

6 자유도 다축 시뮬레이션 테이블의 역·순기구학 해석 및 검증

진 재 현[†] · 전 승 배^{*}

(2007년 9월 18일 접수, 2007년 12월 18일 심사완료)

Inverse and Forward Kinematics Analysis of 6 DOF Multi Axis Simulation Table and Verification

Jaehyun Jin and Seung-Bae Jeon

Key Words : Multi Axis Simulation Table(다축 시뮬레이션 테이블), Kinematics Analysis(기구학 해석), Inverse Kinematics(역기구학), Forward Kinematics(순기구학)

Abstract

A 6 DOF Multi axis simulation table (MAST) is used to perform vibration and fatigue tests for parts or assemblies of automobiles, aircraft, or other systems. It consists of a table and 6 linear actuators. For its attitude control, we have to adjust the lengths of 6 actuators properly. The system is essentially a parallel mechanism. Three actuators are connected to the table directly and other three actuators are connected indirectly. Because of these, the MAST shows also a serial mechanism's property: the inverse kinematics is more complicated than a pure parallel mechanism and each actuator can operate independently. The authors have performed a kinematics analysis of the 6 DOF MAST. We have presented an analytical and a numerical solution for the inverse and forward kinematics, and we have verified the solutions by a 3D CAD software.

1. 서 론

1.1 개발시스템의 개요

6 자유도 다축 시뮬레이션 테이블(Multi Axis Simulation Table, MAST) 시스템은 부품 혹은 조립 제품에 대하여 진동 및 피로 테스트를 수행하기 위하여 많이 사용된다(Fig. 1, 2). 부품을 올려놓는 상판(테이블)이 있으며, 이 테이블이 3 차원 공간 상에서 제한범위 내에서는 임의로 이동 및 회전할 수 있도록 6 개의 선형 유압 구동기를 부착하였다. 3 개의 구동기는 테이블의 밑면에 직접 연결되어 있고 나머지 3 개의 구동기는 벨 크랭크 및 스트

럿 바를 통해 간접적으로 연결된다. 벨 크랭크는 한 축을 중심으로 회전만 하고, 스트럿 바는 일정한 길이의 부재이며 양 끝은 볼 조인트가 연결되어 있다. 구동기가 늘어나서 벨 크랭크를 회전시키면 스트럿 바가 밀리면서 테이블을 움직인다.



Fig. 1 Six DOF MAST system

[†] 책임저자, 회원, 순천대학교 기계우주항공공학부

E-mail : donworry@sunchon.ac.kr

TEL : (061)750-3827 FAX : (061)750-3820

^{*} JKS(주), 조선대학교 대학원 항공우주공학과

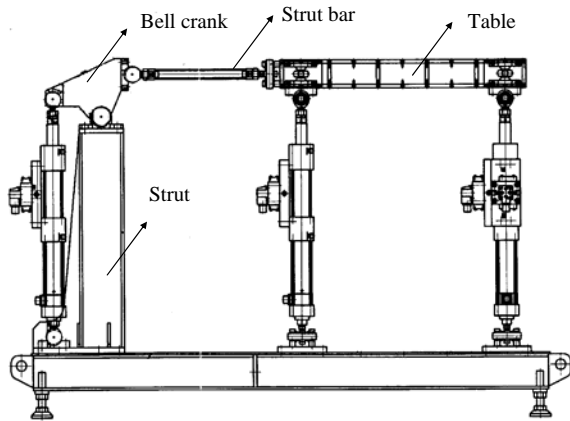


Fig. 2 Side view of the MAST system

유압 구동기는 중립길이가 680mm 이며 앞뒤로 50mm 씩 움직일 수 있으며(행정=100mm), 최대 500kgf 의 힘을 낼 수 있다.

MAST 시스템은 미국의 MTS 등에서 생산하고 있으며⁽¹⁾ 국내업체 제이케이에스(JKS)에서도 개발하여 시험 중에 있다.⁽²⁾ 본 논문의 내용은 제이케이에스에서 개발을 위해 수행한 연구의 일부이다.

1.2 개발시스템의 기구학 해석 문제

MAST 시스템은 병렬과 직렬 특성을 함께 가지고 있는 특이한 구조이다. 즉, 1 개의 구동기만으로도 테이블의 움직임이 가능하지만 정확한 위치와 자세를 위해서는 6 개의 구동기가 조합해서 움직여야 한다. 이에 대한 기구학 해석을 통해 시스템의 특성을 분석하고 나아가 운동 제어를 위해 해석결과를 활용하고자 한다.

