

## 조준경의 안정화 설계에 관한 연구

이 만 형\*, 백 운 보\*\*, 이 권 순\*\*\*, 김 용 관\*\*\*\*

### On The Stabilization Design of Gunner Primary Sight

Man-Hyung Lee\*, Woon-Bo Baek\*\*, Kwon-Soon Lee\*\*\*, Yong-Kwan Kim\*\*\*\*

#### ABSTRACT

The heavy vibrations of vehicles on the severe off-road environment degenerate the stabilization performance of the gunner primary sight.

To improve the stabilization performance, the dynamic equations of the gunner primary sight were derived, and the stabilization systems were designed using VSC methods. The performances were compared with the Lead/Lag scheme. In the nonlinear simulation including real disturbances and coulomb friction, it is shown that the VSC methods exhibit more effective stabilization.

#### 1. 서 론

조준경(Gunner Primary Sight) 안정화 시스템은 극히 좋지 않은 도로의 여건하에서도 정확하고 안정된 조준선(Line-Of-Sight)을 제공해 주며 목표물의 위치를 알아내어 탄도계산기에 보내주므로 탄도학적 화기제어시스템에서 매우 중요하다<sup>(1)</sup>. 그리고 기동중인 특수차량에서 적 목표물을 인지하고 효과적으로 파괴하기 위한 조준선 안정도와 화기제어 정확도는 조준경과 서보시스템 설계에 의해 보장된다.

서보시스템은 속도루우프로 구성되는 피드백 루우프에서 160Hz의 높은 주파수 대역을 가지는 속도 적분 자이로가 사용된다. 속도 명령은 정밀하게 스케일링되어 자이로 토크 전류증폭기로 입력되어 자이로의 마이크로 동기 검출기에 편위를 발생시킨다. 이 자이로 편차는 변조 증폭되어 김벌의 토크 모터를 구동시키게 된다.

김벌 운동은 자이로의 각운동량의 변화를 통해 자이로에 의해 감지되며 페루우프를 구성하게 된다<sup>(2-3)</sup>. 그런데 도로여건이 양호하지 못한 야지에서 차량의 운동은 조준경의 고각 운동에 직접적인 영향을 주어 토크 외란을 일으키게 되어 조준경의 안정 특성을 크게 저하시킬 수가 있다<sup>(4)</sup>.

본 연구에서는 안정화 성능의 개선을 위해서, 먼저 조준경 시스템의 운동방정식을 유도하고 이를 토대로 VSC 방법을 사용하여 안정화 제어를 설계하였다. 구성된 서보모델을 포함한 페루프 시스템의 성능을 분석하고 기존의 Lead/Lag 제어시스템과 비교하였으며, 실제 운영되는 환경에서 주행 시험을 통해 측정된 차량의 데이터를 사용하였다. 콜롬마찰 등을 포함한 비선형 시뮬레이션을 통해서 기존의 시스템보다 특히 고속 주행시에 안정화 성능이 크게 개선됨을 보였다.

\* 부산대학교 제어기계공학과 (정회원)  
\*\* 부산대학교 기계기술연구소 메카트로닉스실 전임연구원  
\*\*\* 동아대학교 전기공학과  
\*\*\*\* 국방과학연구소

2. 다이나믹 모델

조준경 시스템이 좋지 못한 여건하에서도 양호한 조준 선을 유지하기 위해서는 이를 수행하기 위한 보상기의 설계가 요구된다. 따라서 조준경 시스템을 구조적으로 분석하여 그 요소들의 기능을 충분히 이해하며 각각의 요소들이 전체시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하고 좋은 보상기의 설계를 위해서는 그 동특성 파악이 선행되어야 한다. 이런 일련의 작업을 수행하기 위해서 시스템의 운동방식을 유도하였으며 그 내용을 간략히 기술하면 다음과 같다<sup>4)</sup>.

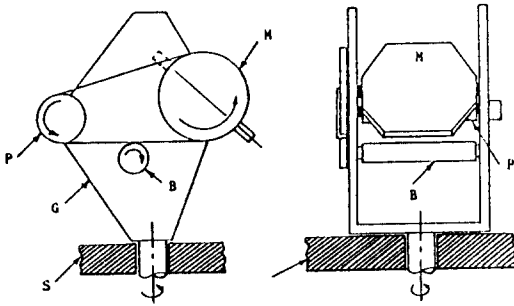


Fig.1 Schematic diagram of GPS system

조준경의 수학적 모델을 유도하기 위하여 기본이 되는 기구학적 모델은 그림1과 같다. 시스템의 운동방정식을 유도하기 위한 역학적 해석방법으로 D·Alembert의 원리를 이용한 Lagrange 방정식이 사용된다.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

여기서,

$$T = \sum T_i, \quad D = \sum D_i, \quad U = \sum U_i,$$

$$i = 1, 2, \dots, 6$$

T: 운동에너지, D: 손실에너지, U: 위치에너지

q<sub>i</sub>: 일반화된 좌표, Q<sub>i</sub>: 일반화된 작용력

완전한 비선형모델을 세우기 위해 고려되는 일반화된 작용력은 시스템의 각 구성요소에 대해 다음과 같다<sup>4)</sup>.

