T = T_{BODY} + T_{BEAM} \\ = \frac{1}{2} H_I \dot{\theta}_H^2 + \frac{1}{2} \int_m \dot{u}^T \cdot \dot{u} dm \quad (4)$$

시스템의 위치에너지는 몸체의 위치에너지와 보의 위치에너지의 합으로 나타내며, 보의 위치에너지는 다시 중력에 대한 위치에너지와 보의 벤딩에 대한 위치에너지의 합으로 나타낸다. (가정 2)에 의해 보의 벤딩에 대한 위치에너지의 최대값은 벤딩에 대한 운동에너지의 최대값과 같으며, 이를 정리하면 벤딩에 의한 위치에너지를 구할 수 있다. 따라서, 전체 시스템의 위치에너지는

$$V = V_{BODY} + V_{BEAM} \\ = \frac{1}{2} S_K (\theta_H - \theta_S)^2 + \frac{1}{2} \int_m u_y \cdot g dm + \frac{1}{2} M_1 \omega_1^2 \cdot \xi^2 \quad (5)$$

시스템의 분산에너지는 강체운동에 대한 분산에너지와 보의 벤딩운동에 대한 분산에너지의 합이며 다음과 같이 표현된다.

$$F_{dissip} = F_{dissip}^{rigid} + F_{dissip}^{flex} \\ = \frac{1}{2} S_D (\dot{\theta}_H - \dot{\theta}_S)^2 + \frac{1}{2} T_D (\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H)^2 \\ + \frac{1}{2} A_D \dot{x}_p^2 + \frac{1}{2} \int_C C_y \cdot \dot{p} dx \quad (6)$$

식(1) ~ (6)을 이용하여 Lagrange 방법으로 보의 강체운동에 대한 운동방정식과 벤딩모드의 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$[M_I + M_1 \xi^2 + M_M x_G^2] \ddot{\theta}_G + S_{px} \xi + 2M_1 \xi \dot{\xi} \dot{\theta}_G \\ + (x_H C_G - y_H S_G - x_H S_H + y_H C_H) \ddot{\theta}_H + (y_H C_G - x_H S_G \\ - x_H S_G - y_H S_H) \ddot{\theta}_H \xi + \dot{\theta}_G \dot{\theta}_H \xi S_P (y_H C_G - x_H S_G - H) \\ - \dot{\theta}_H \dot{\xi} S_P (-x_H S_G - H + y_H C_G - H) \\ - \dot{\theta}_H^2 [(C_G - H y_H - S_G - H x_H) S_x - (y_H S_G - H \\ + x_H C_G - H) S_P \xi + (C_G - H y_H - S_G - H x_H) S_P \xi] \\ + S_x C_G \cdot g + S_P S_G \xi \cdot g \\ + (T_D + A_D c_3^2) (\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H) - A_D c_3 c_7 \phi(x_a) \dot{\xi}$$

$$= -A_{FC}c_3 \cdot \text{sgn}(\dot{l}) - T_{TC} \cdot \text{sgn}(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H) + c_3 A_F \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{\xi} &+ [A_{DC}c_7\phi^2(x_a) + 2M_1\xi_1\omega_1]\dot{\xi} \\ &+ M_1\omega_1^2\xi - M_1\dot{\xi}^2 + S_p C_G \cdot g \\ &- A_{DC}c_7\phi(x_a)(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H) + S_{px} \ddot{\theta}_G \\ &+ (x_H C_{G-H} + y_H S_{G-H})S_p \ddot{\theta}_H \\ &+ (x_H S_{G-H} - y_H C_{G-H})S_p \ddot{\theta}_H^2 \\ &= A_{FC}c_7\phi(x_a) \cdot \text{sgn}(\dot{l}) - c_7\phi(x_a)A_F \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } A_F &= A_p \cdot P_L \\ \dot{l} &= c_3(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_H) - c_7\phi(x_a)\dot{\xi} \\ S_{G-H} &= \sin(\theta_G - \theta_H) \\ C_{G-H} &= \cos(\theta_G - \theta_H) \end{aligned}$$

유압시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{x}_{i2} + 2\xi_{i2}\omega_{n2}\dot{x}_{i2} + \omega_{n2}^2 x_{i2} = k_{sv} \omega_{n2}^2 i \quad (9)$$

$$\dot{x}_{i3} = \frac{k_{q2}}{a_{i3}} x_{i2} \quad (10)$$

$$\dot{P}_L = \frac{4\beta_{bulk}}{v_t} \left\{ c_d w_3 x_{i3} \sqrt{\frac{P_s - P_L \text{sgn}(x_{i3})}{\rho}} - c_m P_L - A_p \dot{x}_p \right\} \quad (11)$$

여기서, i 는 전류이고, x_{i2} 와 x_{i3} 는 각각 유압시스템의 2차, 3차 서보밸브의 변위를 나타내며, P_L 은 유압시스템의 부하압력이다.

