

# 공기압실린더 구동장치를 이용한 6자유도 시뮬레이터의 자세제어에 관한 연구

## Study on the Pose Control of a 6 DOF Simulator with Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

정지현 · 지상원 · 장지성  
J. H. Jeong, S. W. Ji and J. S. Jang

**Key Words** : 6-DOF Simulator(6자유도 시뮬레이터), Pose Control(자세제어), Pneumatic Cylinder Driving Apparatus(공기압실린더 구동장치)

**Abstract** : In this study, 6-DOF simulator using pneumatic cylinder driving apparatus was manufactured because a pneumatic cylinder driving apparatus is superior to electric driving motor and hydraulic actuator, which used in traditional 6-DOF simulator, in competitive price and acceleration performance, and, 6-DOF motion can be realized at a low price in case that relatively low load is imposed on the simulator. The possible range of pose control of the simulator was investigated by inverse kinematics, and, it was controlled by a linear controller derived from linear model of the simulator. The Experimental results show that the simulator follows given coordinate well.

### 1. 서 론

스튜어트 플랫폼으로 대표되는 6자유도 시뮬레이터는 여러 개의 직렬 축이 병렬로 연결되어 가동부하를 상호(synergistic) 운동방식으로 구동하는 장치로서 기구학적으로 페루프 특성을 가지고 있다.<sup>1)</sup> 구조적으로는 여러 개의 직렬 축이 부하를 분담하기 때문에 직렬 매니플레이터와 비교하여 강성이 크고 부하 비가 우수하며, 또한, 뛰어난 동특성, 쉬운 역기구학 해석 등의 장점을 가지고 있다.

지금까지 제작된 대부분의 6자유도 시뮬레이터에서는 전기구동 모터나 유압 액추에이터를 선형 액추에이터로 사용하였지만 정밀한 자세제어성능이 요구되지 않는 경우에는 가동부하 구동용 선형 액추에이터로 공기압실린더를 채택할 수 있다. 공기압실린더는 액추에이터 자체로서의 위치제어 정밀도는 떨어지지만 가격이 저렴하고, 압축공기의 충전

또는 방출을 통한 가·감속 성능이 우수하므로 가동부하의 크기가 작은 경우에는 저가로 6자유도 운동을 구현할 수 있는 장점이 있다.

본 논문에서는 저가의 시뮬레이터를 이용한 6자유도 운동 구현을 목적으로 공기압실린더 구동장치를 병렬로 연결한 시뮬레이터를 제작하고, 6자유도 운동을 구현하였다. 이 때, 6자유도 운동이 가능한 범위는 6자유도 운동방정식을 이용한 역기구학을 활용하여 도출하였다. 6자유도 운동을 구현하기 위한 제어기로는 상태피드백 제어기를 적용하였고,<sup>2)~5)</sup> 제어기 파라미터는 공기압실린더 구동장치를 포함한 6자유도 시뮬레이터의 선형모델로부터 유도하였다. 이 때, 각 실린더의 목표위치는 시뮬레이터의 가동부하인 상판의 목표 좌표를 설정한 후 역기구학을 통하여 구하였다.<sup>6)</sup>

제작한 6자유도 시뮬레이터의 자세제어 성능은 실험을 통하여 검증하였고, 공기압실린더 구동장치의 비선형 특성 및 부하변동에 의하여 정상상태 오차가 발생하였지만, 목표치를 비교적 잘 추종하고 있음을 확인 할 수 있었다.

접수일 : 2007년 5월 4일, 채택일자 : 2007년 7월 24일  
정지현(책임저자) : 부경대학교 제어기계공학과  
E-mail : [pkm95281@pknu.ac.kr](mailto:pkm95281@pknu.ac.kr) TEL. 051-552-2487  
지상원 : 부경대학교 제어기계공학과  
장지성 : 부경대학교 기계공학부

## 2. 6자유도 시뮬레이터의 구성

본 연구에서 제작한 시뮬레이터를 Fig. 1에 나타낸다. Fig. 1에서 알 수 있는 바와 같이 시뮬레이터는 정육면체 형태의 상·하판과 이들을 연결하는 6개의 공기압실린더, 제어밸브 및 포텐쇼미터로 구성되어 있고, 각 실린더 구동장치에 설치되어 있는 제어밸브로 제어입력을 인가하면 6개의 공기압실린더가 구동되어 상판의 6자유도 운동을 구현하게 된다.

