

<논 문> SAE NO. 96370022

차량 구동용 시뮬레이터의 설계 및 제작

Development of a Driving Simulator

송준군,* 양경덕,* 배대성,** 송창섭,** 조성현,*** 김성규***
J.K.Song, K.D.Yang, D. S. Bae, C. S. Song, S. H. Cho, S. K. Kim

ABSTRACT

The objective of this paper is to develop a motion base for the vehicle driving simulator. Kinematic analysis are carried out to obtain maximum strokes and velocities of hydraulic actuators. Hydraulic control forces of the actuators are estimated by inverse dynamic analysis. Finally, an optimal design is performed to find attachment points of the actuators so that control forces are minimized. A control logic for the motion base is developed to make the motion base follow the given reference signals. The control logic is implemented on a digital signal processor(DSP) board.

1. 서 론

새로운 차량 시스템을 개발함에 있어서 그 원형을 만드는 것은 기본적인 설계 과정이다. 그러나, 그 과정은 경제적으로 큰 부담이 될 뿐만 아니라 많은 시간을 요하게 된다. 특히, 유압장치와 같은 것은 그 요소를 바꿈에 있어서 전체 시스템의 성능에 큰 영향을 주기 때문에 차량 설계 변경을 매우 어렵게 한다.

이러한 설계나 원형을 바꿈에 있어서 그 영향을 최소화하기 위하여 최근에 차량 구동용 시뮬레이터가 설계 도구로 고려되어지고 있다. 현재 가장 진보된 시뮬레이터로는 미국 Iowa대학에서

개발 중인 시뮬레이터를 들 수 있다¹⁾. Benz社에서는 이미 차량 구동용 시뮬레이터를 개발했고, 그 성능을 향상시키려는 프로젝트가 시작되었다²⁾.

본 연구의 목적은 차량 구동용 시뮬레이터를 위한 모션 베이스 시스템을 개발하는 것이다. 차량 구동용 시뮬레이터의 개발 과정으로는 크게 3가지로 구분될 수 있다. 그 첫 번째는 모션 베이스 시스템을 개발하는 것이다. 이 작업에는 기구 설계, 유압 제어 시스템 설계, 그리고 그 하드웨어와 제어용 DSP 보드의 연결이다. 두 번째는 실시간(real-time) 차량 소프트웨어 개발이다. 차량 시스템은 몸체, 조인트, 그리고 힘요소로 모델링 되어진다. 세 번째는 비주얼시스템(visual system)을 모션 베이스와 연결시켜 시뮬레이터를 완성하는 것이다.

위의 세 가지 작업 중 본 연구에서는 그 첫 번째인 모션 베이스 개발을 하였다. 여기서는 차량

* 정회원, 한양대학교 대학원
** 정회원, 한양대학교 정밀기계공학과
*** 정회원, 만도기계 중앙연구소

의 동적 거동을 단지 rolling, pitching, 그리고 yawing만을 간단화하였다.

유압 액츄에이터의 최대 스트로크와 속도를 얻기 위해서 기구 해석을 하였다. 그리고 나서 역동력학으로 유압 액츄에이터의 힘을 알아내었다. 마지막으로 유압 액츄에이터가 받는 최대힘을 최소화하기 위한 액츄에이터의 최적 장착 위치를 찾았다.

모션 베이스가 기준 신호를 잘 추종하도록 하기 위해 제어 논리가 개발되었고, 실시간 제어를 위해 DSP(Digital Signal Processor) board가 사용되었다.

2. 기구 설계

2.1 모션 베이스 구조

본 연구에서 개발된 차량 구동용 시뮬레이터의 구조는 그림 1과 같다. 이 시스템은 플랫폼(platform), 3개의 리니어 유압 액츄에이터, 그리고 플랫폼의 중심을 지지할 기둥으로 이루어져 있다. 여기서 기둥의 높이는 1 미터로 설계하였고 볼 조인트로 기둥과 플랫폼을 연결하였

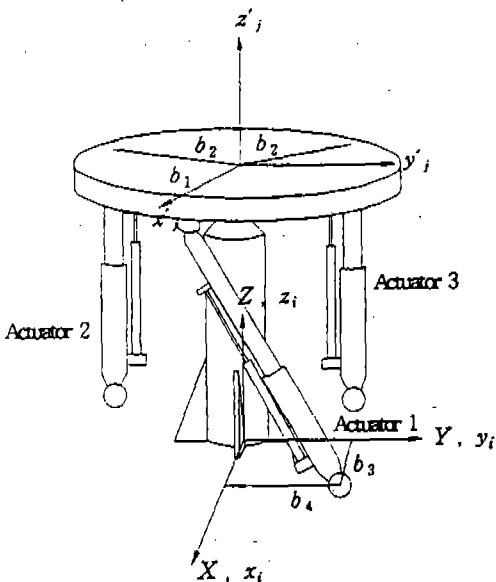


그림 1 모션 베이스의 구조와 설계 변수

다. 볼 조인트는 플랫폼의 3개의 병진 자유도를 막고, 플랫폼의 rolling, pitching 그리고 rolling 모션은 3개의 유압 실린더에 의해 제어된다.