3. 제어기 설계

본 논문에서는 외란과 비선형성을 효과적으로 다룰 수 있고 모델링 오차와 시스템 파라미터의 오차에 대해 강인한 장점을 가진 슬라이딩 모드 제어를 구성하였으며, 제어기 구성을 간단하게 하기 위하여 구동부와 플랜트에 대해 단순화된 상대방정식을 유도하였다. 구동부와 플랜트의 동적 특성을 동시에 고려할 경우 강한 비선형성 때문에 제어법칙이 매우 복잡해지므로 구동부와 플랜트를 분리하여 각각에 대한 제어를 설계한다. 먼저 보를 구동하는 유압차를 플랜트의 제어입력이라고 가정하여 플랜트에 대한 제어를 구성한 후, 이러한 제어입력의 궤적을 구동기가 추종할 수 있도록 구동기의 제어를 구성한다. 결과적으로 Fig. 2와 같은 2단계 제어기가 설계된다.

보의 강제운동 변위(θ_G)와 속도($\dot{\theta}_G$), 보의 일차 벤딩모드 변위(ξ)와 속도($\dot{\xi}$), 물체의 외란($\theta_H, \dot{\theta}_H, \ddot{\theta}_H$), 구동부의 세 번째 서보밸브의 변위(x_{i3})와 속도(\dot{x}_{i3}), 구동부의 유압차(P_L)들은 모두 측정 가능하다고 가정한다.

유압 시스템의 두 번째 서보밸브의 고유진동수(ω_{n2})가 보의 일차 벤딩모드 고유진동수보다 상대적으로 빠른 특성을 가지므로 두 번째 서보밸브의 이차 동적특성을 무시하여 세 번째 서보밸브의 속도가 구동기의 입력인 전류에 직접 비례한다고 가정하며, 기구학적 변수 c_3 와 c_7 의 변화가 상대적으로 작으므로 이들을 상수로 가정한다.

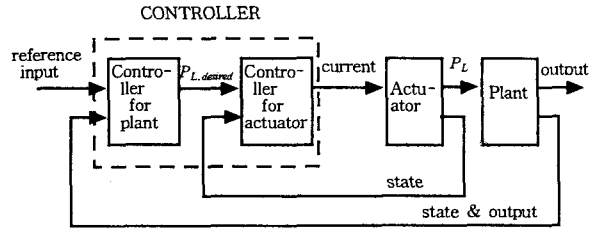


Fig.2 2단계 제어기

3.1 플랜트를 위한 제어기

포인팅 시스템의 성능은 보 끝단의 회전 변위에 의해 결정된다. 따라서 보의 일차 벤딩모드를 고려하였을 때 포인팅 시스템의 출력은 보의 강제 변위(θ_G)와 보 끝단의 처짐각($\phi'(l)$, ξ)의 합으로 표현된다.

$$y = \theta_G + \phi'(l) \xi \quad (12)$$

플랜트의 상태방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{M_1 F_1 - S_{px} F_2}{AM_1 - S_{px}^2} + \frac{A_p \{M_1 c_3 + S_{px} c_7 \phi(x_a)\} u}{AM_1 - S_{px}^2} \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{A F_2 - S_{px} F_1}{AM_1 - S_{px}^2} - \frac{A_p \{S_{px} c_3 + A c_7 \phi(x_a)\} u}{AM_1 - S_{px}^2} \end{aligned} \quad (13)$$