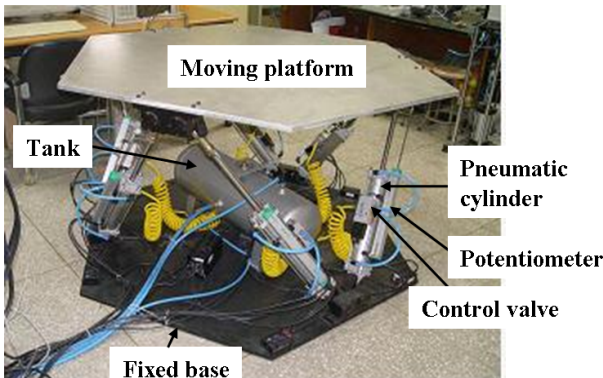


Fig. 1 Configuration of 6-DOF simulator using pneumatic cylinder driving apparatus

한편의 길이가 808[mm]인 상판은 자중을 감소시키기 위하여 알루미늄재질로 제작하였다. 구면 조인트가 설치된 상판과 하판 사이에 양 끝단이 연결되어 있는 공기압실린더는 내경 64[mm], 행정길이 0.3[m]인 편로드형 실린더(TCDA2CD63-300, TPC(社))를 이용하였다. 실린더 상부 부하의 위치는 실린더와 병렬로 연결한 선형 포텐쇼미터(LT-M-300-s, GEFTRAN(社))를 이용하여 검출하였고, 포텐쇼미터에서 검출한 위치신호는 A/D변환기(PXI-6229, N.I.(社))를 이용하여 제어용 P.C.(PXI-1042Q, N.I.(社))로 입력하였다. 제어밸브(MPYE-5-1/4-010-B, FES-TO(社))는 최대 유효단면적이 18[mm<sup>2</sup>]인 4방향 비례제어밸브를 사용하였고, 제어밸브로의 입력신호는 D/A변환기(PXI-6229, N.I.(社))를 이용하여 제어용 P.C.(PXI-1042Q, N.I.(社))로부터 출력하였다.

## 3. 시뮬레이터의 역기구학

시뮬레이터의 역기구학 해석을 위한 개략도를 Fig. 2에 나타낸다. Fig. 2에 사용된 기호는 다음과 같다.

$C$  : 하판 조인트 좌표,  $B$  : 상판 조인트 좌표,  $a$  : 하판 조인트 위치벡터,  $b$  : 상판 조인트 위치벡터,  $d$  : 축길이,  $O$  : 하판 중심 좌표,  $E$  : 상판 중심 좌표,  $i : 1, 2, \dots, 6$

Fig. 2에 나타낸 하판과 상판 조인트의 위치벡터는 각각 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

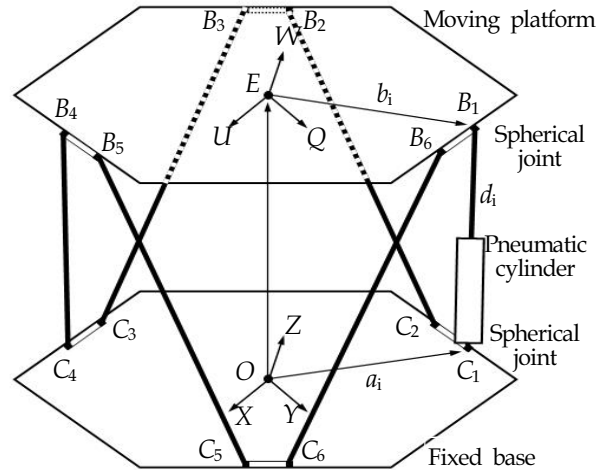


Fig. 2 Schematic diagram of the simulator to derive inverse kinematics of 6-DOF motion

$$a_i = [a_{iX} a_{iY} a_{iZ}]^T \quad (1)$$

$$b_i = [b_{iX} b_{iY} b_{iZ}]^T \quad (2)$$

식 (1), (2)를 이용하여  $i$ 번째 축에 대한 벡터방정식을 표현하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{C_i B_i} = \overline{OE} + H b_i - a_i \quad (3)$$