- 1) 관성력
- 2) 쿨롱마찰과 점성마찰
- 3) 시스템의 요소들을 연결하는 케이블에 의한 등가스프링력
- 4) 밴드 드라이버(band driver)의 인장력 변화에 의한 작용토크

5) 회전축의 비틀림으로 인한 등가스프링

6) 질량불균형에 기인한 작용토크

질량불균형의 정도와 차체의 각운동이 작을 경우에 1), 2), 4)의 작용력에 대해 Lagrange 방정식에 적용한 그 결과 운동방정식은 다음과 같으며 시간영역에서의 상태변수 블록선도를 그림 2에 도시하였다<sup>4)</sup>.

$$M_1(\ddot{\theta}_M + \ddot{\Phi}_E) + N_M \dot{\theta}_M + C_M \text{sgn}(\dot{\theta}_M) + r_M^2(K_1 + K_M)\theta_M - r_M r_P K_1 \theta_P - r_M r_B K_M \theta_B = 0 \quad (2)$$

$$P_1(\ddot{\theta}_P + \ddot{\Phi}_E) + N_P \dot{\theta}_P + C_P \text{sgn}(\dot{\theta}_P) + r_P^2(K_1 + K_P)\theta_P - r_P r_M K_1 \theta_M - r_P r_B K_P \theta_B = T_{MP} \quad (3)$$

$$B_1(\ddot{\theta}_B + \ddot{\Phi}_E) + N_B \dot{\theta}_B + C_B \text{sgn}(\dot{\theta}_B) + r_B^2(K_P + K_M)\theta_B - r_B r_P K_1 \theta_M - r_P r_B K_P \theta_P = 0 \quad (4)$$

$$G_{33}(\ddot{\theta}_G + \ddot{\Phi}_A) + N_G \dot{\theta}_G + C_G \text{sgn}(\dot{\theta}_G) - K_R \Phi_R + K_r V_1 = T_{MG} \quad (5)$$

$$(R_{11} + C_{11})(\ddot{\beta}_1 + \ddot{\theta}_P - \ddot{\Phi}_E) + N_A \dot{\beta}_1 - \omega R_{12}(\theta_G + \Phi_A) = T_{MA} \quad (6)$$

$$(R_{23} + C_{23})(\ddot{\beta}_2 + \ddot{\theta}_G - \ddot{\Phi}_A) + N_E \dot{\beta}_2 - \omega R_{22}(\theta_P + \Phi_E) = T_{ME} \quad (7)$$

여기서, 각 기호 및 하첨자 정의는 다음과 같다.

N<sub>i</sub>, C<sub>i</sub>: 각 요소의 점성마찰계수, 쿨롱마찰계수

r<sub>i</sub>: 각 요소의 반경

K 각 요소의 등가스프링계수

각 하첨자 m: Mirror g: 김벌(Gimbal) b: 관성균형자 a: 방위각자이로 p: 안정대

(Platform) e: 고각자이로

φ, φ, φ: 각각 터렛의 방위각, 룰각, 고각

M<sub>1</sub>, P<sub>1</sub>, B<sub>1</sub>: 각각 Mirror, 안정대, 관성균형자의 관성

모우먼트

G<sub>33</sub>: 방위각 김벌의 관성모우먼트

R<sub>11</sub>+C<sub>11</sub>: 방위각 자이로의 회전자와 김벌의 관성모우먼트의 합

R<sub>23</sub>+C<sub>23</sub>: 고각 자이로의 회전자와 김벌의 관성모우먼트의 합

T<sub>MP</sub>, T<sub>MG</sub>: 각각 안정대, 김벌의 구동토크

T<sub>MA</sub>, T<sub>ME</sub>: 각각 방위각자이로, 고각 자이로의 세차운동

토크

모델 단순화 과정을 위한 기본 가정은 다음과 같다.