여기서,

$$[x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [\theta_G, \dot{\theta}_G, \xi, \dot{\xi}] \quad (14)$$

$$A = M_I + M_1 x_3^2 + M_M x_C^2 \quad (15)$$

$$\begin{aligned}
F_1 = & -2M_1x_2x_3x_4 - S_x\ddot{\theta}_H(x_H\cos(x_1-\theta_H) \\
& + y_H\sin(x_1-\theta_H)) - S_p\{y_H\cos(x_1-\theta_H) \\
& - x_H\sin(x_1-\theta_H)\}\{\ddot{\theta}_Hx_3 + \dot{\theta}_Hx_2x_4 - \dot{\theta}_Hx_4\} \\
& + \dot{\theta}_H^2\{[S_x + S_px_4]\{y_H\cos(x_1-\theta_H) \\
& - x_H\sin(x_1-\theta_H)\} - S_px_3\{y_H\sin(x_1-\theta_H) \\
& + x_H\cos(x_1-\theta_H)\}\} - S_xg\cos x_1 \\
& - S_px_3g\sin x_1 - (T_D + A_{DC_3}{}^2)(x_2 - \dot{\theta}_H) \\
& + A_{DC_3}c_7\phi(x_a)x_4 - T_{TC}\operatorname{sgn}(x_2 - \dot{\theta}_H) \\
& - A_{FC}c_3\operatorname{sgn}\{c_3(x_2 - \dot{\theta}_H) - c_7\phi(x_a)x_4\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_2 = & \{A_{DC_7}{}^2\phi(x_a)^2 + 2M_1\xi_1\omega_1\}x_4 \\
& + M_1x_3(x_2^2 - \omega_1^2) - S_pg\cos x_1 \\
& + A_{DC_3}c_7\phi(x_a)(x_2 - \dot{\theta}_H) \\
& - (x_H\cos(x_1 - \theta_H) + y_H\sin(x_1 - \theta_H))S_p\ddot{\theta}_H \\
& - (x_H\sin(x_1 - \theta_H) - y_H\cos(x_1 - \theta_H))S_p\dot{\theta}_H^2 \\
& + A_{FC}c_7\phi(x_a)\operatorname{sgn}\{c_3(x_2 - \dot{\theta}_H) - c_7\phi(x_a)x_4\}
\end{aligned} \tag{16}$$

$$y = x_1 + \phi'(l)x_3 \tag{17}$$

$$u = P_L \tag{18}$$

먼저 플랜트의 상태방정식을 슬라이딩 모드 제어를 위한 기본형(normal form)으로 바꾼다.

$$\begin{aligned}
\dot{y} &= \dot{x}_1 + \phi'(l)\dot{x}_3 = x_2 + \phi'(l)x_4 \\
\dot{\tilde{y}} &= \dot{x}_2 + \phi'(l)\dot{x}_4 \equiv f + gu
\end{aligned} \tag{19}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
f &= \frac{(M_1 - \phi'(l)S_{px})F_1 + \{\phi'(l)A - S_{px}\}F_2}{AM_1 - S_{px}{}^2} \\
g &= \frac{A_p l [M_1 - \phi'(l)S_{px}]c_3 - \{\phi'(l)A - S_{px}\}c_7\phi(x_a)}{AM_1 - S_{px}{}^2}
\end{aligned}$$

기준입력(reference input, y_d)에 대한 출력의 오차를 추적오차(\tilde{y})라고 하면 슬라이딩 평면(s)은 다음과 같이 추적오차의 함수로 정의할 수 있다.

$$\tilde{y} = y - y_d \tag{20}$$

$$s \equiv \tilde{y} + \lambda\tilde{y} \quad (\lambda: \text{positive constant}) \tag{21}$$

$$\begin{aligned}
\dot{s} &= \dot{\tilde{y}} + \lambda\dot{\tilde{y}} = \dot{\tilde{y}} - \dot{y}_d + \lambda\dot{\tilde{y}} \\
&= f + gu - \dot{y}_d + \lambda\dot{\tilde{y}}
\end{aligned} \tag{22}$$

시스템이 추적해야 할 궤적은 $\mathbf{y}_d = [\hat{y} \quad \dot{\hat{y}}]^T$ 이 되며 슬라이딩 조건은 다음과 같다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = \dot{s}s \leq -\eta|s| \quad (\eta: \text{positive constant}) \tag{23}$$

식(22)과 (23)에 의해 제어입력은 다음의 식(24)를 만족해야 하며, 모델의 불확실 정도 F 와 β 를 고려하면 제어입력은 식(25)으로 정리된다.

$$u \leq \frac{1}{g} \{-f + \dot{y}_d - \lambda\dot{\tilde{y}} - \eta\operatorname{sgn}(s)\} \tag{24}$$

$$u = \frac{1}{g} \{\hat{u} - k\operatorname{sgn}(s)\} \tag{25}$$

$$\begin{aligned}
\text{여기서, } \hat{u} &= -\hat{f} + \dot{y}_d - \lambda(\dot{\tilde{y}} - \dot{y}_d) \\
k &= \beta(F + \eta) + (\beta - 1)|\hat{u}|
\end{aligned}$$

여기에서, \hat{f} 와 \hat{g} 는 식(19)에서 모델링된 값이며, 식(25)의 제어입력은 구동기가 추적해야 할 $P_{L,desired}$ 가 된다.