그림 1에서 액츄에이터 1과 2가 같은 방향 혹은 다른 방향으로 수직하게 움직일 때, pitching 또는 rolling 모션이 각각 발생하게 된다. Yawing 모션은 액츄에이터 1이 밀거나 당김에 의해 발생한다. 액츄에이터 1의 장착 위치가 조금 밑으로 내려왔는데 이는 모션 베이스와 액츄에이터의 간섭을 막기 위함이다.

2.2 플랫폼의 자세

플랫폼의 모션은 자세 행렬로 표현되어진다. 플랫폼의 자세를 표현하는 데는 많은 여러 가지 방법이 있다³⁾. 그 중 본 연구에서는 자세 행렬을 표현하기 위해 Bryant angle을 선택하였다.

Bryant angle의 회전 순서는 그림 2^{3),4)}와 같이 $\xi''-\eta'-\zeta$ 이다. 플랫폼의 자세 행렬 A는 다음과 같이 정의된다.

$$A \equiv DCB \quad (1)$$

여기서 행렬 D, C, 그리고 B는 각각 ξ'' , η' , 그리고 ζ 축에 대한 회전 변환 행렬이고 다음과 같이 정의된다.

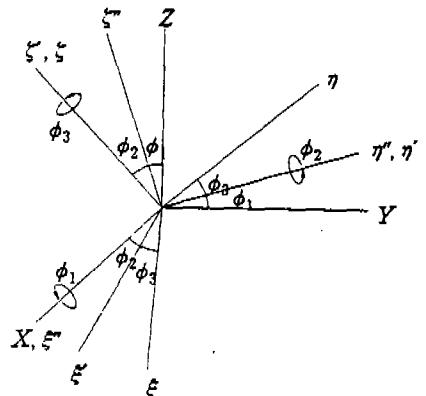


그림 2 Bryant angle

$$D \equiv \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_1 & -\sin \phi_1 \\ 0 & \sin \phi_1 & \cos \phi_1 \end{bmatrix}$$

$$C \equiv \begin{bmatrix} \cos \phi_2 & 0 & \sin \phi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \phi_2 & 0 & \cos \phi_2 \end{bmatrix}$$

$$B \equiv \begin{bmatrix} \cos \phi_3 & -\sin \phi_3 & 0 \\ \sin \phi_3 & \cos \phi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

여기서 ϕ_1, ϕ_2 그리고 ϕ_3 는 각각 $\xi'', \eta',$ 그리고 ζ 축에 대한 회전각이다.

자세 행렬의 시간 미분은 식 (1)을 한 번, 그리고 두 번 미분함으로써 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{A} = \dot{D}CB + DC\dot{B} + DC\dot{B} \quad (2)$$

$$\ddot{A} = \ddot{D}CB + DC\ddot{B} + 2(\dot{D}CB + DC\dot{B} + DC\dot{B}) \quad (3)$$

2.3 기구 해석

플랫포움의 rolling, yawing, 그리고 pitching 모션을 제어하기 위해 유압 실린더가 사용되었기 때문에 주어진 플랫포움의 자세에 대한 대응하는 실린더의 스트로크를 찾기 위해 기구 해석이 필요하다.

엑츄에이터의 두 장착 지점에 대한 거리벡터 d^s 는 다음과 같이 표시된다.

$$d = r_p + A_p s_p' - r_g - A_g s_g' \quad (4)$$

여기서 g 와 p 는 각각 지면(ground)과 플랫포움을 나타낸다. 벡터 r 은 관성좌표계(inertial reference frame)의 원점(origin)과 국부 좌표계의 원점 사이의 벡터이다. 벡터 s' 는 국부 좌표계의 원점과 엑츄에이터 장착 지점 사이의 상수 벡터이다.

본 논문에서 프라임(')기호는 플랫포움 국부 좌표계에서 본 벡터를 뜻하고, 프라임 기호가 없

는 것은 관성좌표계에서 본 것이다.