식 (3)에서  $H$ 는 회전 매트릭스를 나타낸다. 상판의  $X, Y, Z$  축에 대한 회전각을 각각  $r, p, y$ 로 정의하면 회전 매트릭스  $H$ 는 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$H = \begin{bmatrix} U_X & Q_X & W_X \\ U_Y & Q_Y & W_Y \\ U_Z & Q_Z & W_Z \end{bmatrix},$$

$$U_X = \cos(y) \cos(p),$$

$$Q_X = \cos(y) \sin(p) \sin(r) - \sin(y) \cos(r),$$

$$W_X = \cos(y) \sin(p) \cos(r) + \sin(y) \sin(r),$$

$$U_Y = \sin(y) \cos(p),$$

$$Q_Y = \sin(y) \sin(p) \sin(r) + \cos(y) \cos(r),$$

$$W_Y = \sin(y) \sin(p) \cos(r) - \cos(y) \sin(r),$$

$$\begin{aligned} U_Z &= -\sin(\phi), \\ Q_Z &= \cos(\phi)\sin(\gamma), \\ W_Z &= \cos(\phi)\cos(\gamma) \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에서  $U, Q, W$ 는 각각  $X, Y, Z$  축에 대한 상판의 병진운동 거리를 나타낸다. 식 (3)에 나타낸  $\overline{OE}$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$\overline{OE} = [U \ Q \ W]^T \quad (5)$$

식 (3)을 이용하여  $i$ 번째 축길이  $d_i$ 를 표현하면 식 (6)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} d_i^2 &= [\overline{OE} + Hb_i - a_i]^T [\overline{OE} + Hb_i - a_i], \\ \therefore d_i &= [(\overline{OE})^T \overline{OE} + b_i^T b_i + a_i^T a_i + 2(\overline{OE})^T Hb_i \\ &\quad - 2(\overline{OE})^T a_i - 2[Hb_i]^T a_i]^{1/2} \end{aligned} \quad (6)$$

#### 4. 시뮬레이터의 모델링

공기압실린더를 이용한 시뮬레이터 구동장치의 개략도를 Fig. 3에 나타낸다. Fig. 3에 사용된 기호는 다음과 같다.

$A$  : 단면적[m<sup>2</sup>],  $D$  : 접속관 직경[m],  $G$  : 질량유량[kg/s],  $L$  : 행정길이[m],  $l$  : 접속관 길이[m],  $M$  : 부하질량[kg],  $P$  : 압력[Pa],  $S_e$  : 제어밸브 유효단면적[m<sup>2</sup>],  $T$  : 온도[K],  $V$  : 체적[m<sup>3</sup>],  $x$  : 실린더 피스톤의 위치[m],  $\theta$  : 하판에 대한 실린더의 경사각도 [deg]

공기의 상태변화를 단일 변화로 가정하고 관로를 단순한 용적으로 표현하면 실린더 실 내부 압력 변화를 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\kappa}{V_d + V_1} \left( -P_1 A_1 \frac{dx}{dt} + G_1 R T_1 \right) \quad (7)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\kappa}{V_d + V_2} \left( P_2 A_2 \frac{dx}{dt} + G_2 R T_2 \right) \quad (8)$$

식 (7), (8)에서  $\kappa$ 는 비열비,  $R$ 은 기체상수[J/(kg · K)],  $V_d$ 는  $(\pi D^2/4) \cdot l$ 을 나타내고,  $V_1$ 과  $V_2$ 는 각각  $A_1 \cdot x, (A_1 - A_2) \cdot (L - x)$ 를 나타낸다.

부하의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

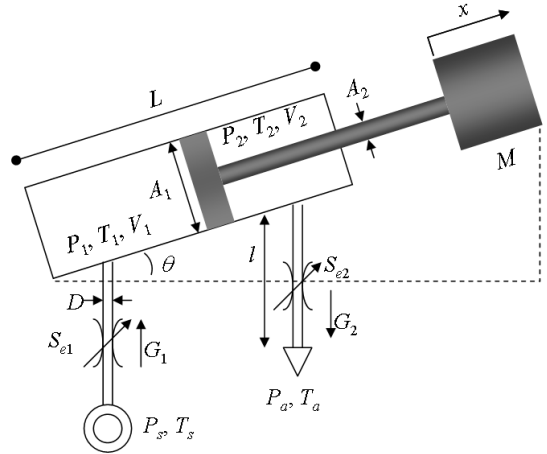


Fig. 3 Schematic diagram of the simulator driving apparatus

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + f_c \operatorname{sgn} \left( \frac{dx}{dt} \right) = \\ A_1 (P_1 - P_a) - A_3 (P_2 - P_a) - M g \sin(\theta) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)에서  $b$ 는 동마찰계수[N/(m/s)],  $f_c$ 는 정지마찰력[N],  $P_a$ 는 대기압력[Pa],  $A_3$ 는  $(A_1 - A_2)$ [m<sup>2</sup>],  $g$ 는 중력가속도[m/s<sup>2</sup>]를 나타내고, 부하질량  $M$ 은 상판 질량의 1/6과 피스톤 및 로드 질량의 합으로 나타내었다. 부하가 정지상태이고 정지마찰력이 없다고 가정하면 식 (9)를 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$A_1 (P_{10} - P_a) - A_3 (P_{20} - P_a) - M g \sin(\theta) = 0 \quad (10)$$