제작사(JKS)에서 사용한 기존의 제어방식은 3 차원 동역학 시뮬레이션 소프트웨어의 기구학 해석 기능을 이용하여 모션 프로파일을 생성하고 이를 반복적으로 동작하였다. 그러나 원하는 운동을 위한 준비시간이 길어지며, 원하는 운동을 변경하기가 쉽지 않으며, 성능을 개선하기 위해 다양한 제어기법을 적용하기가 어려웠다.

이러한 기존의 방식을 개선하기 위하여 MAST 시스템에 대한 역기구학 및 순기구학 해석을 수행하였다. 수치계산법과 해석적 기법을 적용하였으며 각 기법의 타당성을 검증한다.

테이블에 직접적으로 연결된 3 개의 구동기에 대한 역기구학 해는 쉽게 얻을 수 있다. 그러나 벨 크랭크와 스트럿 바와 연결된 3 개의 구동기는 직렬적인 요소를 포함하고 있어서 역기구학 해를 구하기가 쉽지 않다. 이에 대하여 반복적 수치계산법과 해석적 기법을 적용하여 해를 구하였으며,

Table 1 Notation and variables

좌표계	하판	XYZ	윗첨자 B
	상판	xyz	윗첨자 P
테이블 운동	병진	$x(\text{sway}), y(\text{surge}), z(\text{heave})$	
	회전	$\phi(\text{roll}), \theta(\text{pitch}), \psi(\text{yaw})$	
링크길이		$l_j, j=1, \dots, 6$	

Table 2 Positions of joints in the upper plate

P	P1	P2	P3	P4	P5	P6
X	0	280	280	200	-200	0
Y	-385	-295	295	295	295	-295
Z	0	0	0	-70	-70	-70

Table 3 Positions of joints in the lower plate

B	B1	B2	B3	B4	B5	B6
X	0	910	910	200	-200	0
Y	-1015	-295	295	295	295	-295
Z	0	0	0	0	0	0

Table 4 Positions of bell crank joints and hinge joints

B	D1	D2	D3	C1	C2	C3
X	0	680	680	0	910	910
Y	-785	-295	295	-1015	-295	295
Z	750	750	750	680	680	680

B	H1	H2	H3
X	0	769	769
Y	-874	-295	295
Z	629	629	629

3 차원 설계소프트웨어를 이용하여 두 가지 방법의 결과를 검증하였다. 순기구학은 반복적 수치계산법을 적용하였으며, 역기구학 해석 결과를 이용하여 순기구학 해의 정확성을 검증하였다.

2. 역기구학 해석

2.1 기하학적 정의

역기구학 해석의 목적은 테이블의 위치와 자세에 따른 필요한 유압 구동기의 길이를 계산하는 것이다. 계산된 길이를 실제로 구현하게 되면 테이블은 원하는 위치와 자세를 갖게 된다. 먼저 해석에 필요한 기호를 Table 1 에 정리하였다.

Fig. 3 과 4 는 기구학 해석 및 파라미터 정의를 위한 MAST 시스템의 간략도와 좌표계에 대한 정의이다. 테이블 좌표계(P frame)의 중심은 테이블 중심으로 선정하였으며, 밀판 좌표계(B frame)의 중심은 밀판에 있으며 중립상태에서 테이블 중심과 수평위치가 일치하는 곳이다. 이 때 주요한 조인트의 위치와 수치는 Table 2, 3, 4 와 Fig. 5 에 제시하였다. 단위는 mm 이다.