엑츄에이터의 길이는 벡터 d 를 내적을 취함으로써 얻을 수 있다.

$$l^2 = d^T d \quad (5)$$

$$l = \sqrt{d^T d} \quad (6)$$

엑츄에이터의 속도는 식 (5)를 미분함에 의해서 얻어진다.

$$\dot{l} = \frac{1}{l}(d^T \dot{d}) \quad (7)$$

여기서 벡터 d 의 시간 미분은 다음과 같다.

$$\dot{d} = \dot{r}_p + \dot{A}_p s_p' - \dot{r}_g - \dot{A}_g s_g' \quad (8)$$

엑츄에이터의 가속도는 식 (7)을 미분함으로써 얻을 수 있다.

$$\ddot{l} = \frac{1}{l}(d^T \ddot{d} + \dot{d}^T \dot{d} - l^2) \quad (9)$$

여기서

$$\ddot{d} = \ddot{r}_p + \ddot{A}_p s_p' - \ddot{r}_g - \ddot{A}_g s_g' \quad (10)$$

지면과 플랫포움의 국부좌표계 원점이 고정되었기 때문에 그 속도와 가속도는 0이다. 게다가, 지면에 대한 자세 행렬 A_g 이 항상 단위 행렬이고, 그 시간에 대한 미분은 0이다. 즉

$$r_g = \dot{r}_g = \ddot{r}_g = \dot{r}_p = \ddot{r}_p = [000]^T \quad (11.a)$$

$$A_g = I, \dot{A}_g = \ddot{A}_g = 0 \quad (11.b)$$

그 결과, 식 (11)에 의해 식 (4), (8) 및 (10)은 다음과 같이 간단화될 수 있다.

$$d = r_p + A_p s_p' - s_g \quad (12.a)$$

$$\dot{d} = \dot{A}_p s_p' \quad (12.b)$$

$$\ddot{d} = \ddot{A}_p s_p' \quad (12.c)$$

따라서 식 (6)에서 유압 액츄에이터의 길이 l 은 식 (12.a)의 행렬 A_p 에 의해 결정되며 다시 행렬 A_p 는 식 (1)에 의해 결정 된다. 그러므로 사용자는 행렬 B, C, D를 결정함으로써 현재의 길이 l 을 구할 수 있고 유압 액츄에이터의 원래 길이를 빼줌으로써 레퍼런스 신호를 만들 수 있다.

2.4 역동력학 해석

유압 실린더와 서어보 밸브를 해석하기 위해, 모션 베이스를 제어하기 위해 필요한 힘을 알아야만 한다.

시스템이 완전하게 제어된다고 가정하면, 액츄에이터 길이는 거리 구속 조건을 사용함으로써 구할 수 있다. Newton-Euler 방정식⁵⁾에 의하여 거리 구속 조건을 이용한 모션 베이스의 모션에 대한 지배 방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$I' \dot{\omega}' + \tilde{\omega}' I' \omega' + \Phi_{\pi'}^T \lambda = n' \quad (13)$$

여기서 행렬 I' 와 $\Phi_{\pi'}$ 는 각각 거리 구속 조건에 대한 질량 관성 모멘트 행렬과 Jacobian 행렬이다. 그리고, 벡터 ω' , $\dot{\omega}'$, n' 및 λ 는 각각 각속도, 각가속도, 외부 토크 및 Lagrange 승수이다. 거리 구속 조건에 대한 Jacobian 행렬은 가상 회전 $\delta\pi'$ 에 대한 식 (5)의 변분을 취해서 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\Phi_{\pi'} = -2d^T A_p \tilde{s}_p' \quad (14)$$

각속도 ω' 는 Bryant angle의 시간 미분으로 다음과 같이 표현한다.

$$\omega' = \begin{bmatrix} \omega_x' \\ \omega_y' \\ \omega_z' \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\phi}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \phi_3 & \sin \phi_3 & 0 & 0 \\ -\sin \phi_3 & \cos \phi_3 & 0 & \dot{\phi}_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} \cos \phi_3 & \sin \phi_3 & 0 \\ -\sin \phi_3 & \cos \phi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \cos \phi_3 & 0 & -\sin \phi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \phi_3 & 0 & \cos \phi_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \cos \phi_1 \cos \phi_3 & \sin \phi_3 & 0 \\ -\cos \phi_2 \sin \phi_3 & \cos \phi_3 & 0 \\ \sin \phi_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \end{bmatrix} \equiv H \dot{\phi} \quad (15)$$

식 (15)의 시간 미분은 다음과 같다.

$$\dot{\omega}' = G \dot{\phi} + H \dot{\phi} \quad (16)$$

제어되는 유압 액츄에이터는 거리 구속 조건으로 고려될 수 있는데 이것을 제외하고는 플랫폼에 외부 토크가 작용하지 않으므로, 식 (13)는 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\Phi_{\pi'}^T \lambda = -(I' \dot{\omega}' + \tilde{\omega}' I' \omega') \quad (17)$$

따라서, 식 (17)에 의해서 벡터 λ 를 구할 수 있다.