3.2 구동기를 위한 제어기

구동기의 상태방정식은 다음과 같이 단순화된다.

$$\dot{x}_5 = k_1 u$$

$$\dot{x}_6 = k_2 \left\{ k_3 x_5 \sqrt{\frac{P_s - x_6 \operatorname{sgn}(x_5)}{\rho}} - c_m x_6 - A_p x_p \right\} \tag{26}$$

$$y = x_6 \tag{27}$$

$$u = i \quad (\text{current}) \tag{28}$$

구동기의 출력(27)이 플랜트의 제어입력 $P_{L,desired}$ 를 추적하도록 제어기를 구성한다.

식(26)을 기본형으로 바꿀 때 미분이 불가능한 sign함수는 다음과 같은 well-behaved 함수를 사용한다.

$$\operatorname{sgn}(x) \equiv \tanh(ax) \tag{29}$$

기본형은 다음의 식(30)과 같으며 슬라이딩 모드 제어기 구성은 앞의 플랜트의 제어기 구성방법과 같다.

$$\dot{\tilde{y}} = \frac{\partial \dot{x}_6}{\partial x_5} \dot{x}_5 + \frac{\partial \dot{x}_6}{\partial x_6} \dot{x}_6 + \frac{\partial \dot{x}_6}{\partial x_p} \dot{x}_p \equiv f + gu \tag{30}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
f &= k_2^2 \left\{ -c_m - \frac{k_3 x_5 \tanh(ax_5)}{2\rho \sqrt{(P_s - x_6 \tanh(ax_5))/\rho}} \right\} \times \\
& \left\{ k_3 x_5 \sqrt{\frac{P_s - x_6 \tanh(ax_5)}{\rho}} - c_m x_6 - A_p x_p \right\} - A_p k_2 x_p \\
g &= k_1 k_2 k_3 \left\{ \frac{-ax_5 x_6 \sec^2(ax_5)}{2\rho \sqrt{(P_s - x_6 \tanh(ax_5))/\rho}} + \sqrt{\frac{P_s - x_6 \tanh(ax_5)}{\rho}} \right\}
\end{aligned}$$

제어 입력은

$$u = \frac{1}{g} \{ \hat{u} - k \operatorname{sgn}(s) \} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \hat{u} &= -\dot{f} + \ddot{y}_d - \lambda(\dot{y} - \dot{y}_d) \\ k &= \beta(F + \eta) + (\beta - 1)|\hat{u}| \end{aligned}$$

3.3 채터링(chattering) 제거

플랜트를 위한 제어기의 제어입력은 유압(P_L)이므로 슬라이딩 운동중에 채터링이 발생할 경우 제어 법칙의 불연속 스위칭항은 모델링되지 않은 보의 진동모드를 가진시킬 수 있다. 채터링을 제거하기 위하여 제어 법칙의 불연속 스위칭항 대신 경계층 두께(Φ)를 이용한 포화함수를 사용한다.

$$u = \frac{1}{g} \{ \hat{u} - k \operatorname{sat}(s/\Phi) \} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \operatorname{sat}(s/\Phi) &= s/\Phi, & \text{if } |s/\Phi| \leq 1 \\ \operatorname{sat}(s/\Phi) &= \operatorname{sgn}(s/\Phi), & \text{otherwise} \end{aligned}$$

반면에 구동기의 제어입력은 전류이므로 채터링이 발생하여도 부하압력의 채터링을 발생시키지 않는다. 또한 모델링되지 않은 진동모드를 가진시키지 않는다.

4. 시뮬레이션 및 고찰

Fig.3은 시뮬레이션에 사용된 차량의 외란($\theta_H, \theta_{H1}, \ddot{\theta}_H$)을 나타낸다.