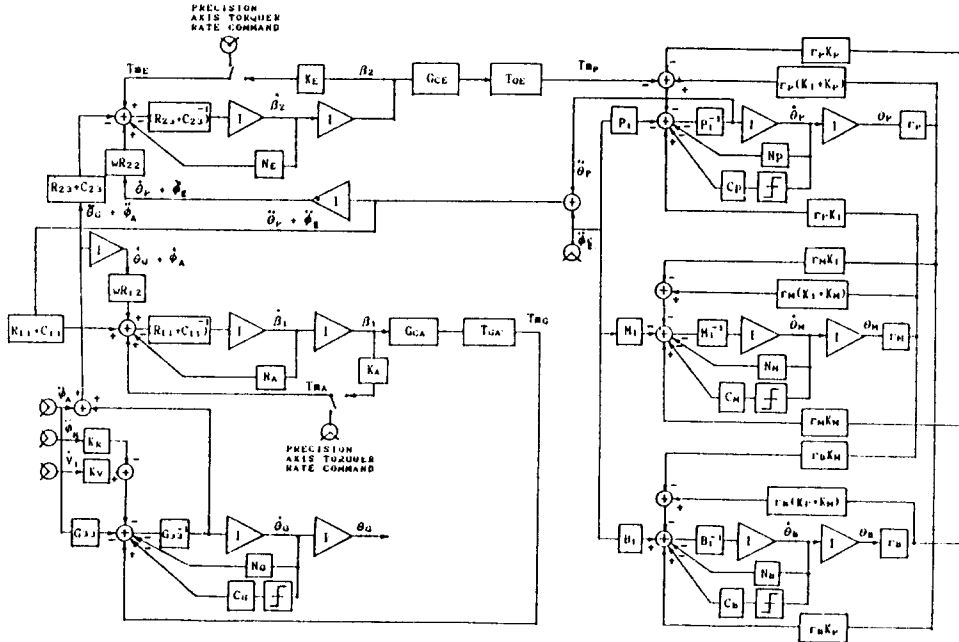


Fig. 2 GPS system state variable diagram

- 1) 방위각 안정화 루우프와 고각 안정화 루우프는 분리하여 설계한다.
- 2) 밴드 드라이버의 인장력 변화에 기인한 작용력은 무시한다.
- 3) 관성 균형자의 작용력은 관성력만 고려한다.
- 4) 자이로를 제외한 요소들의 마찰에 있어서 쿨롱마찰이 지배적이다.

2.1 자이로

특수차량의 안정화 장치에 사용되는 자이로의 종류는 크게 속도자이로와 속도적분자이로로 대별된다. 속도자이로는 직접 관성속도를 측정하여 제어루프에 쉽게 사용되지만 편차가 약간 있으므로 여기서는 속도적분자이를 사용한다<sup>4)</sup>. 자이로의 일반적인 방정식은 다음과 같다.

$$(I_g p^2 + C_g p + K_g) A_g = H_g [\omega_{IA} - \omega_{cmd}] - A_g \omega_{SRA} - (U) \omega_g - I_g p \omega_{0A} \quad (8)$$

여기서,  $I_g$ 는 모우멘트,  $C_g$ 는 점성마찰계수,  $K_g$ 는 스프링계수이며  $A_g$ 는 각위치,  $H_g$ 는 각운동량이고,  $\omega_{IA}$ ,  $\omega_{cmd}$ 는 자이로의 입력축 및 명령 각속도이고,  $\omega_{SRA}$ ,  $\omega_{0A}$ 는 각각 스핀축 각속도, 자이로편류율, 출력축 각속도이고,  $p$ (= $d/dt$ )는 미분연산자이다.

식(8)의 우변에서 셋째항의 상호간섭, 넷째항의 불가피한 편류, 다섯째항의 유니트 지지대의 각속도항을 무시하고 또한 스프링력을 고려하지 않으면 다음 식(9)와 같이 된다.

$$(I_g p^2 + C_g p) A_g = H_g (\omega_{IA} - \omega_{cmd}) \quad (9)$$

보통 속도적분자이를 이용한 안정화 장치에는 자이로 제평형 루우프와 속도적분 모드가 있으며 여기서는 속도적분 모드를 사용한다. 각속도 명령과 실제 구동된 각속도와 차이에 대한 자이로 검출기의 각변위 출력을 전달함수 형태로 표시하면 식(10)과 같이 표현된다.

$$\frac{A_g}{(\omega_{IA} - \omega_{cmd})} = \frac{H_g}{[C_g s (1 + I_g / C_g s)]} \quad (10)$$

검출기 이득을  $K_g$ 라 하고 각속도 차이에 대한 출력전압의 최종전달함수를 나타내면 식(11)과 같다.

$$\frac{V_A}{(\omega_{IA} - \omega_{cmd})} = \frac{H_g K_p}{[C_g s (1 + I_g / C_g s)]} = \frac{K_g}{s(1 + \tau_g s)} \quad (11)$$