식 (10)에서  $P_{10}, P_{20}$ 는 평형압력을 나타내고,  $P_{10}$ 를  $(2/3)P_s$ 로 설정하면  $P_{20}$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_{20} = \frac{A_1 P_{10} - A_2 P_a - M g \sin(\theta)}{A_3} \quad (11)$$

시뮬레이터 구동장치의 평형상태를  $x=x_0, P_1=P_{10}, P_2=P_{20}, T_1=T_2=T_s=T_a, V_1=V_2=V_0$ 로 두고,  $G_1 = -G_2 = G_0 = k_q \cdot u$ 로 정의하면 제어밸브로의 제어입력으로부터 부하위치까지의 개루프 전달함수는 식 (7)~(9)를 이용하여 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{x(s)}{u(s)} &= \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} = J_o(s) \\ k_n &= \frac{(A_1 + A_3) k_q R T_a}{P_{10} A_1^2 + P_{20} A_3^2}, \quad 2\zeta_n \omega_n = \frac{b}{M} \\ \omega_n^2 &= \frac{\kappa (P_{10} A_1^2 + P_{20} A_3^2)}{M (V_d + V_0)}, \quad k_q = \frac{\partial G}{\partial S_e} \frac{\partial S_e}{\partial u} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)에서 사용한 기호는 다음과 같다.

$k_a$  : 제어입력·유량계수[(kg/s)/V],  $s$  : 라플라스 연산자,  $u$  : 제어입력[V],  $\omega_n$  : 고유진동수[rad/s],  $\zeta_n$  : 감쇠비 모델링에 이용한 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of the simulator driving apparatus

$A_1$	$3.1172 \cdot 10^{-3}[\text{m}^2]$	$P_s$	501300[Pa]
$A_3$	$2.803 \cdot 10^{-3}[\text{m}^2]$	$P_{10}$	334200[Pa]
$b$	50[N/(m/s)]	$P_{20}$	319300[Pa]
$D$	0.0065[m]	$R$	287[J/(kg · K)]
$k_a$	$4.376 \cdot 10^{-3}[(\text{kg/s})/\text{V}]$	$S_e$	Max. 18.46[mm <sup>2</sup> ]
$L$	0.3[m]	$T_a$	293[K]
$l$	0.4[m]	$x_0$	0.142[m]
$M$	16[kg]	$\kappa$	1.4

#### 4. 제어기 설계

제어기로는 Fig. 4와 같은 상태 피드백 제어기를 이용하였다. Fig. 4에서  $K_p$ [V/m]는 비례이득,  $K_v$ [V/(m/s)]는 속도이득,  $K_a$ [V/(m/s<sup>2</sup>)]는 가속도이득을 나타낸다.

식 (12)와 Fig. 4에 나타난 제어기를 이용하면 제어계의 폐루프 전달함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x_i(s)}{d_i(s)} = \frac{k_n \omega_n^2 K_p}{s^3 + (N_2)s^2 + (N_1)s + k_n \omega_n^2 K_p} = J_{cl}(s)$$

$$N_2 = k_n \omega_n^2 K_a + 2\zeta_n \omega_n, \quad N_1 = k_n \omega_n^2 K_v + \omega_n^2 \quad (13)$$

Fig. 4와 같은 형태의 제어기는 비례이득을 적절히 선정한 후 식 (14)에 나타난  $\alpha$ 와  $\beta$ 를 조절하여 속도이득과 가속도이득을 결정하면 이득여유와 위상여유를 임의로 설정할 수 있다.<sup>7)</sup>

$$K_v = (\beta \sqrt{(k_n \omega_n^2 K_p)^2 - \omega_n^2}) / (k_n \omega_n^2)$$

$$K_a = (\alpha \sqrt{(k_n \omega_n^2 K_p)^2 - 2\zeta_n \omega_n}) / (k_n \omega_n^2) \quad (14)$$

$K_p$ 는 실린더 피스톤의 최대 변위를 0.3[m]로 설정하고, 제어입력의 포화를 고려하여 30[V/m]로 설정하였다.

