

3축 로드 시뮬레이터 링크부의 메카니즘 설계

정상화^{*1)} · 류신호²⁾ · 김종태²⁾ · 이규태¹⁾ · 장완식¹⁾

조선대학교 기계공학과¹⁾ · 조선대학교 대학원 기계공학과²⁾

A Mechanism Design of the 3-axial Road Simulator Linkage

Sanghwa Jeong^{*1)} · Sinho Ryu²⁾ · Jongtae Kim²⁾ · Gyutae Lee¹⁾ · Wansik Jang¹⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

²⁾Graduate Student, Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

(Received 27 March 2002 / Accepted 16 January 2003)

Abstract : Full scale durability test in the laboratory is an essential of any fatigue life evaluation of components or structures of the automotive vehicle. Component testing is particularly important in today's highly competitive industries where the design to reduce weight and production costs must be balanced with the necessity to avoid expensive service failure. Generally, hydraulic road simulator is used to carry out the fatigue test and the vibration test. In this paper, the link unit which is able to realize the 3 element forces such as vertical force, lateral force, and longitudinal force that are applied to the road simulator is designed. Also, the designed link is verified with kinematics and inverse-kinematics. From this results, the designed factor satisfied the maximum stroke so that it satisfied the requirements for 3-axial road simulator.

Key words : 3-axial road simulator(3축 로드 시뮬레이터), Dummy wheel(더미 휠), Bell crank(요동절), Vertical force(연직 하중), Longitudinal force(전후 하중), Lateral force(횡 하중)

Nomenclature

- [T_{dw}] : homogeneous transform matrix
- b_i : relative coordinate of ball-joint i to the basic coordinate
- L_i : length of actuator, mm

1. 서론

차량, 항공기 그리고 각종 기계 구조물에 대한 진동 평가나 설계를 위한 실제 실험은 비용이나 실험 환경 등에 있어 많은 제한을 받게 된다. 그러므로 실제 운동조건과 같은 환경을 제공하는 3축 로드 시뮬레이터는 설계나 평가에 있어 대단히 편리하면서도

경제적인 이점을 제공하여 준다. 일반적으로 자동차의 경우 설계에서부터 개발, 실험에 이르기까지 막대한 비용이 소모되고 있다. 최근 자동차의 신제품 수명 사이클이 짧아짐에 따라 제품 생산비용의 절감뿐만 아니라 제품 설계시간을 줄일 수 있는 방법이 선호되고 있다. 자동차의 실차 실험을 통해 알 수 있는 자동차의 진동 특성을 그와 유사한 환경을 제시해 줄 수 있는 3축 로드 시뮬레이터로 그와 같은 실험을 대체할 수 있다면 다축 시뮬레이터의 개발은 그 응용면에서 상당히 큰 이점이 있다고 하겠다.¹⁻³⁾

3축 로드 시뮬레이터는 실제 차량이 주행시 차량으로 입력되는 동역학적 진동신호를 충분히 모사해 줄 수 있는 시스템의 기구학적 구조가 요구되는데 구동부인 유압 액츄에이터에서 제어하고자 하는 대

* To whom correspondence should be addressed.
shjeong@chosun.ac.kr

상인 차량의 완전한 재현을 위한 이론은 K. Hunt⁴⁾에 의하여 정리되었고 J.J. Craig⁵⁾와 M.Y. Lee⁶⁾에 의해 정립되었다. 국내에서는 배대성⁷⁾ 등과 김정태와 김문생⁸⁾ 변용규와 조형석⁹⁾에 의하여 시뮬레이터의 기구학적 해석에 대한 설계이론이 제시되었고 김명규¹⁰⁾와 박주연¹¹⁾은 기구학적 구속조건을 가지는 시스템의 모델링 및 정역학적 해석에 관하여 연구하였다. 현재 실시간 차량 시뮬레이터는 시각/음향시스템, 운동시스템 및 제어 힘 로딩시스템을 포함하는 시뮬레이터를 개발하기 위한 연구가 진행중이지만 유압 액츄에이터를 실제 노면조건과 일치하게 입력신호로 주어 다축 시뮬레이션을 위한 시뮬레이터의 설계와 기구학적 해석, 그리고 다축 시뮬레이터의 동특성에 대한 연구는 아직 기대에 미치지 못하고 있다. 따라서 본 논문에서는 3축 로드 시뮬레이터의 링크부 구조를 설계하여 기구학적으로 해석함으로써 추후 있게 될 3축 로드 시뮬레이터의 링크부 제작에 활용하고자 한다.