여기서, 자이로 시정수  $\tau_g$ (= $I_g/C_g$ ) = 0.0087,  $K_g$  = 8이다 식(11)에서  $X_1 = A_g$ ,  $X_2 = \dot{A}_g$ 로 두면 상태방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_2 \\ \dot{X}_2 &= \frac{H_g(\omega_{1A} - \omega_{cmd}) - C_g X_2}{I_g} \end{aligned} \quad (12)$$

2.2 모터 및 증폭기

모델에서 사용한 모터는 정류자없이 제한 각도범위내에서 움직이는 Torodial 토크모터로 현재 시스템의 요구조건을 고려한 모터모델의 특성은 표1과 같다. 여기서 역기전력과 증폭기 지연시간을 무시하고 이득요소만으로 고려하며 최대토크는 35 Oz-in이다.

Table 1. Motor characteristics.

Characteristics	symbol	value	units
Excursion	$\theta$	$\pm 15$	degree
Peak torque	T	35	Oz-in
Torque sensitivity	K	8.75 $\pm$ 1	Oz-in/A
Amp gain	K	0.067	A/V
Back EMF Const.	K	0.065	V/rad/sec
Friction torque	T	3	Oz-in

2.3 김벌 및 구조물

고각 김벌은 플랫폼, 관성균형자, Mirror의 3요소로 구성되어 있으며 이 3가지 요소는 밴드 드라이버를 통해 같이 구동된다. 비선형모델의 단순화를 위한 그 기본 개념 및 가정에서 제시한 바와 같이 밴드 드라이버의 인장력 변화를 고려하지 않으면, 고각 김벌의 구성요소인 3개의 풀리들은 일체가 되어 구동되며 가정 1)과 가정 2)에서 다음 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} K_M &= K_P = K_B = 0 \\ r_M \theta_M &= r_P \theta_P = r_B \theta_B \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, K, r,  $\theta$ 는 각각 탄성력계수, 반경, 회전각을 나타낸다. 그리고 가정 3)과 가정 4)는 각각 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_B = K_{SB} = 0 \quad (14)$$

$$N_M = N_P = N_B = 0 \quad (15)$$

여기서, F는 쿨롱마찰계수, N은 점성마찰계수이다. 그리고 트위스트 겹술을 통해 배치된 케이블 및 리졸버(Resolver)의 영향에 의한 조준경 및 자이로축의 운동방정식을 유도해 보자.

먼저 식(13), (14), (15)를 완전한 비선형 모델식

(2), (3), (4)에 대입하고 조준경 및 자이로들의 상대회전에 따른 케이블들의 등가스프링력  $K_1, K_2$ 를 포함하여 정리하면 다음과 같다<sup>4)</sup>.

$$\begin{aligned} J_M \ddot{\theta}_M + C_M \text{sgn}(\dot{\theta}_M) + K_{s1} \theta_M \\ + J_P \ddot{\theta}_P + C_P \text{sgn}(\dot{\theta}_P) + K_{s2} \theta_P + J_B \ddot{\theta}_B \\ = T_{MP} \end{aligned} \quad (16)$$

Mirror 운동을 기준으로 윗식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J_M \ddot{\theta}_M + (r_M/r_P)^2 J_P \ddot{\theta}_M + (r_M/r_B)^2 J_B \ddot{\theta}_M \\ + C_M \text{sgn}(\dot{\theta}_M) + (r_M/r_P) C_P \text{sgn}(\dot{\theta}_M) \\ + K_{s1}(\theta_M) + (r_M/r_P) K_{s2} \theta_M = T_{MP} \end{aligned} \quad (17)$$

윗식에서  $r/r = 2, r/r = R$ 로 두면 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} (J_M + R^2 J_B + 4 J_P) \ddot{\theta}_M + (C_M + 2 C_P) \text{sgn}(\dot{\theta}_M) \\ + (K_{s1} + 2 K_{s2}) \theta_M = T_{MP} \end{aligned} \quad (18)$$

모델링된 자이로 운동방정식과 김벌 운동방정식에 대해서 자이로 편위를 일으키게 하는 명령입력에 대해 Mirror의 속도를 출력으로 한 안정화 시스템 블록선도를 그림 3에 도시하였다.