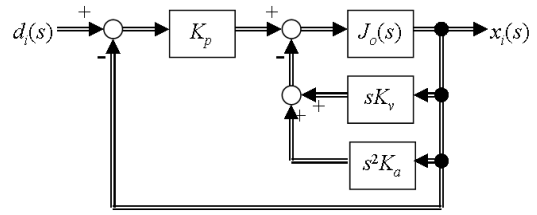


Fig. 4 Closed loop control system of the simulator driving apparatus

$K_v$ 와  $K_a$ 는 제어계의 이득여유와 위상여유가 각각 16[dB], 77[deg]가 되도록  $\alpha$ 와  $\beta$ 를 각각 2, 3으로 설정하고, 식 (14)를 이용하여 구하였다. 실험에 이용한 속도이득 및 가속도이득은 각각 1.23[V/(m/s)], 0.104[V/(m/s<sup>2</sup>)]이다.

#### 5. 실험결과 및 고찰

##### 5.1 자세제어 가능범위

시뮬레이터 상판의 자세제어 가능범위를 Fig. 5에 나타낸다. Fig. 5를 산출할 때 상판 중심좌표  $E$ 의 초기좌표는 실측한 시뮬레이터의 물리 파라미터를 이용하여  $X, Y, Z$ 축 방향으로 각각 0[m], 0[m], 0.51[m]로 설정하였다. Table 2는 상판의 회전각을 포함한 전체 자세제어 가능 범위를 정리한 결과를 나타낸다.

##### 5.2 자세제어 결과

Fig. 6~9는 4장에서 설계한 제어기를 이용하여 5.1에서 기술한 제어 가능범위 이내의 목표좌표를 지정하여 시뮬레이터 상판의 자세제어를 실시한 결과를 나타낸다.

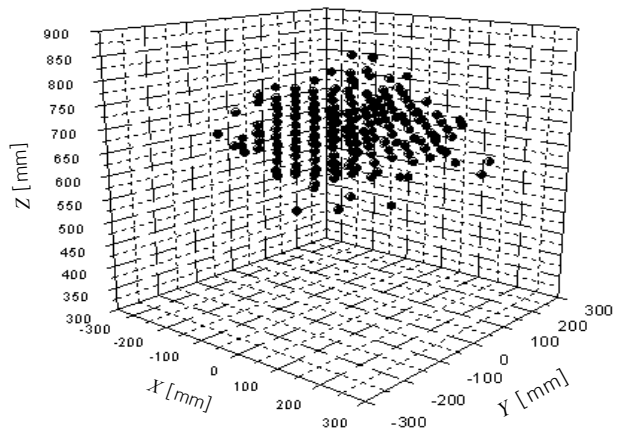


Fig. 5 Possible range of pose control of the simulator

Table 2 Limit values of pose control of the simulator

		minimum value	maximum value
translational motion	$U$	-0.3[m]	0.3[m]
	$Q$	-0.3[m]	0.3[m]
	$W$	0.51[m]	0.88[m]
rotational motion	$r$	-10[deg]	10[deg]
	$p$	-15[deg]	15[deg]
	$y$	-10[deg]	10[deg]

Fig. 6~9에서  $q_r$ 과  $q$ 는 각각 상판의 목표좌표와 추종좌표를 나타내고,  $q_r$ 내부 파라미터는 각각 병진 운동에 대한 목표위치인  $X, Y, Z$ 축방향의 위치[m]와 회전운동  $r, p, y$ 에 대한 목표각도[deg]를 나타낸다.

상판의 목표좌표가 설정되면 식 (6)을 통하여 각 실린더 피스톤의 목표위치가 결정되고, 4장에서 설계한 제어기의 동작에 의하여 각 실린더 피스톤의 위치가 제어됨으로서 상판 중심 좌표가 목표좌표를 추종하게 된다.