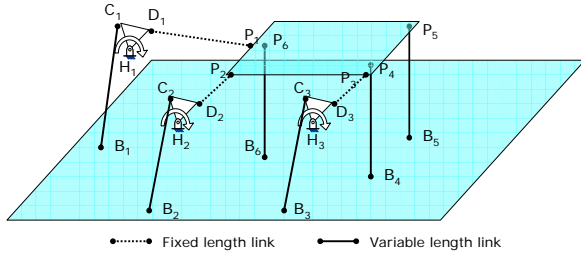


Fig. 3 Schematic diagram of the MAST

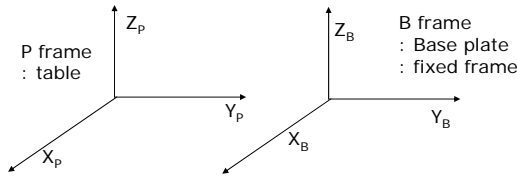
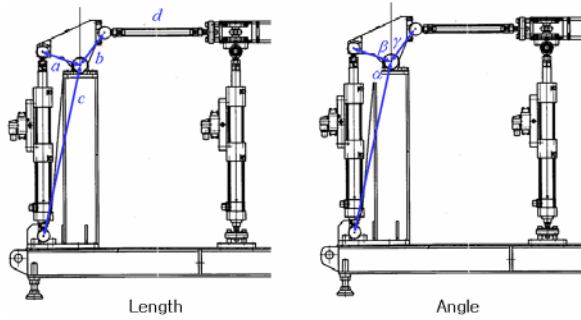


Fig. 4 Definition of coordinate systems



$a = 149.94, b = 150.21, c = 644.61, d = 400$ [mm],
 $\alpha = 97.25, \beta = 70.12, \gamma = 36.33$ [degree]

Fig. 5 Length and angle parameters of the MAST

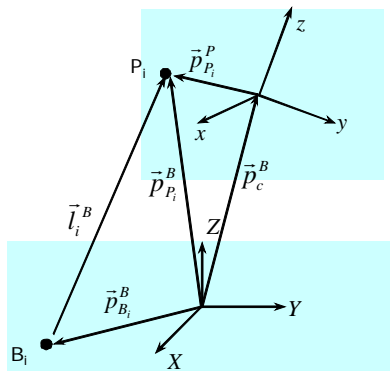


Fig. 6 Motion of the upper table and position vectors

2.2 역기구학에 의한 구동기 길이 계산

구동기 4, 5, 6 은 테이블과 직접 연결되어 있기 때문에, 테이블의 움직임과 이에 따른 유압 구동기의 길이 관계는 Fig. 6 에 도시된 벡터 관계식을 통해 얻을 수 있다. 이는 일반적인 Stewart 플랫폼과 동일하다.⁽³⁾

테이블의 움직임에 따라 구동기의 길이가 변해

야 하는데, 대응하는 조인트간의 좌표변화를 측정하면 길이를 계산할 수 있다. 테이블의 움직임에 따른 밀판 좌표계에서 측정한 조인트 위치(식 2) 및 링크벡터(식 3)는 다음과 같다($i = 4, 5, 6$).

- 조인트의 위치 벡터(고정값): $\vec{p}_{P_i}^P, \vec{p}_{B_i}^B$
- 테이블 중심 위치 명령: $\vec{p}_c^B = [x_c \ y_c \ z_c]^T$
- 테이블의 자세 명령: $\vec{u}_c = [\phi, \ \theta, \ \psi]^T$

$$R_P^B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi & c\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c\theta & 0 & s\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -s\theta & 0 & c\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c\psi & -s\psi & 0 \\ s\psi & c\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\vec{p}_{P_i}^B = \vec{p}_c^B + R_P^B \vec{p}_{P_i}^P \quad (2)$$

$$\vec{l}_i^B = -\vec{p}_{B_i}^B + \vec{p}_{P_i}^B + R_P^B \vec{p}_{P_i}^P \quad (3)$$

여기서 $c(\cdot) = \cos(\cdot), s(\cdot) = \sin(\cdot)$ 이며, R_P^B 는 좌표 변환 행렬이다. 링크 벡터의 크기는 링크의 길이를 의미한다. 이를 계산하면 각 링크(구동기)의 길이 값을 구할 수 있다.

$$l_i = \left\| -\vec{p}_{B_i}^B + \vec{p}_{P_i}^B + R_P^B \vec{p}_{P_i}^P \right\| \quad (4)$$

테이블과 직접 연결된 세 개의 구동기의 길이는 이 과정을 이용하면 쉽게 구해진다. 그러나 나머지 세 개의 구동기는 이 방식으로 직접 구할 수 없다. 스트럿 바가 여러 방향으로 놓여질 수 있으며 이에 따라 최종적인 구동기의 길이가 결정되기 때문이다. 그래서 나머지 세 개의 구동기에 대해서는 추가적인 해석 혹은 반복적인 계산을 이용해서 길이를 찾아야 한다.

2.3 반복계산에 의한 구동기의 길이 계산

반복적인 계산을 이용해서 해를 구하는 방식은 순기구학 해석과 비슷하다.⁽³⁻⁵⁾ 단지 테이블의 자세를 가정하는 것이 아니라 구동기의 적절한 길이를 가정한다. 이에 따라 벨 크랭크의 조인트와 테이블의 조인트 사이의 거리를 구하고 이것이 스트럿 바의 길이와 같아질 때까지 구동기의 길이를 반복적으로 추정하는 방식이다.