2. 3축 로드 시뮬레이터의 구성요소 및 설계사양

차량이 주행중에 외부로부터 받는 요소들은 4가지의 구성요소로 나눌 수 있는데 요철과 같은 노면의 불규칙성으로 나타나는 연직방향(x축)의 연직하중, 운전자의 가속도에 의해 차량의 전후방향(y축)으로 발생하는 전후하중, 차량의 제동시 차량의 전후방향으로 발생하는 제동하중과 차량의 선회시나 돌기등을 타이어의 측면이 통과할 때 횡방향(z축)으로 발생하는 횡하중을 들 수 있다. 이러한 힘들은 차량이 주행할 때 동시에 복합적으로 나타나며 서로 비독립적인 특성을 가지므로 이들의 조합과 재현을 위해서는 유압 액츄에이터 뿐만 아니라 링크부의 동특성, 시뮬레이션 프로그램의 효과적인 활용이 요구된다.

Fig. 1은 3축 로드 시뮬레이터의 구성요소로서 휠에 하중이나 변위를 입력변수로 줄 수 있는 유압 액츄에이터, 휠에 3가지 하중이 동시에 부하될 수 있도록 고안된 더미 휠과 링크부, 액츄에이터에 가진 신호를 보내어 원하는 조건에 추종하도록 제어하는 컨트롤러부, 마지막으로 실제 도로주행 상태의 데이터를 편집, 저장하며 구동신호로 변화시키고 출

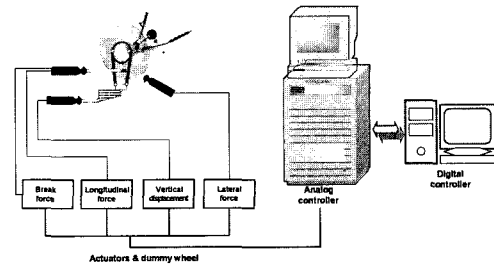


Fig. 1 Configuration of 3-axial simulator

력된 데이터를 저장, 분석하는 로드 프로파일 재현 소프트웨어가 충족되어야 한다.

3축 로드 시뮬레이터에서 시험용 차량에 실제 입력되는 로드 프로파일의 재현범위는 연직방향 $\pm 80\text{mm}$, 전후 및 횡방향 $\pm 8\text{mm}$ 정도이다.¹²⁾ 이러한 입력데이터를 링크구조에 충분히 재현하기 위해 포드사의 3축 시뮬레이터는 연직방향 $\pm 250\text{mm}$, 전후 및 횡방향 $\pm 100\text{mm}$ 의 최대 필요거동 행정을 가지도록 설계되었다.¹³⁾

본 논문에서는 3축 로드 시뮬레이터에서 로드 프로파일의 재현을 위한 최대 거동행정 범위를 연직방향은 $\pm 180\text{mm}$, 그리고 전후방향 $\pm 100\text{mm}$, 횡방향은 $\pm 40\text{mm}$ 로 설정하고, 이 변위를 기초로 하여 링크부를 설계하고 기구학적으로 해석하였다.

3. 3축 로드 시뮬레이터의 요동절 및 링크부 설계

더미 휠을 가진하기 위해 액츄에이터 끝단을 더미 휠 하단에 직접 연결시키면 링크기구의 크기가 커지고 축간 간섭이 커지는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 더미 휠과 액츄에이터 사이에 각 축마다 링크와 요동절(bell crank)을 설치하여야 한다. Fig. 2는 3축 로드 시뮬레이터의 링크부의 구성도이다.