그림 3에서와 같이 액츄에이터 i 의 유압힘(F_i)에 의해 플랫폼에 작용되는 또다른 토크 T_i' 에 대한 표현으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} T_i' &= A_p^T T_i \\ &= A_p^T A_p \tilde{s}_{pi}' F_i \\ &= A_p^T A_p \tilde{s}_{pi}' A_p^T F_i \end{aligned} \quad (18)$$

여기서 벡터 s_i 는 관성좌표계에서 플랫폼 중심으로부터 액츄에이터 i 까지의 거리이다. 변환 행렬 A_p 가 직교하므로, $A_p^T A_p$ 는 단위행렬이다.

그림 3에서 보는 것과 같이 벡터 F_i 와 $f_i \frac{d_i}{|d_i|}$ 가 같으므로 식 (18)은 다음과 같이 된다.

$$T_i' = \tilde{s}_m' A_p T_f \frac{d_i}{|d_i|} \quad (19)$$

여기서 d_i 는 액츄에이터 i 의 거리 벡터이다. 첨자 i 는 본 논문에서는 액츄에이터 i 를 표현하는 것으로 사용했다.

구속된 액츄에이터 힘에 의해 플랫폼의 토오크가 발생하므로, 식 (17)로부터 하나의 액츄에이터에 대한 방정식을 뽑아낼 수 있다. 또한 식 (18)과 같다고 놓으면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\phi_{\pi'}^T \lambda_i = T_i' \quad (20)$$

그러므로, 식 (20)은 식 (14)와 식 (15)를 적용시켜 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(-2d_i^T A_p \tilde{s}_m')^T \lambda_i = \tilde{s}_m' A_p T_f \frac{d_i}{|d_i|} \quad (21)$$

결국, 유압 액츄에이터가 발생시켜야 하는 힘은 식 (22)와 같이 얻을 수 있다.

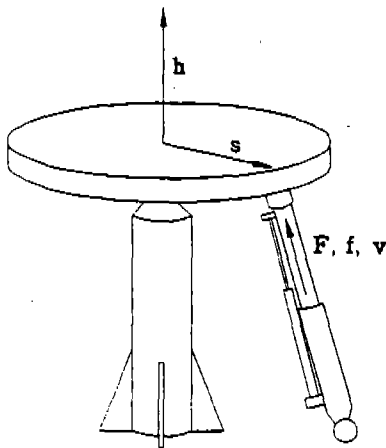


그림 3 시스템에 정의된 Vector

$$f_i = -2\lambda_i |d_i| \quad (22)$$

2.5 최적 설계

모션 베이스 설계를 위하여 수치적 최적화 기법이 적용되었다. 플랫폼의 입력은 차량 사시의 주파수가 2Hz이하이기 때문에 주파수 2Hz인 사인 함수로 가정하였다.

모션 베이스를 제어할 액츄에이터의 힘을 최소화하기 위해서 목적 함수를 선택하였다. 따라서 목적 함수를 쓰면 다음과 같다.

$$\min. \max \sum_{i=1}^3 (|f_i|) \quad (23)$$

여기서 f_i 는 식 (22)에 의해서 구할 수 있다.

속도가 1.6m/s보다 빠른 그러한 응답성을 가지게 하려면 서어보 밸브를 특별히 주문해야 하고, 값이 비싸진다. 따라서, 실린더의 속도의 1.6m/s보다 작도록 구속되어야 한다.

$$\phi = |v_i| - 1.6 < 0 \quad i=1, 2, 3 \quad (24)$$

여기서 v_i 는 식 (6)에 의해서 구할 수 있다.