Fig. 7 처럼 구동기의 길이가 변하면 벨 크랭크가 회전하고 이에 따라 스트럿 바가 움직이는데, D_i 에 해당하는 조인트는 회전만 하지만 테이블과 연결되는 부분은 3 차원 공간상에서 움직일 수 있다. 위치벡터는 다음처럼 구해진다.

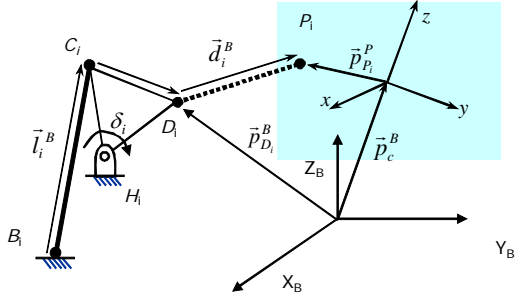


Fig. 7 Position of a strut bar due to actuator's displacement

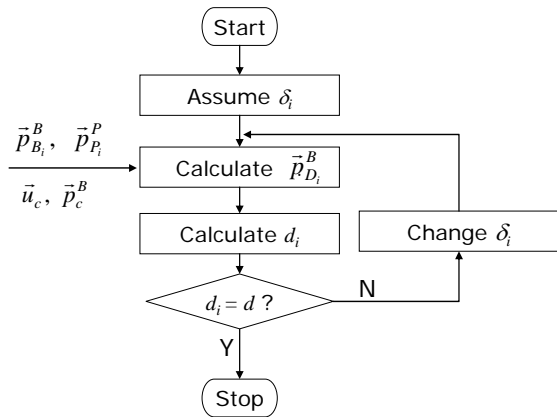


Fig. 8 Iterative calculation of actuators' lengths

$$\vec{d}_i^B = -\vec{p}_{D_1}^B + \vec{p}_c^B + R_P^B \vec{p}_{P_1}^B \quad (5)$$

구동기의 길이(l_i)가 변하면 벨 크랭크의 회전각(δ_i)가 변하고 이에 따라 식 (5)의 \vec{d}_i^B 가 변하는데 이 벡터의 크기는 실제로 스트럿 바의 길이와 같아야 한다. 여기에서는 구동기 길이변화에 따른 회전각(δ_i)를 바꾸면서 \vec{d}_i^B 의 크기가 스트럿 바의 길이와 일치하는 회전각을 찾는다.

회전각을 갱신하는 것은 Newton-Raphson 방법으로 구할 수 있다⁽³⁻⁵⁾.

$$\vec{v}(k) = [\delta_1 \quad \delta_2 \quad \delta_3]^T \quad (6)$$

$$\vec{f}(\vec{v}) = \begin{bmatrix} \vec{d}_1^B \cdot \vec{d}_1^B - d^2 \\ \vec{d}_2^B \cdot \vec{d}_2^B - d^2 \\ \vec{d}_3^B \cdot \vec{d}_3^B - d^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\vec{v}(k+1) = \vec{v}(k) - \left[\frac{d\vec{f}(\vec{v})}{d\vec{v}} \right]_{\vec{v}=\vec{v}(k)}^{-1} \vec{f}(\vec{v}(k)) \quad (8)$$

$$\|\vec{f}(\vec{v})\| < \varepsilon_1 \quad (9)$$

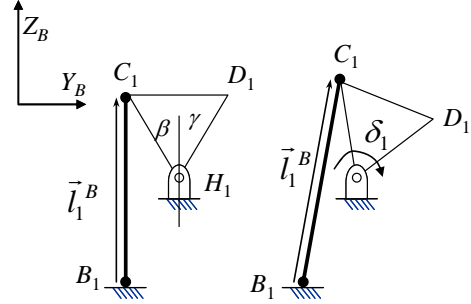


Fig. 9 Parameters describing the rotation of a bell crank

식 (7)은 지수함수(index)이며, 식 (8)은 회전각 추정값의 갱신공식, 식 (9)는 수렴조건이 된다. ε_1 은 수렴 정도를 결정하는 작은 값이다. 수렴조건을 만족하지 못하면 (7)과정으로 돌아가게 된다 (Fig. 8). 식 (8)에서 $d\vec{f}/d\vec{v}$ 는 다음처럼 구해진다.