Fig.4는 몸체가 운동하면서(몸체의 외란이 있는 경우) 고정된 목표물을 지향하는 경우이며, Fig.5는 몸체가 정지한 상태(몸체의 외란이 없는 경우)에서 정속으로 이동하는 목표물을 추적하는 경우이며, Fig.6은 몸체가 운동하면서 정속으로 이동하는 목표물을 추적하는 경우이다. 세 가지 경우 모두에서 실제의 부하압력 P_L 이 플랜트의 제어기에서 계산된 $P_{L,desired}$ 를 추종하여 포인팅 시스템의 끝단이 목표물을 잘 지향함을 알 수 있다. 따라서, 제어기 설계시 모델을 단순화한 과정이 유효하며, 2단계 제어기에 의한 보 진동의 능동제어가 가능함을 알 수 있다.

Fig.7은 모든 시스템 파라미터에 10% 오차가 있는 경우에 차량 주행시 정속으로 이동하는 목표물을 추적하는 경우이다. 이 경우에는 구동기 제어기의 과도응답 시간이 약간 길어졌지만 역시 외란에 의한 보 진동은 효과적으로 제어되며 2단계 슬라이딩 모드 제어가 잘 이루어짐을 알 수 있다.

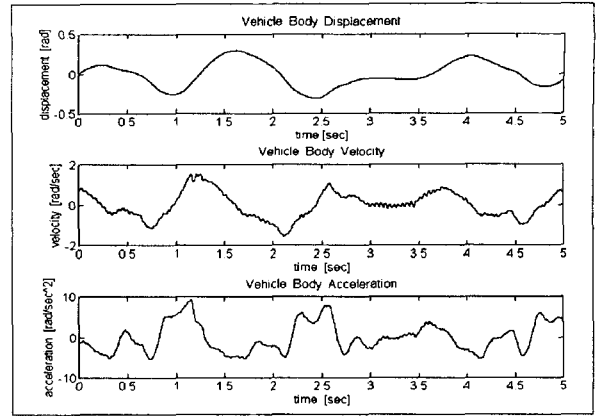


Fig.3 Vehicle Body Disturbances

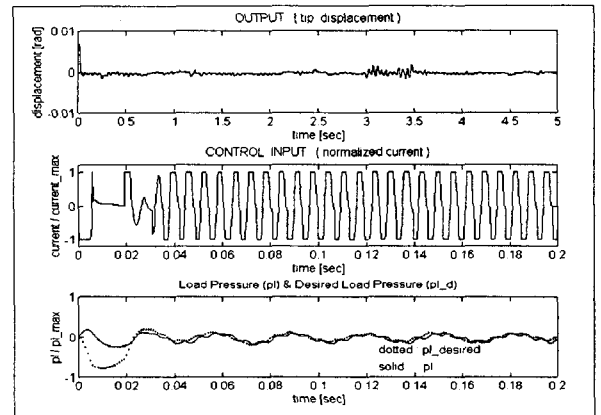


Fig. 4 Disturbances exist, $y_d = 0$

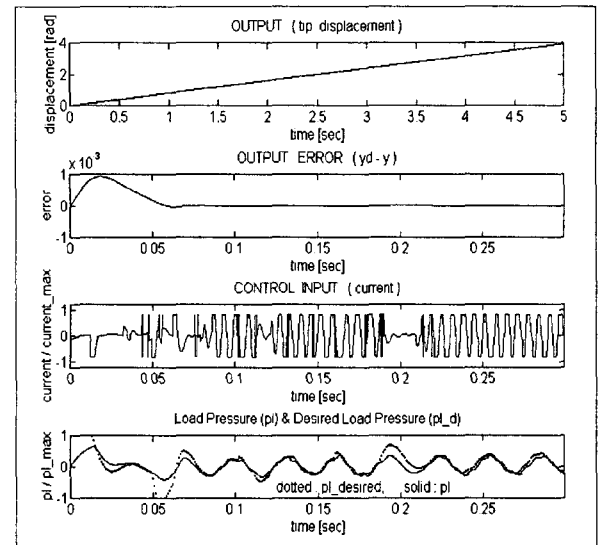


Fig. 5 No Disturbances, $y_d = 1.6 * t$

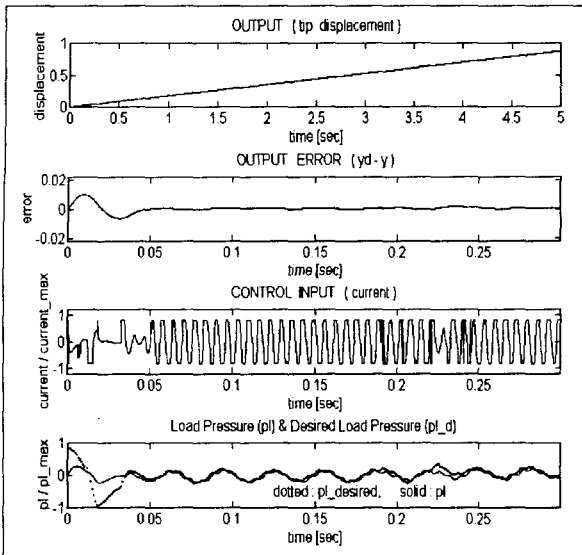


Fig.6 Disturbances exist, $y_d = 0.2 * t$

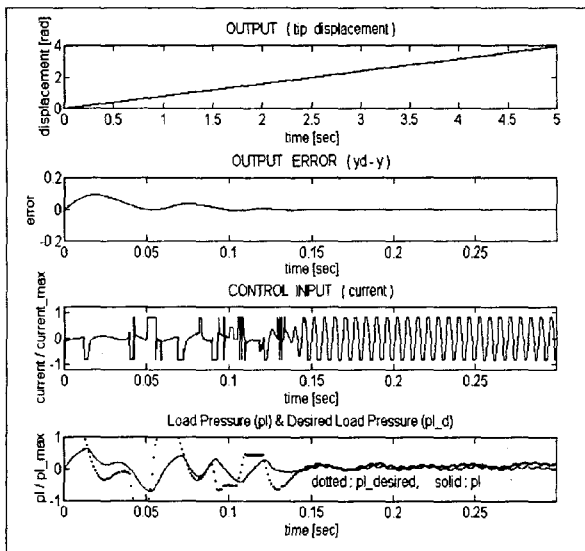


Fig.7 Disturbances exist, $y_d = 0.8 * t$
(10% parameter error)

5. 결론

본 논문에서는 차체로부터 강한 외란을 받는 유연성 포인팅 시스템의 진동을 억제하고 위치를 제어하기 위하여 일차 벤딩 모드를 고려한 슬라이딩 모드 제어를 설계하였다. 포인팅 구조물과 유압 구동부의 강한 비선형성과 고차의 동적 특성으로 능동 제어기의 설계가 곤란한 점을 고려하여 제어기의 구성을 가능하게 하기 위해서 단순화된 상태방정식을 유

도하고 유압 구동부와 플랜트에 대한 2단계 슬라이딩 모드 제어를 제안하였다.

시뮬레이션 결과 제시된 2단계 제어기가 외란과 강한 비선형성과 모델링 오차를 효과적으로 극복하여 보의 진동을 능동적으로 제어할 수 있고 포인팅 시스템의 추적성능을 향상시킬 수 있었다.

참고문헌

- [1] Jean-Jacques E. Slotine and Weiping Li, "Applied Nonlinear Control", Prentice Hall, 1991