유압 실린더와 플랫폼 사이에 있는 볼 조인트는 회전에 대한 물리적 제한이 있다. 플랫폼의 수직 단위 벡터 h 와 액츄에이터의 축방향 단위 벡터 v_i 사이의 상대 각도는 그림 3과 같다. 액츄에이터 2와 3의 상대 각도는 벡터의 내적을 함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$a_i = \cos^{-1}(h^T v_i) \times \frac{180^\circ}{\pi} \quad i=2,3 \quad (25.a)$$

액츄에이터 1은 그림 1에서 보는 바와 같이 초기 상대각을 갖고 있기 때문에 식 (25a)는 오직 액츄에이터 2와 3에만 적용이 된다. 액츄에이터 1의 조인트 각은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$a_1 = [\cos^{-1}(h^T v_1) - \cos^{-1}(h^T v_2)] \times \frac{180^\circ}{\pi} \quad (25.b)$$

여기서 v_i 는 초기 설계 상태에서 액츄에이터 1의 축에 대한 단위 벡터이다. 그러므로, 구속조건식은 다음과 같다.

$$a_i < 45^\circ \quad i=1, 2, 3 \quad (26)$$

액츄에이터들은 서로 충돌하거나 간섭을 하여서는 안된다. 만약 그림 4에서와 같이 액츄에이터간의 가장 짧은 거리가 실린더와 그 요소들 간의 지름보다도 길면 두 액츄에이터간의 상호 간섭은 피할 수 있다.

그림 4에서 보듯이 벡터 e_1 과 e_2 는 각 액츄에이터의 축방향 벡터이고, g 는 각 액츄에이터에 직교한 선방향 벡터이다. 벡터를 $e_1 = [l_1, m_1, n_1]^T$ 과 $e_2 = [l_2, m_2, n_2]^T$ 로 놓는다. 점 P 와 Q 는 액츄에이터들과 벡터 g 의 교점들이다. 두 액츄에이터간의 가장 짧은 거리는 점 P 와 Q 점 간의 거리이다.

액츄에이터들의 축방향을 통과하는 선들의 방정식들은 다음과 같다.

$$\frac{x-x_1}{l_1} = \frac{y-y_1}{m_1} = \frac{z-z_1}{n_1} = t \quad (27.a)$$

$$\frac{x-x_2}{l_2} = \frac{y-y_2}{m_2} = \frac{z-z_2}{n_2} = s \quad (27.b)$$

여기서 t 와 s 는 파라미터이다. 따라서, 점 P 와 Q 는 파라미터 t 와 s 로 표현할 수 있다.

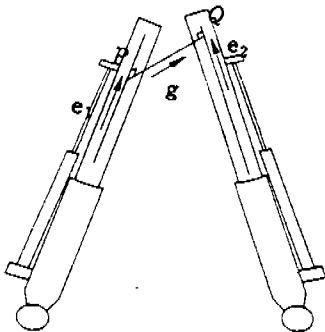


그림 4 액츄에이터간의 거리

$$P = (l_1 t + x_1, m_1 t + y_1, n_1 t + z_1) \quad (28.a)$$

$$Q = (l_2 s + x_2, m_2 s + y_2, n_2 s + z_2) \quad (28.b)$$

그러므로, 식 (28)에서 Q 로부터 P 를 소거하여 벡터 g 를 구할 수 있다.

$$g = (x_2 - x_1 + (l_2 - l_1)t, x_2 - y_1 + (m_2 - m_1)t, z_2 - z_1 + (n_2 - n_1)t) \quad (29)$$

벡터 g 는 벡터 e_1 과 e_2 에 직교하므로 다음과 같다.

$$e_1^T g = 0 \quad (30.a)$$

$$e_2^T g = 0 \quad (30.b)$$

식 (30)을 행렬 형식으로 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 1 & -H \\ H & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t \\ s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_2(x_1 - x_2) + m_2(y_1 - y_2) + n_2(z_1 - z_2) \\ l_1(x_1 - x_2) + m_1(y_1 - y_2) + n_1(z_1 - z_2) \end{bmatrix} \quad (31)$$

여기서 $H = l_1 l_2 + m_1 m_2 + n_1 n_2$ 이고 정규화 조건 $l^2 + m^2 + n^2 = 1$ 이 사용되었다. 그러므로, 식 (31)에서의 첨자 l 와 s 를 식 (29)에 대입하여 점 P 와 Q 를 구할 수 있다. 따라서, 가장 짧은 거리는 다음과 같은 구속 조건에 의해 수식화될 수 있다.

$$|q| < \text{설계공차} \quad (32)$$

여기서 설계공차는 반드시 주어져서 액츄에이터 상호간에 간섭이 일어나지 않도록 해야 한다.

그림 1에서와 같이 설계 변수로 4개의 변수를 선택하였다. 변수 b_1 과 b_2 는 플랫폼의 중심으로부터 각각 액츄에이터 1과 2의 장착점까지의 거리이다. 그리고 b_3 과 b_4 는 각각 액츄에이터 1

의 장차 지점의 x와 y의 좌표를 따라 지면으로 가는 좌표를 나타낸다.