$$\left[\frac{d\vec{f}}{d\vec{v}} \right]_{ij} = 0, \quad i \neq j$$

$$\left[\frac{d\vec{f}}{d\vec{v}} \right]_{11} = -2 \begin{bmatrix} 0 \\ b \cos(\gamma + \delta_1) \\ -b \sin(\gamma + \delta_1) \end{bmatrix} \cdot \vec{d}_1^B \quad (10)$$

$$\left[\frac{d\vec{f}}{d\vec{v}} \right]_{ii} = -2 \begin{bmatrix} -b \cos(\gamma + \delta_i) \\ 0 \\ -b \sin(\gamma + \delta_i) \end{bmatrix} \cdot \vec{d}_i^B, \quad i = 2, 3$$

계산된 회전각을 이용하여 C_i 의 좌표를 구하고 (식 (18, 25) 참고) 이에 따른 구동기의 길이를 계산한다.

$$l_i = \left\| \vec{p}_{C_i}^B - \vec{p}_{B_i}^B \right\| \quad (11)$$

2.4 기하 해석에 의한 구동기의 길이 계산

본 절에서는 추가적인 기하 해석을 통한 1, 2, 3 구동기에 대한 해석적 해를 구한다. 여기에서는 1번 구동기에 대해 설명한다. Fig. 9에서 β 와 γ 는 각각 구동기가 중립위치에 있을 때 수직선과 선분 $\overline{H_1C_1}$ 와 $\overline{H_1D_1}$ 이 이루는 각도이며, 세 개의 벨 크랭크가 모두 동일한 값을 갖는다.

$$D_1 = \begin{bmatrix} x_{D_1} \\ y_{D_1} \\ z_{D_1} \end{bmatrix}, \quad H_1 = \begin{bmatrix} x_{H_1} \\ y_{H_1} \\ z_{H_1} \end{bmatrix}, \quad P_1 = \begin{bmatrix} x_{P_1} \\ y_{P_1} \\ z_{P_1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

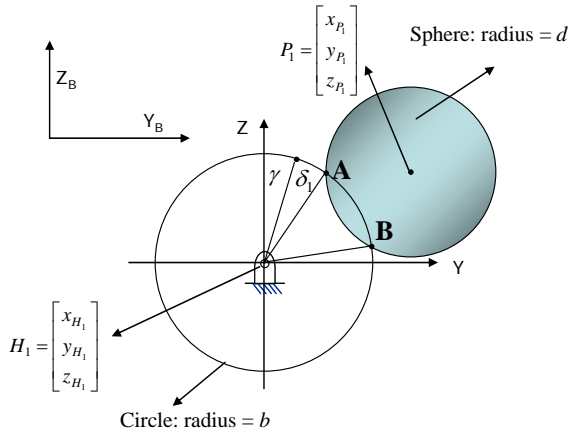


Fig. 10 Bell crank and strut bar's possible positions

스트럿 바가 접촉하는 양단 조인트의 위치 (D_1, P_1) 중 P_1 는 식 (2)에서 구해진다. Fig. 9 에서 처럼 δ_1 만큼 회전하면 D_1 의 XYZ 성분(B 프레임)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_{D_1} &= x_{H_1} \\ y_{D_1} &= y_{H_1} + b \sin(\gamma + \delta_1) \\ z_{D_1} &= z_{H_1} + b \cos(\gamma + \delta_1) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 b 는 선분 $\overline{H_1 D_1}$ 의 길이이다. 이처럼 벨 크랭크 끝부분의 움직임은 원(circle)을 그리게 된다. 대응되는 스트럿 바는 테이블 조인트 P_1 을 기준으로 반경이 d 인 구(sphere)를 그린다(Fig. 10).