3. 안정화 시스템 설계

3.1 기존 Lead/Lag 제어기

앞절에서 유도된 조준경 안정화 시스템에서 쿨롱마찰을 고려하지 않은 선형 시스템의 안정성을 조사하기 위해 극점 및 영점을 보면 복소 평면의 허수축에 극점이 2개( $S_1, S_2 = \pm j0.742$ ) 존재하므로 공칭시스템은 진동 발산한다. 그러므로 시스템을 안정화하기 위해서는 보상기가 필요함을 알 수 있다. 개루프 전달함수는 다음과 같다<sup>4)</sup>

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{2 K_g K_M K_{TA}}{(1 + \tau_g s) \{ (J_M + R^2 J_B + 4 J_G) \\ &\quad s^2 + K_{s1} + 2 K_{s2} \}} \\ &= \frac{9.38}{(1 + 0.00087 s)(1.329 s^2 + 0.732)} \end{aligned} \quad (19)$$

따라서 시스템은 0차형이다. 즉 플랜트의 극점이 원점에 존재하지 않으므로 정상상태 오차를 가지게 된다. 조준경 안정화 시스템은 외란에 대해 안정화 성능을 충분히 유지하여야 하므로 임의의 일정한 기준입력이나

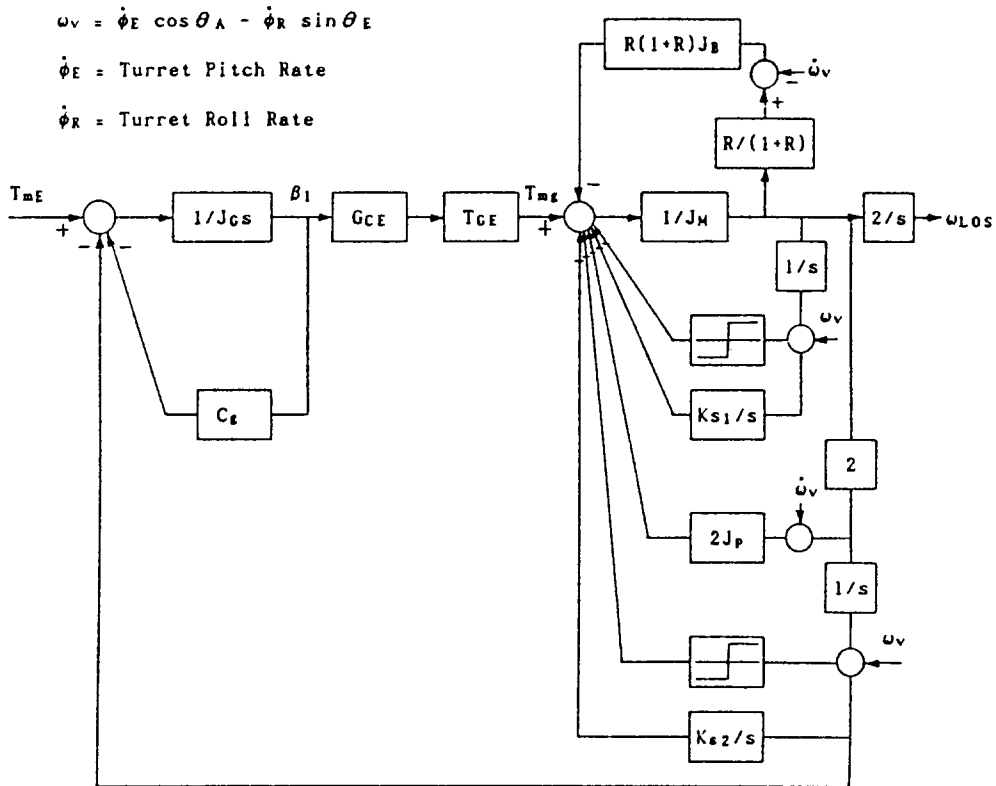


Fig.3 GPS system block diagram

외란에 대해 0-정상상태 오차를 갖는 설계사양을 만족하기 위해서 먼저 자유적분요소를 첨가한다. 그리고 물리적으로 시스템에 미분제어요소를 첨가하면 근궤적을 s 평면의 왼쪽으로 끌어오는 효과가 있게되어 시스템의 안정도가 증가되고 과도응답시간이 짧아진다. 그러나 하드웨어적인 보상기 설계문제로 인해 최대 위상리드각은 제약을 받게됨으로 더 큰 위상리드각을 얻기 위해서 하나의 1차 리드 보상을 추가 할 필요가 있다. 이러한 과정으로 설계된 보상기는 식 (20) 과 같은 전달 함수형태로 설계되었으며, 공칭시스템과 Lead/Lag 제어시스템의 단위계단응답을 그림 4에 도시하였다.

$$\frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{K_r(1+\tau_1 s)(1+\tau_2 s)}{s(1+\tau_0 s)} \quad (20)$$

여기서,  $\tau_1=0.025$ ,  $\tau_2=0.025$ ,  $\tau_0=0.00087$

그림 4(b)에서 보는 바와 같이 위와 같이 설계된 Lead/Lag 제어시스템은 안정한 응답을 나타내나 비교적 심한 요동을 보여주며, 보다 개선된 새로운 제어기가 필요함을 볼 수 있다.