- [2] Riccardo Marino and Patrizio Tomei, "Nonlinear Control Design", Prentice Hall, 1995
- [3] Khorrami, et al., "Rapid Retargeting of a Flexible Pointing System with Structure Mounted Sensors and Actuators," Proc. 1993 American Control Conference.
- [4] William H. Bennett, "Pointing and Stabilization of Weapon Platforms", Proceeding of the American Control Conference, San Francisco, June 1993
- [5] James H. Taylor and Jin Lu, "Robust Nonlinear Control System Synthesis Method for Electro-Mechanical Pointing Systems with Flexible Modes", Proceeding of the American Control Conference, San Francisco, June 1993
- [6] Michael S. Mattice, "A Nonlinear Flexible Pointing System for Digital Control Research", Proceeding of the American Control Conference, San Francisco, June 1993
- [7] P. Akella, X. Chen, and J.T.Wen, "Application of Passivity Motivated Controller Design for a Nonlinear Flexible Pointing System", Proceeding of the American Control Conference, San Francisco, June 1993
- [8] J. Huang, C.F. Lin, N. Coleman, M. Mattice, and S. Banks, "A Nonlinear Controller for the Gun Turret System", Proceeding of the American Control Conference, 1992
- [9] J. Rastegar, "Trajectory Pattern Method Applied to a Nonlinear Flexible Pointing System", Proceeding of the American Control Conference, San Francisco, June 1993