간단히 나타내면, 구속 최적화 문제는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} & \text{minimize } \max(|f|) \\ & \text{s.t. : } \max(|l_i|) < 1.6\text{m/sec} \\ & 0.5 \leq b_1, b_2 \leq 0.7 \\ & 0.0 \leq b_3 \leq 0.5 \\ & 0.3 \leq b_4 \leq 0.6 \\ & a_1, a_2, a_3 < 45^\circ \\ & |q| < \text{Tolerance} \end{aligned}$$

설계 변수들의 수치 값이 작기 때문에 모든 가능한 값들의 조사법이 사용되어야 한다. 설계변수들은 0.1씩 나누어 계산하였으며, 최적 설계 변수들은 표 1과 같이 구하였다. 각액츄에이터들의 최대 행정, 속도 그리고 힘은 표 2와 같다. 이 설계 변수들은 모든 구속 조건을 만족시킨다.

3. 제어 논리 설계

모션 베이스는 3개의 유압 액츄에이터에 의해 제어된다. 그런데, 3개의 액츄에이터가 서로 커플링되었기 때문에 여기에 따른 제어 논리는 다입력 다출력 이론에 바탕을 두어 설계되어야 한다. 가장 큰 연성은 yawing 모션을 일으키는 액츄에이터로부터 나온다. 왜

냐하면 액츄에이터 1이 지면과 약간의 경사각을 이루며 모션 베이스를 밀고 당기기 때문이다. 액츄에이터 힘의 수평 요소는 yawing 모션을 발생시키는 데 사용한다. 이 때, 액츄에이터 힘의 수직 요소는 모션베이스에 오동작을 발생시킨다. 이 오동작은 액츄에이터 2와 3에 의해 제거시켜야만 한다. 그 결과 제어 논리는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u_1(t) = k(e_1 + \dot{e}_1 + \int e_1 dt) \tag{33.a}$$

$$\begin{aligned} u_2(t) &= k(e_2 + \dot{e}_2 + \int e_2 dt) \\ &\quad \alpha \cdot k(e_1 + \dot{e}_1 + \int e_1 dt) \end{aligned} \tag{33.b}$$

$$\begin{aligned} u_3(t) &= k(e_3 + \dot{e}_3 + \int e_3 dt) \\ &\quad \alpha \cdot k(e_1 + \dot{e}_1 + \int e_1 dt) \end{aligned} \tag{33.c}$$

여기서 $e_i = l_i - l_{id}$ 이고 $\dot{e}_i = \dot{l}_i - \dot{l}_{id}$ 이다. l_{id} 과 \dot{l}_{id} 는 각각 레퍼런스 길이와 속도이다. 상수 α 는 액츄에이터 1의 방향 코사인이고 액츄에이터 1로부터 나오는 수직 성분의 힘을 없애준다. 계인 값 k 는 시스템이 안정하고 제어 에러가 어느 일정한 한계 이내로 들도록 실험을 의해 결정하였다.

4. 제어 시스템의 제작

차량 구동용 시플레이터의 디지털 제어 알고리즘은 DSP(digital signal processor) 보드에 심어 수행하였다. 이 보드는 TEXAS INSTRUMENTS社의 TMS320C31를 사용하였다. 디지

표 1 설계 변수의 최적값

Design variables	b_1	b_2	b_3	b_4
Optimum values	0.5	0.5	0.0	0.5

표 2 각 액츄에이터의 최적화된 결과

Actuator no.	Maximum stroke	Maximum velocity	Maximum force(kN)	
	(m)	(m/sec)	Tension	Compression
1	0.4	1.568	28.14	5.51
2	0.35	1.424	25.85	4.36
3	0.35	1.424	29.21	5.09

털 제어 시스템의 블록 선도는 그림 5와 같다.

DSP에 의해 수행되는 제어기는 센서에 의한 피이드 백에 반응하여 액츄에이터 명령 신호를 발생한다. DAC(digital-to-analog converter)는 DSP의 디지털 출력을 서어보 앰프의 입력이 될 아날로그 전압으로 바꾸어 준다. 서어보 앰프는 서어보 밸브의 토르크 모터를 구동하기 위해 입력 전압에 비례하여 출력 전류로 바꾸어 준다. 토르크 모터에 의해 스펀 밸브의 위치가 제어되고 그로 인하여 유압 실린더가 구동된다. LVDT 센서는 유압 실린더의 위치를 측정하여 DSP 보

드로 피이드백하여 준다.

제어 시스템은 PC와 DSP로 구성되어 있다. 제어 알고리즘은 DSP 보드에 있고 PC는 키보드로부터 파라미터 값을 받아서 그것을 DSP 보드로 넘겨주는 역할을 한다.