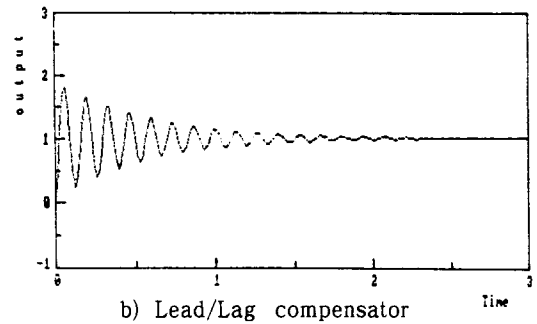
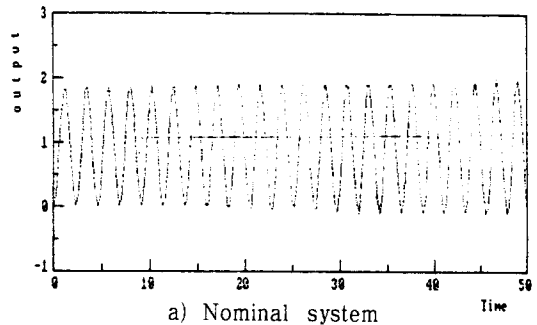


Fig.4 Unit step response

### 3.2 VSC 제어기 설계

가변구조 제어계에서는 제어입력을 상태변수의 함수로 정의하며 슬라이딩 레짐에 의해서 스위칭 논리를 받아 부호가 바뀌므로 계의 구조를 변화시킨다. 다음과 같은 상태방정식을 고려한다.

$$\dot{X} = A X + B u \quad (21)$$

가변구조 제어계에서 스위칭 평면과 제어법칙은 다음 식으로 정의된다<sup>6)</sup>.

$$\sigma(X) = \sum_{i=1}^n C_i X_i = C X = 0 \quad (22)$$

$$u = \left( -\sum_{i=1}^n \phi_i |X_i| \right) \text{sign}(\sigma(X)) \quad (23)$$

$$\text{sign}(\sigma(X)) = \begin{cases} +1 & \text{if } \sigma(X) > 0 \\ -1 & \text{if } \sigma(X) < 0 \end{cases} \quad (24)$$

상태변수가 스위칭 평면에서 이상적으로 슬라이딩 운동을 한다면 다음과 같다<sup>6)</sup>.

$$\sigma(X) = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial X} \dot{X} = CAX + CBu = 0 \quad (26)$$

식(26)에서 등가입력  $u_{eq}$ 를 구할 수 있다.

$$u_{eq} = -(CB)^{-1} CAX, \quad \text{단 } |CB| \neq 0 \quad (27)$$

식(27)을 식(21)에 대입하면 등가 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{X} = (I - B(CB)^{-1} C) AX = A_{eq} X \quad (28)$$

식(28)에서  $A_{eq}$ 의 모든 고유치의 실수부가 음의 값을 갖도록 C를 선택하면 시스템이 안정해짐을 알 수 있다.

그리고 조준경 안정화 시스템의 고유한 특징적인 것으로 자이로의 운동방정식을 오차 방정식으로 고려할 수 있으므로, 식(12)에서 자이로 각위치를  $X_1$ , 각속도를  $X_2$ 로 두어 스위칭 평면을 다음과 같이 정의한다.

$$\sigma(X) = C_1 X_1 + C_2 X_2 \quad (29)$$

여기서  $C_1$ 을 1로 두고  $C_2$ 는 50으로 선택하였으며, 스위칭 논리는 다음의 식을 사용한다.

$$\text{sat}(z) = \begin{cases} z & \text{if } |z| < 1 \\ \text{sign}(z) & \text{if } |z| \geq 1 \end{cases} \quad (30)$$

$$z = \sigma(X) / (|X_1| + |X_2|) \quad (31)$$

그리고 제어칙은 다음식으로 정의하였다<sup>6)</sup>.

$$u = -[\phi_1 |X_1| + \phi_2 |X_2|] \text{sat}(z) \quad (32)$$

여기서  $\phi_1 = -32545.46$ ,  $\phi_2 = +254.84$

### 4. 시뮬레이션 및 고찰

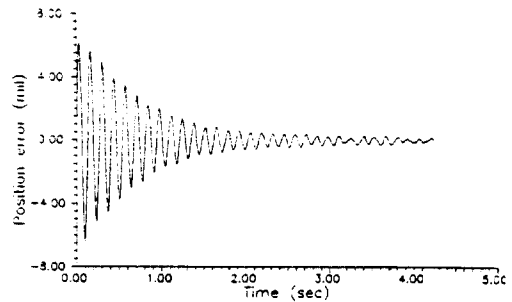
이와 같이 설계된 안정화 시스템의 안정화 성능을 확인하기 위한 시뮬레이션 조건은 다음 표 2와 같다.