결국 벨 크랭크와 스트럿 바의 일치하는 점(A, B)이 실제 위치가 되어야 구속조건을 만족한다. 세가지 경우가 있을 수 있다. 원과 구가 두 점에서 만나는 경우 2 개의 해가 가능하며, 접하게 되면 1 개의 유일해가 있으며, 만나지 않는 경우는 해가 없다. 마지막 경우는 테이블이 작업영역(work space)를 벗어난 것을 의미하기 때문에 추종할 수 없는 명령이다. 해 A, B 에 대한 구속조건을 이용하여 값을 구하도록 한다.

$$(x_{P_1} - x_{D_1})^2 + (y_{P_1} - y_{D_1})^2 + (z_{P_1} - z_{D_1})^2 = d^2 \quad (14)$$

식 (13)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} K &= L \sin(\gamma + \delta_1) + M \cos(\gamma + \delta_1) \\ &= \sqrt{L^2 + M^2} \sin(\gamma + \delta_1 + \lambda_1) \end{aligned} \quad (15)$$

$$\lambda_1 = \tan^{-1}(M/L)$$

$$K = -d^2 + b^2 + (x_{P_1} - x_{H_1})^2 + (y_{P_1} - y_{H_1})^2 + (z_{P_1} - z_{H_1})^2 \quad (16)$$

$$L = 2b(y_{P_1} - y_{H_1})$$

$$M = 2b(z_{P_1} - z_{H_1})$$

이를 이용해서 가능한 회전각 δ_1 을 다음과 같이 구한다.

$$\delta_1 = \sin^{-1}\left(\frac{K}{\sqrt{L^2 + M^2}}\right) - \gamma - \lambda_1 \quad (17)$$

사인함수의 특성에 따라 두 개의 해가 존재하는데, 문제가 없다면 작은 값을 선택한다. 구동기의 움직임이 중립점에서 가까운 것이 좋을 경우가 많기 때문이다. 필요에 따라서는 직전의 회전값과 가장 가까운 값을 선택하는 것도 좋은 방법일 수 있다. 구동기의 움직임을 작게 하기 때문이다.

δ_1 이 얻어지면 C_1 의 이동된 위치 값도 얻을 수 있고 이에 따라 구동기의 길이를 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} x_{C_1} &= x_{H_1} \\ y_{C_1} &= y_{H_1} - a \sin(\beta - \delta_1) \end{aligned} \quad (18)$$

$$z_{C_1} = z_{H_1} + a \cos(\beta - \delta_1)$$

$$l_1 = \|\vec{p}_{C_1}^B - \vec{p}_{B_1}^B\| \quad (19)$$

나머지 구동기 2, 3 에 대해서도 비슷한 방법으로 길이를 구할 수 있다. 2, 3 의 경우는 벨 크랭크가 XZ 평면에서 회전하기 때문에 식 (13, 18)을 구할 때 이를 고려해야 한다. 벨 크랭크의 회전때 따른 구동기 2, 3 번 연결 조인트의 주요 위치는 다음과 같이 구해진다($i=2,3$).

$$\begin{aligned} x_{D_i} &= x_{H_i} - b \sin(\gamma + \delta_i) \\ y_{D_i} &= y_{H_i} \end{aligned} \quad (20)$$

$$z_{D_i} = z_{H_i} + b \cos(\gamma + \delta_i)$$

$$x_{C_i} = x_{H_i} + a \sin(\beta - \delta_i)$$

$$y_{C_i} = y_{H_i} \quad (21)$$

$$z_{C_i} = z_{H_i} + a \cos(\beta - \delta_i)$$

회전각 δ_i 계산에 필요한 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
\lambda_i &= \tan^{-1}(M/L) \\
K &= -d^2 + b^2 + (x_{P_i} - x_{H_i})^2 \\
&\quad + (y_{P_i} - y_{H_i})^2 + (z_{P_i} - z_{H_i})^2 \\
L &= -2b(x_{P_i} - x_{H_i}) \\
M &= 2b(z_{P_i} - z_{H_i})
\end{aligned} \quad (22)$$

3. 순기구학 해석

여기에서는 역기구학 해를 구하는 알고리즘을 이용하여 반복적으로 해를 추정하는 기법을 적용한다. 2.3 절의 내용과 비슷하게 Newton-Raphson 방법을 적용하여 해를 추정해 나간다.⁽³⁻⁵⁾

구동기의 길이가 주어졌을 때($l_{i, given}$, $i = 1, \dots, 6$), 테이블의 위치와 자세를 구해야 한다. 테이블의 위치와 자세를 추정하고 적합한 방법으로 갱신해 나가게 된다.