PC와 DSP 보드사이의 정보 전달은 2가지 방법이 있다. 그 한가지는 듀얼포트램(dual port RAM)을 사용하는 것이다. 본 연구에 사용된 DSP 보드에는 IDT 7133 2k*16 bits의 듀얼 포트램이 있는데 이는 PC와 DSP 보드 모두에게 데이터를 읽고 쓰기가 가능하게 해준다. PC

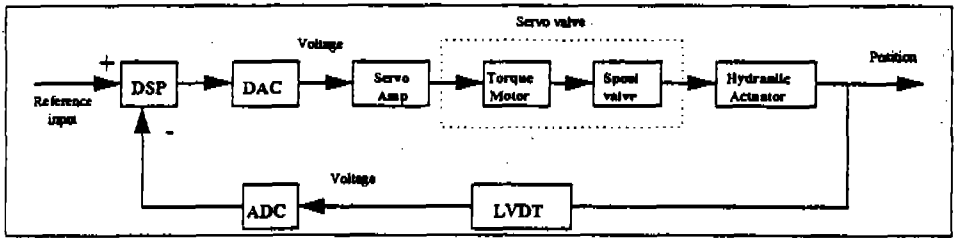


그림 5 디지털 제어 시스템의 블록선도

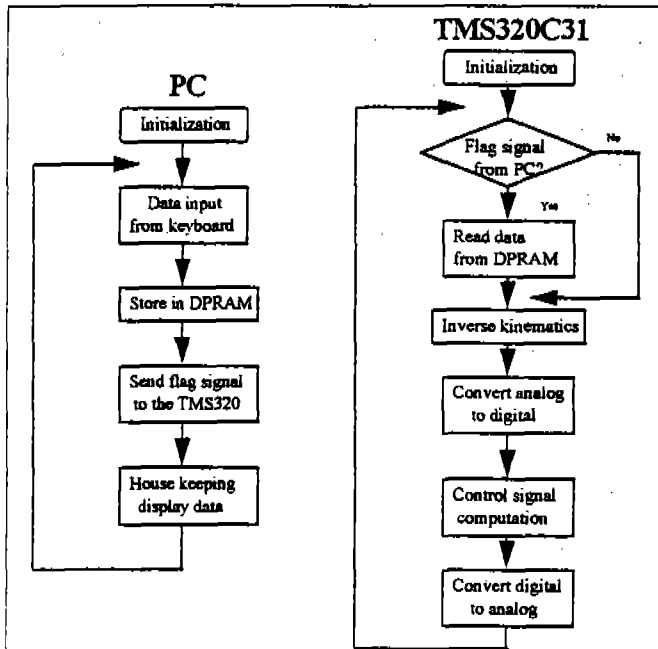


그림 6 제어 시스템의 순서도

는 데이터를 듀얼 포트 램에 쓰고 DSP 보드는 그것을 통해서 데이터를 읽는다. 또 한가지 방법은 I/O 버스를 이용하는 것이다. 여기서는 듀얼 포트 램을 사용했는데 이는 듀얼 포트 램이 I/O 버스를 사용하는 것보다 통신 속도가 빠르기 때문이다.

본 연구에서 사용한 프로그램의 순서도는 그림 6과 같다. PC는 시스템 변수를 초기화하고 플래그 신호(flag signal)와 데이터를 듀얼 포트 램을 통해서 DSP 보드로 전송한다.

5. 제어 알고리즘의 이산화

참고 문헌 (7)을 인용하면 간단한 연속시간계의 PID제어 알고리즘은 다음과 같다.

$$U(s) = k_p \left[1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{1 + \frac{T_d}{N} s} \right] E(s) \quad (34)$$

여기서 $U(s)$ 는 제어기의 출력이고, $E(s)$ 는 에러 신호, k_p 는 비례 게인, T_i 는 적분 시정수, 그리고 T_d 는 미분 시정수이다. 순수한 미분기를 사용하는 것보다는 필터된 미분기가 사용되었다. 우변의 3번째 항은 저주파 영역에서는 미분 값을 잘 근사화 하나 고주파 영역에서는 게인 값이 N 으로 제한된다. N 값은 일반적으로 3부터 10 정도로 놓는다. 본 연구에서는 N 값을 5로 선택하였다.