Table 2. The conditions for simulation

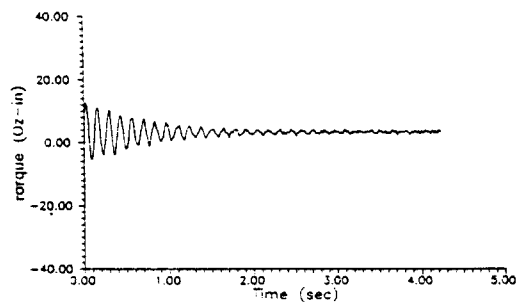
Condi.	Spring const.	Velocity	Az. Angle
1	0.732 Oz/in	8 km/h	0
2	1.464 Oz/in	30 km/h	90

안정화 시스템의 성능요구조건으로 동적 안정도는 0.12 mil rms 이다<sup>3)</sup>. 여기서  $2\pi \text{ rad} = 6400 \text{ mil}$  이고 rms는 root mean square를 의미한다. 안정화 시스템에 인가되는 외란은 기동시험을 통해 측정된 데이터를 이용하였다.

이러한 조건에서 시뮬레이션한 결과는 다음의 그림 5-8과 같다.

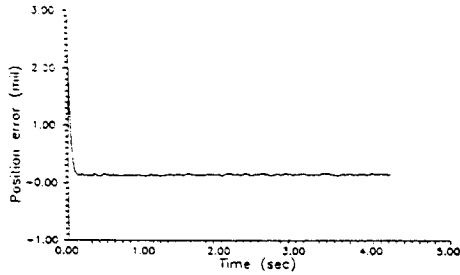


a) Position error

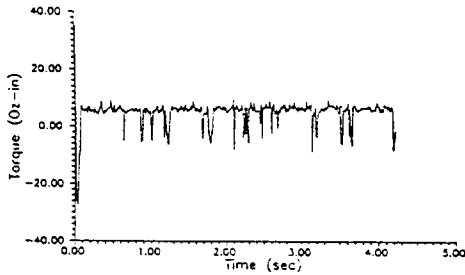


b) Driving torque

Fig. 5 Position error using Lead/Lag methods (Az. angle = 0°, vel. = 8km/h, spring const = 0.732 Oz/in)

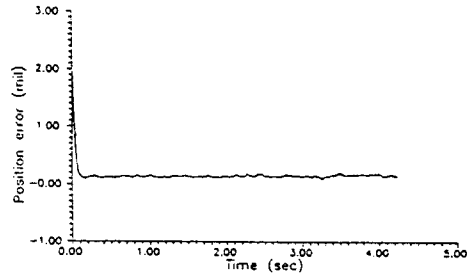


a) Position error

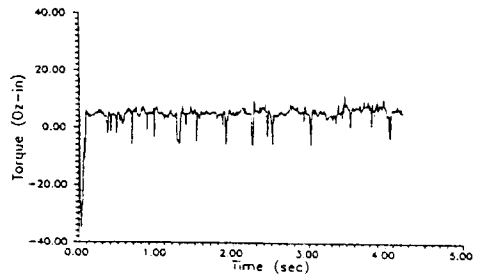


b) Driving torque

Fig.6 Position error using VSC methods  
(Az. angle = 0°, vel. = 8km/h, spring const = 0.732 Oz/in)

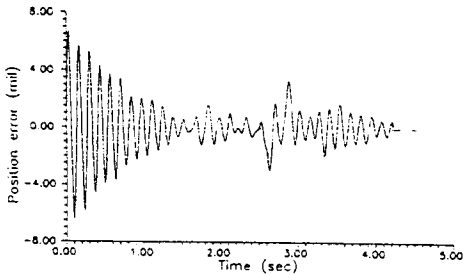


a) Position error

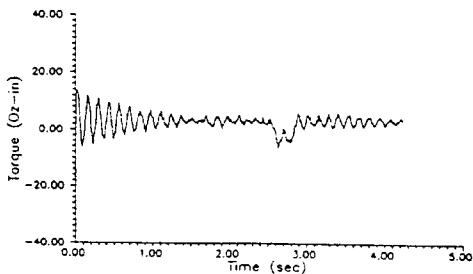


b) Driving torque

Fig.8 Position error using VSC methods  
(Az. angle = 90°, vel. = 30km/h, spring const = 1.464 Oz/in)



a) Position error



b) Driving torque

Fig.7 Position error using Lead/Lag methods  
(Az. angle = 90°, vel. = 30km/h, spring const = 1.464 Oz/in)

조건 1에서 기존의 Lead/Lag 제어시스템의 시뮬레이션 결과를 그림 5에, VSC 제어시스템의 결과를 그림 6에 각각 도시하였다.