Fig. 6과 7은 목표좌표  $q_r$ 을 (0[m], 0[m], 0.8[m], 0[deg], 0[deg], 0[deg])로 설정하여 상판자세를 제어한 후, 20초가 경과한 시점에서  $q_r$ 을 (0[m], 0[m], 0.65[m], 0[deg], 0[deg], 0[deg])로 설정하여  $Z$ 축 만

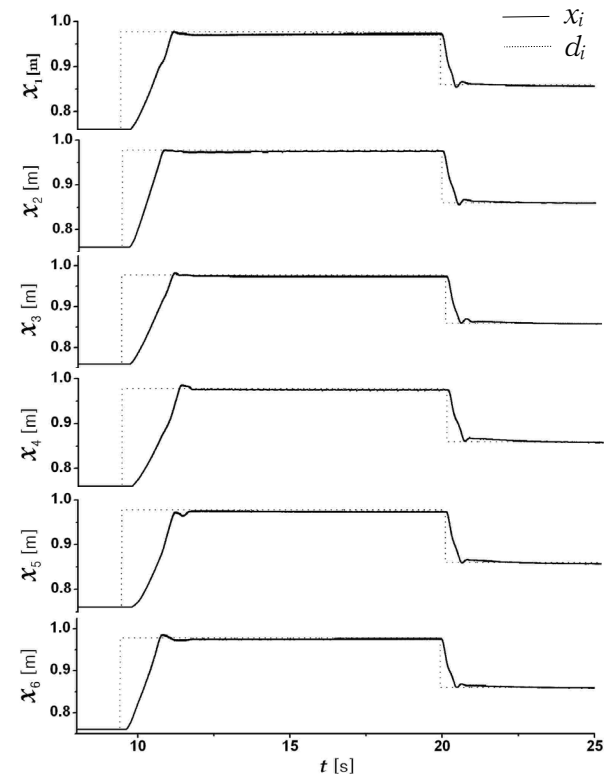
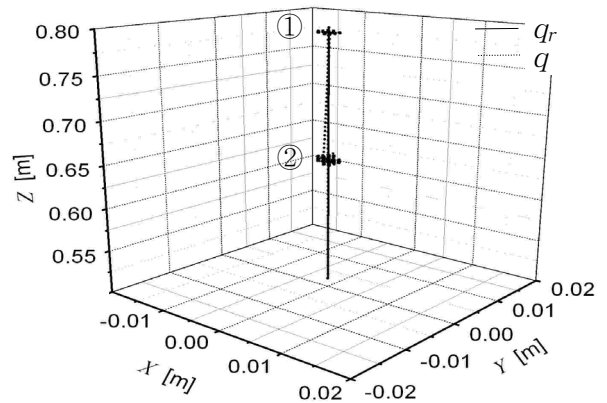


Fig. 6 Position control results of pneumatic cylinders ( $q_r : (0, 0, 0.8, 0, 0, 0) \rightarrow (0, 0, 0.65, 0, 0, 0)$ )

으로 제어한 결과를 나타내고, Table 3은  $q_r$ 에 대한 각 실린더 피스톤의 목표위치를 나타낸다.

Table 3 Relation between reference coordinate of moving platform and reference position of piston of the pneumatic cylinder

$q_r$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$
(0, 0, 0.8, 0, 0, 0)	0.987	0.987	0.987	0.987	0.987	0.987
(0, 0, 0.65, 0, 0, 0)	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860



① :  $q_r (0, 0, 0.8, 0, 0, 0), q (0, 0, 0.795, 0, 0, 0)$   
 ② :  $q_r (0, 0, 0.65, 0, 0, 0), q (0, 0, 0.649, 0, 0, 0)$

Fig. 7 Pose control result of moving platform

Fig. 6은 Table 3에 나타난  $d_1 \sim d_6$ 에 대한 각 실린더 피스톤의 위치제어 결과를 나타낸다. 이 결과로부터 상판을  $Z$ 축 방향만으로 제어한 경우에는 각 실린더의 정착시간에 다소 차이가 발생하였지만 각 실린더가 목표위치를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 목표좌표에 대한 상판 중심 좌표의 추종 결과를 공간좌표에 나타낸 결과이다. Fig. 7로부터 목표좌표  $q_r$ 을 (0[m], 0[m], 0.8[m], 0[deg], 0[deg], 0[deg])로 설정한 경우에는 추종오차가  $X, Y, Z$ 축 방향으로 각각 0[m], 0[m], 0.005[m]이고, 목표좌표  $q_r$ 을 (0[m], 0[m], 0.65[m], 0[deg], 0[deg], 0[deg])로 설정한 경우에는 추종오차가  $X, Y, Z$ 축 방향으로 각각 0[m], 0[m], 0.001[m]임을 알 수 있고, 이 결과로부터 제작한 시뮬레이터가 수직 방향 목표 좌표의 변화에 대해서는 잘 추종함을 알 수 있다.