$$\bar{w}(k) = [x_c \quad y_c \quad z_c \quad \phi \quad \theta \quad \psi]^T \quad (23)$$

$$\begin{aligned}
\bar{g}(\bar{w}) &= [g_1 \quad g_2 \quad \dots \quad g_6]^T, \\
g_i &= \bar{l}_i^B \cdot \bar{l}_i^B - l_{i, given}^2
\end{aligned} \quad (24)$$

$$\bar{w}(k+1) = \bar{w}(k) - \left[\frac{d\bar{g}(\bar{w})}{d\bar{w}} \right]_{\bar{w}=\bar{w}(k)}^{-1} \bar{g}(\bar{w}(k)) \quad (25)$$

$$\|\bar{g}(\bar{w})\| < \varepsilon_2 \quad (26)$$

식 (24)에서 \bar{l}_i^B 는 역기구학 알고리즘을 이용해서 얻으며, 식 (25)에서 $d\bar{g}/d\bar{w}$ 는 수치미분을 통하여 구할 수 있다. 순수한 병렬기구인 Stewart 플랫폼의 경우는 모든 구동기가 같이 움직여야 하지만, MAST의 경우에는 한 개 혹은 몇 개의 구동기만 움직여도 테이블을 움직일 수 있다.

4. 알고리즘 검증

4.1 정확도 검증

구동기 길이 계산 알고리즘은 추후에 길이 명령을 생성하기 위해 사용되기 때문에 검증이 필요하다. 이를 위해서 3 차원 설계프로그램(CATIA)을 이용해서 테이블의 위치 및 자세에 따른 구동기의

Table 5 Table positions and attitudes for verification

	x_c	y_c	z_c	(mm)	ϕ	θ	ψ	(degree)
1	-17	8	17		-1	-2	-2	
2	10	16	4		3	-2	-4	
3	-6	8	-6		-2	1	-1	
4	18	-7	11		-1	1	2	
5	18	-11	3		4	-1	-3	
6	5	-7	-3		2	1	-4	
7	0	2	10		-2	0	1	
8	20	12	7		3	-3	1	
9	17	-9	15		2	-3	-4	

Table 6 Comparison of computing times

	반복계산	해석기법
평균계산시간*	7.22 초	2.5 초
상대적 시간	2.88	1

* 데이터 개수 = 10,000 개

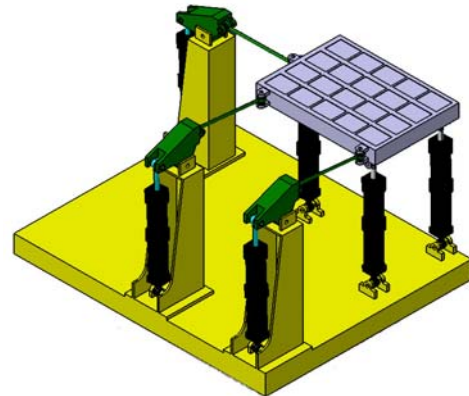


Fig. 11 3D design of the MAST system

길이를 측정하고 비교하여 검증하였다.

Fig. 11 은 MAST 의 3 차원 설계이다. 부품설계 및 어셈블리를 수행한 후에 조인트와 유압 구동기에 적합한 결합구속조건을 부가한다.

그래서 테이블을 움직일 때 각 부품들은 구속조건을 만족하는 적절한 위치를 찾게 된다. 이는 사용한 3 차원 설계소프트웨어가 가지고 있는 기능을 이용하였다. 이때 유압 구동기의 양쪽 조인트 길이를 측정하여 이를 기준값으로 하였다.

검증을 위한 첫 번째 테스트로 Table 5 와 같이 임의적으로 생성한 상판 테이블의 자세 및 위치에 대하여 계산 결과를 비교하였다(위치는 ± 20 mm, 각도는 ± 4 degree 이내로, 작업영역을 벗어나지 않는 자세임).

반복적 수치계산방법(2.3 절)에 의한 결과와 설계소프트웨어의 결과를 소수점 셋째 자리까지 비교 하였는데, 9 번 자세에 대해 3 번 구동기가

0.001 mm 의 오차만 발생하였다(반올림된 결과임).

수렴조건으로 $\epsilon_1=0.1$ 로 두었으며, 대부분 3, 4 번의 반복으로 수렴하였다. 마찬가지로 해석적 기법(2.4 절)에 의한 결과와 비교하였는데, 5 번 자세에 대해 3 번 구동기가 0.001 mm 의 오차를 발생하였다(반올림된 결과임).

두 경우 모두 이 정도의 오차는 무시할 수 있을 정도인 것으로 판단된다.

두 번째 테스트로 임의의 자세(1 만개)를 생성하고 반복적 수치계산방법과 해석적 계산방법을 비교하였다. 작업영역을 벗어나는 경우를 제외하고는 소수점 셋째 자리까지 비교하였는데, 차이가 0.001 mm 이상인 경우는 없었다.