참고문헌 (6)에서의 modified matched pole zero method(modified MPZ method)를 이용하면, PID 제어기의 이산화는 다음과 같다.

$$K(z^{-1}) = k \left[1 + \frac{T}{T_D} \frac{z^{-1}}{1-z^{-1}} + \frac{T_{Dd}}{T} \frac{1-z^{-1}}{1-\nu z^{-1}} \right] \quad (35)$$

여기서, $T_{id} = T_i$
 $T_{Dd} = NT$
 $\nu = e^{-NT/T_D}$

보조 변수를 사용하여, 식 (36)는 다음과 같

이 차동 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} u_k &= k(e_k + v'_k + v^D_k) \\ v'_k &= v'_{k-1} + (T/T_{id})e_{k-1} \\ v^D_k &= \nu v^D_{k-1} + (T_{Dd}/T)(e_k - e_{k-1}) \end{aligned} \quad (36)$$

여기서 v'_k 과 v^D_k 는 우변의 두 번째 항인 적분 값과 세 번째 항인 미분 값을 각각 표시한다.

식 (33)과 같은 이산화 과정에 적용하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$u_{k1} = k(e_{k1} + v'_{k1} + v^D_{k1}) \quad (37.a)$$

$$u_{k2} = k(e_{k2} + v'_{k2} + v^D_{k2}) + \alpha \cdot k(e_{k1} + v'_{k1} + v^D_{k1}) \quad (37.b)$$

$$u_{k3} = k(e_{k3} + v'_{k3} + v^D_{k3}) + \alpha \cdot k(e_{k1} + v'_{k1} + v^D_{k1}) \quad (37.c)$$

시스템의 샘플링 주파수는 시스템 고유 주파수의 약 10부터 20배 사이를 선택한다. 유압 고유 주파수는 질량, 등가 체적(equivalent volume), 실린더 면적 그리고 유효 체적 탄성 계수와 관계 있다. 선정된 시스템에서 유압 고유 주파수를 계산해 보면 약 59Hz가 나오므로 샘플링 주파수는 1kHz로 선택하였다.

시스템의 안정된 동작을 위해 모션 베이스에 설계된 2 Hz보다 10배가 적은 0.2Hz의 모션 주파수로 pitching각을 최대 5°의 정현파로 주었을 때, 레퍼런스 신호에 대한 유압 실린더 3의

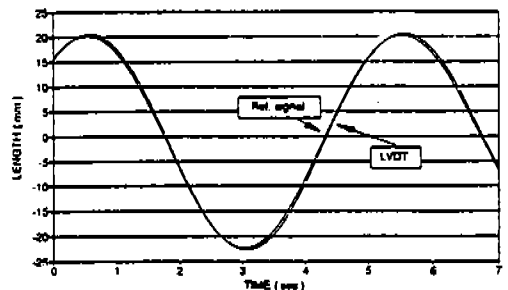


그림 7 레퍼런스 신호와 LVDT 신호

응답은 그림 7과 같다. 여기서 유압 실린더 3은 Pitching을 주도하는 유압 실린더 이다. 파라미터값 k , T_D 그리고 T_{Dd} 는 각각 5, 100 그리고 0.003로 선택하였으며 모션 베이스가 레퍼런스 신호를 1.7%의 오차 내로 추종하였다.

6. 결 론

세계의 회전 자유도를 가진 차량 구동용 시뮬레이터를 개발하였다. 본 연구의 목적은 시뮬레이터워 설계와 제작에 초점을 두었다. 액츄에이터의 장착 지점과 유압 힘을 결정하기 위해서 기구 해석과 역동력학을 수행하였다. 철저한 탐색 방법에 의해 최적 설계 변수들의 값을 얻었다. 유압 액츄에이터가 레퍼런스 신호를 추종하게 하기 위해서 제어 논리가 개발되었다. 모션베이스 제어를 위한 아날로그 PID제어기가 이산화 되었고 DSP 보드에 프로그래밍화하였다. 실험에 의해 측정된 센서 신호가 레퍼런스 신호를 1.7% 내의 오차로 추종함을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 만도기계 중앙연구소와의 산학협동 과제 "HYDRAULic 시뮬레이터 개발을 위한

유압 SERVO SYSTEM 설계 및 제어 알고리즘 개발"의 연구 중 일부이며, 관계자들에게 깊이 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. E. J. Haug et al, Feasibility Study and Conceptual Design of Driving Simulator, DTNH 22-89-07352, U. S. Department of Transportation, March, 1990
2. J. Drosel et al, The Dimler-Benz Driving Simulator a Tool for Vehicle Development, SAE Tech Pap. Ser., NO. 850334, 1985
3. J. Wittenburg, Dynamics of Systems of Rigid Bodies, B. G. Teubner, Stuttgart, 1977
4. P. E. Nikravesh, Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall International, 1988
5. E. J. Haug, Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, Boston, 1989.
6. Frank L. Lewis, Applied Optimal Control and Estimation, Prentice-Hall, pp, 266-268