Fig. 8과 9는 목표좌표  $q_r$ 을 (0, 0, 0.65, 0, 0, 0)로 설정하여 상판자세를 제어한 후, 25초 및 32.5초가 경과한 이후에  $q_r$ 을 각각 (0.05, 0, 0.65, 0, 0, 0), (0.05, 0.05, 0.65, 0, 0, 0)로 설정하여 제어한 결과를 나타내고, Table 4는  $q_r$ 에 대한 각 실린더 피스톤의 목표위치를 나타낸다.

Table 4 Relation between reference coordinate of moving platform and reference position of piston of the pneumatic cylinder

$q_r$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$
(0, 0, 0.65, 0, 0, 0)	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860	0.860
(0.05, 0, 0.65, 0, 0, 0)	0.877	0.877	0.828	0.877	0.877	0.828
(0.05, 0.05, 0.65, 0, 0, 0)	0.851	0.906	0.829	0.851	0.906	0.829

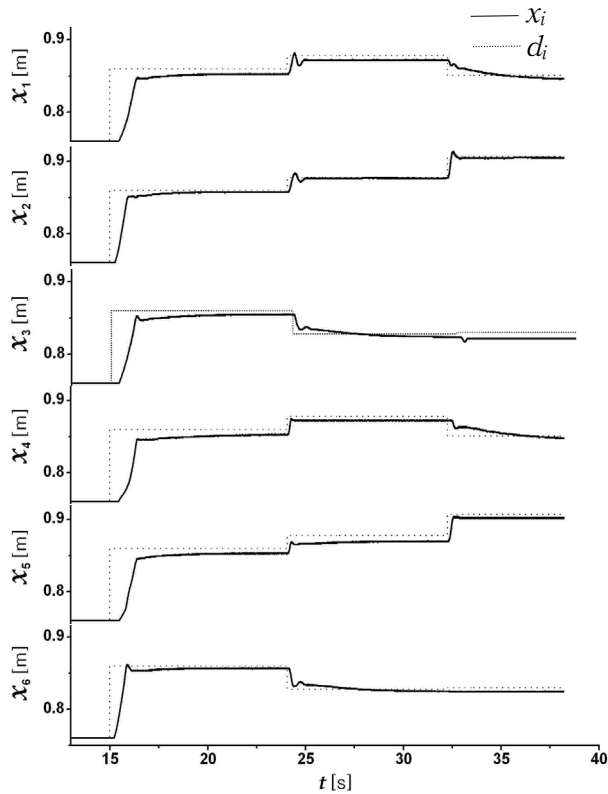
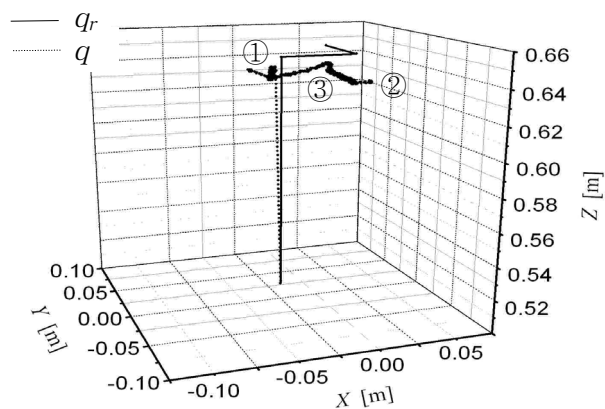


Fig. 8 Position control results of pneumatic cylinders ( $q_r : (0, 0, 0.65, 0, 0, 0) \rightarrow (0.05, 0, 0.65, 0, 0, 0) \rightarrow (0.05, 0.05, 0.65, 0, 0, 0)$ )



- ①  $q_r (0, 0, 0.65, 0, 0, 0), q (0, 0, 0.648, 0, 0, 0)$
- ②  $q_r (0.05, 0, 0.65, 0, 0, 0), q (0.028, 0.004, 0.645, 0, 0, 0)$
- ③  $q_r (0.05, 0.05, 0.65, 0, 0, 0), q (0.027, 0.07, 0.643, 0, 0, 0)$

Fig. 9 Pose control result of moving platform

Fig. 8은 Table 4에 나타난  $d_{1\sim 6}$ 에 대한 각 실린더 피스톤의 위치제어 결과를 나타낸다. 이 결과로부터 상판을 X, Y, Z축 방향으로 동시에 제어한 경우에는 Z축 방향만으로 제어한 경우와 비교하여 정상상태오차와 오버슈트가 크게 발생함을 알 수 있다. 이러한 결과는 공기압 실린더의 비선형 특성과 모델링 및 제어기 설계 과정에서 상판의 X, Y축 방향 이동에 의한 부하 변화를 고려하지 않았기 때문으로 판단된다.