결론적으로 MAST 가 작업영역 내에서 정상적으로 작동할 경우 두 방법 모두 정확한 해를 얻을 수 있다.

4.2 계산시간 비교

두 방법의 계산시간을 비교하였다. 사용한 계산 소프트웨어는 MATLAB 이다. 먼저 테스트자세(1 만개)를 준비하여 각 방법으로 계산한 시간을 측정하였다. 이를 10 회 반복하고 평균 계산시간을 Table 6 과 같이 얻었다. 이는 계산시간을 구함에 있어서 프로그램 로딩 및 결과 출력 시간 변동을 줄이기 위한 것이다. 결과를 보면 해석기법이 수치계산 방법보다 빠르지만, 두 방법 모두 실시간 제어에 문제가 없을 정도로 빠름을 알 수 있다.

4.3 순기구학 알고리즘 테스트

자세 명령에 대해 역기구학 해석을 통하여 얻은 구동기의 길이를 순기구학 알고리즘의 입력으로 사용하고 순기구학의 해를 자세 명령과 비교하였다. 작업영역을 벗어나는 경우를 제외하고는 소수점 셋째 자리까지 비교를 하였는데, 차이가 0.001 mm(or degree) 이상인 경우는 없었다.

4.4 기존의 제어방식 검토

기준에 사용한 제어방식은 동역학 시뮬레이션 소프트웨어의 기구학 해석기능을 이용하여 기준운동에 대한 구동기 모션 프로파일을 생성하고 이를 반복적으로 입력하는 방식이다. 기준운동이 달라지면 새롭게 시뮬레이션 해서 모션 프로파일을 저장해야 하며, 따라서 원하는 운동을 변경하기가 쉽지 않다. 또한 구동 속도에 따라 모션 프로파일의 출력주기에도 변화가 있어야 하는데 이를 위한 후처리 작업도 필요하다. 특히 성능을 개선하기 위해 다양한 제어기법을 적용 및 비교하는 것이

필요한데, 이를 위해서는 실시간 및 온라인 기구학 해석이 필요하기 때문에 오프라인으로 상용 소프트웨어를 사용하기가 어렵다.

5. 결 론

본 논문에서는 6 자유도 MAST 시스템의 기구학 해석을 수행하였다. 역기구학 해석을 위해서는 반복적 수치계산 방법과 해석적 계산방법을 제시하였으며, 각 방법의 해를 3 차원 설계소프트웨어(CATIA)를 이용하여 검증하였다. 얻어진 해의 오차는(구동기 길이 오차) 0.001mm 이하로 발생하였다. 또한 두 방법의 계산속도를 비교하였는데, 두 방법의 평균적 계산시간은 실시간 제어에 적합했으며, 평균적으로 해석 기법이 수치 계산기법보다 약 3 배정도 빨랐다.

순기구학 해석을 위해서도 반복적 수치계산 방법을 적용하였으며 테스트를 통해 알고리즘을 검증하였다. 얻어진 해(위치 및 자세)의 오차가 0.001 mm 및 0.001 degree 이상이 되는 경우는 없었다.

결론적으로 여기서 제시한 6 자유도 MAST 시스템의 기구학 해석기법이 타당하다고 판단된다.

추후에 해석기법을 이용하여 MAST 시스템의 제어에 사용할 예정이며, 앞으로 속도 및 가속도 관계식에 대해 추가적인 연구를 수행하고자 한다.

후 기

본 논문은 교육인적자원부와 산업자원부의 출연금으로 수행한 순천대학교 산학협력중심대학육성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

- (1) MTS Systems Corp., <http://www.mts.com>
- (2) JKS Corp., <http://www.jksco.com>
- (3) Ha, H. P. and Han, M. C., 2001, "A fast Forward Kinematic Analysis of Stewart Platform," *Transaction of the KSME (A)*, Vol. 25, No. 3, pp. 339~352.
- (4) Goo, S. and Son, K., 2001, "Study on forward kinematics of Stewart Platform Using Neural Network Algorithm Together with Newton-Raphson Method," *Transactions of the KSAE*, Vol. 9, No. 1, pp.156~162.
- (5) Jung, G. H. and Lee, K. I., 1994, "Real-time Estimation of Stewart Platform Forward Kinematic Solution," *Transaction of the KSME*, Vol. 18, No. 7, pp.1632~1642.