그림 5(a)와 그림 6(a)에서, 기존의 시스템의 조준경의 각위치 오차는 4초 이후에 겨우 요구 성능을 만족시키는데 비해 VSC 제어시스템의 결과는 거의 1초 이내에 안정되며 외란에도 불구하고 동적 안정도의 조건을 충족시킴을 볼 수 있다. 그리고 그림5(b), 그림6(b)를 비교하면 기존 시스템에 비해 VSC 제어시스템에서는 초기에 구동 토크의 포화 현상을 보여주며 채터링 거동을 가진다.

궤도차량의 속도가 보다 빠른 조건 2에서 기존의 Lead/Lag 제어시스템의 시뮬레이션 결과를 그림 7에, VSC 제어시스템의 결과를 그림 8에 각각 도시하였다.

그림 7(a)와 그림 8(a)에서 같이 기존의 시스템의 조준경의 각위치 오차는 조건 1의 결과와 유사한 경향이나 거의 요구 성능을 만족시키지 못하고 계속해서 요동을 보여 주는데 비해 VSC 제어시스템의 결과는 비교적 고속에서 심한 요동에도 불구하고 거의 1초 이내에 안정됨을 알 수 있으며, 0.1 mil 정도의 정상상태

오차를 보여 주고 있으나 안정화가 성공적으로 수행되고 있음을 확인할 수 있다. 그리고 그림5(b), 그림6(b)를 비교하면 조건 1의 결과와 유사한 경향이며 VSC 제어 시스템에서의 구동 토크는 초기에 포화 현상을 보여 준다.

이상에서와 같이 야지에서 실제 기동시험결과 측정된 외란 데이터를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 성능 시험을 수행하였다. 그 결과, 특히 고속 주행시에 새로이 설계된 VSC 제어시스템이 기존의 시스템보다 우수한 조준경 안정화 특성을 보여줌을 확인하였다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 조준경 안정화 시스템의 비선형 모델을 정립하고 타당성 있는 가정하에서 단순화된 모델을 도출하였다. 이 모델에 대한 분석결과를 토대로 VSC 제어기를 설계하였다. 야지에서 실제 주행시험결과 측정된 차량의 데이터와 쿨롱마찰을 포함한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 새로이 설계된 제어시스템이 기존의 시스템보다 우수한 안정화 성능을 보였다.

특히 고속주행시에 VSC 제어시스템에 의하여 동적 안정도의 요구조건을 만족함을 확인하였다. 이때 안정 상태에 이르는 시간은 0.1초 이내이다.

남은 과제는 이상과 같은 내용을 토대로 하드웨어적인 관점에서 재설계를 위한 연구이다.

### 참고문헌

- 1) T. Harrison, "Computer Simulation and Studies of the Behavior of Stabilized Gun Systems Subject to Hull Disturbance," The Royal Military College of Science, Dept. of Mechanical Engineering, Report No. 7MVT/4, pp.95~109, Oct. 1979.
- 2) W.H. Boykin, J.L. Baumann, "Derivation and Analysis of the Complete Nonlinear Dynamic Equation of the Micom Stabilized Mirror Systems," Technical Report RG-75-11, Army Missile Research, Development, and Engineering Laboratory, pp.47~61, Sep. 1974.
- 3) Texas Instruments, "Proposal for a Gunner's Primary Tank Thermal Sight(GPTTS) for a the XK1 Tank," Texas Instruments inc., Oct. 1984.
- 4) 이만형, "Micom Stabilized Mirror System에 대한 완전한 Nonlinear Dynamic Equation의 유도과 해석", 국방과학연구소 위탁연구 중간보고서, 1989.
- 5) A.L. Helinski, "Analytical Investigation of XK1 Fire Control Stabilization System", General Dynamics Land System Report, 1984.
- 6) 김중완, 이만형, "가변구조제어계의 채터링현상의 제거를 위한 연속 입력 제어법칙의 개선", 전기학회 논문지, 제38권 제1호, pp.60~67, 1989.

1) T. Harrison, "Computer Simulation and