Fig. 9는 목표좌표  $q_r$ 에 대한 상판 중심 좌표의 추종결과를 공간좌표에 나타낸 결과이고, Fig. 9로부터  $q_r$ 이 (0.05, 0.05, 0.65, 0, 0, 0)인 경우에는 추종오차가 X, Y, Z축 방향으로 각각 0.023[m], 0.020[m], 0.007[m]임을 알 수 있다. 이러한 결과가 얻어진 원인은 Fig. 8에서와 같이 공기압 실린더의 비선형 특성과 모델링 및 제어기 설계 과정에서 상판의 X, Y축 방향 이동에 의하여 실린더에 인가되는 부하의 변화를 고려하지 않았기 때문으로 판단된다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 공기압실린더 구동장치를 이용하여 6자유도 운동을 구현할 수 있는 시뮬레이터를 제작하였고, 시뮬레이터의 자세제어 가능범위를 역기구학을 통해 계산한 결과 최대 변위는 X축으로 600[mm], Y축으로 600[mm], Z축으로 400[mm]였다.

임의로 설정한 6자유도 변위( $q$ )를 목표 값으로 역기구학을 이용해 각 액추에이터의 목표길이를 계산한 후 PDD<sup>2</sup>제어기를 사용하여 무빙 플랫폼을 목표 길이로 추종시킨 결과 값을 비교 및 분석하였다.

Z축으로만 무빙 플랫폼을 움직여 본 결과 상승 시에는 정착시간이 1.0초 정도로 각 액추에이터 마다 다소 오차가 발생하였으나 정상상태 오차는 10[mm] 이내로 거의 동일한 추종결과를 얻을 수 있었고, 하강 시에는 정상상태 오차 및 정착시간은 상승 시와 비슷하였으나 오버슈트가 다소 발생하였으며 회전각을 이용한 실험에서도 하강 시와 비슷한 결과를 얻을 수 있었다. 이러한 특성은 정밀한 자세 제어 보다는 가속도 변화에 대한 추종성능을 강조하는 경우에는 문제가 되지 않을 것으로 판단되지만 공압 실린더, 비례제어밸브의 비선형성 제어특성 그리고 각 실린더 및 연결구의 마찰손실과 좌표축의 이동에 의한 부하의 변화 등을 보상할 수 있는

제어기를 설계한다면 자세제어의 정밀도를 더욱 향상시키는 것도 가능할 것으로 사료된다.

### 참고 문헌

1. I. J. Baiges and J. Duffy, 1996, "Dynamic Modeling of Parallel Manipulators", Paper 96-DETC/MECH-1136. Proc. 1996 ASME Design Engineering Technical Conferences.
2. J. G. Park, 1997, "Friction Compensation for Impedance Control of Pneumatic Manipulator", Transactions of the KSME, A, Vol. 21, No. 2, pp. 252~260.
3. N. Tukamoto, Y. Kawakami and K. Nakano, 2002, "An Application of Gain-Scheduling Control to a Pneumatic Servo System", Transactions of the Japan Fluid Power System Society, Vol. 33, No. 1, pp. 15~20.
4. T. Shen, K. Tamura and H. Kaminaga, 2000, "Robust Nonlinear Control of Parametric Uncertain systems with Unknown Friction and Its Application to a Pneumatic Control Valve", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, pp. 257~262.
5. A. Codourey and E. Burdet, 1997, "A Body-Oriented Method for Finding a Linear Form of the Dynamic Equation of Fully Parallel Robots", Proc 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Albuquerque, NM, pp. 1612~1618.
6. W. Q. Do and D. C. H. Yang, 1988, "Inverse Dynamic Analysis and Simulation of a Platform Type of Robot", J. Robot. Syst., Vol. 5, No. 3, pp. 209~227.
7. 花房 秀郎, 1982, "關節形robotの制御を目的とした電氣油壓サーボ 系の設計", 油壓と空氣壓, Vol. 20, No. 7, pp. 429~436.