본 논문에서 사용된 유압 액츄에이터는 최대 $\pm 80\text{mm}$ 의 행정을 가지며 최대길이가 856.2mm 인 액츄에이터이다. 따라서 최대 동적 변위 행정이 $\pm 80\text{mm}$ 인 각 축 액츄에이터의 행정을 시뮬레이터의 더미 휠에서 연직·전후·횡방향의 최대 필요거동 행정으로 변환하기 위해서는 요동절을 이용하는데, 3축 로드 시뮬레이터의 특성상 요동절에서 변환되

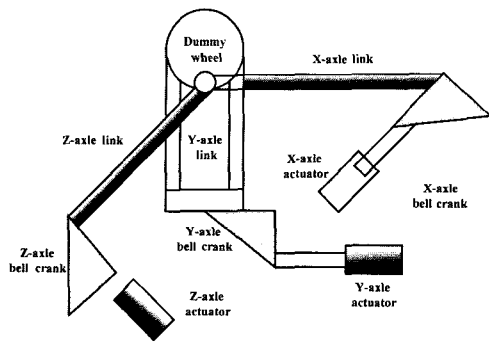


Fig. 2 Schematic diagram for 3-axial linkage

어 나오는 변위행정을 연직축 $\pm 190\text{mm}$, 전후 · 횡축 $\pm 110\text{mm}$ 로 설정하였으며, 이에 따라 연직축에는 액츄에이터 변위행정 대 변환되는 요동절의 변위행정 비가 2.375 : 1인 요동절을 설계하였다. 전후 · 횡축도 마찬가지로 액츄에이터 변위행정 대 변환되는 요동절의 변위행정 비가 1.375 : 1인 요동절을 설계하였다. 비교대상인 MTS사의 액츄에이터의 전체길이는 955mm이고 최대행정은 $\pm 125\text{mm}$, 연직축 링크는 1020mm, 전후축 1657mm, 횡축 1168mm의 링크를 사용하고 있다.¹²⁾ 연직축에는 실험대상인 현가장치와 같은 자동차부품을 더미 휠에 고정하기 때문에 전반적인 링크들의 구동영역과 부속장치들을 고려하여 링크길이를 1020mm로 설정하였다. 또한, 액츄에이터의 길이의 비를 이용하여 설계하고자 하는 3축 로드 시뮬레이터의 링크길이는 전후축 1550mm, 횡축 1050mm로 하였다.

4. 해석 결과 및 고찰

액츄에이터의 길이변화에 따라 3축 로드 시뮬레이터의 6자유도 운동에 발생하는 병렬기구의 기구학적 관심사는 시뮬레이터에 6자유도의 변위가 주어졌을 때 각 액츄에이터의 길이를 구하는 역기구학의 문제와 각 액츄에이터의 길이가 주어졌을 때 시뮬레이터에 부착되는 더미 휠의 6자유도 변위를 구하는 정기구학의 문제로 대별된다. 유압 액츄에이터가 병렬로 연결되어 작동되는 병렬 구동기구는 직렬로 연결되어 작동되는 직렬 구동기구와는 상반된 기구학적 특성을 갖는다. 일반적인 직렬 구동기구의 정기구학은 변환행렬의 곱으로 표현되므로 용

이하게 구할 수 있으나, 역기구학의 해는 모든 변환행렬을 순차적으로 풀어서 해를 구하여야 하고 해가 유일하게 존재하지 않으므로 상당히 어려운 문제에 속한다. 그러나 병렬 구동기구의 역기구학 문제는 변환행렬의 곱으로 나타내게 되므로 액츄에이터의 길이는 끝 좌표로부터 쉽게 구할 수 있으나, 정기구학 문제는 주어진 액츄에이터의 길이조건으로부터 플랫폼의 6자유도 변위를 비선형 연립방정식으로 구하여야 하는 어려움이 있다. 따라서, 본 논문에서는 역기구학적 해석을 통하여 액츄에이터의 길이변화를 구하고 액츄에이터의 길이변화 조건을 토대로 각 액츄에이터가 구동할 때의 더미 휠의 변위를 정기구학적 해석을 통하여 고찰하였다.

4.1 액츄에이터 변위량에 대한 역기구학적 해석

역기구학적 해석을 위한 모델링은 Fig. 3과 같다. 표시된 좌표계는 임의의 기준 좌표계인 (x, y, z) 와 움직이는 더미 휠의 질량중심을 원점으로 하는 이동 좌표계인 (x_{dw}, y_{dw}, z_{dw}) 이다. 그리고 각 축의 액츄에이터의 말단부 위치 $(B_1, B_2, B_3, b_1, b_2, b_3)$ 는 기준 원점으로부터 설정된다. 역기구학 해석시 주어진 값은 움직이는 더미 휠의 카테시안 좌표계에 대한 중심위치와 방향이며, 이를 동차변환 행렬 $[T_{dw}]$ 로 나타내면 식 (1)과 같다. 식 (1)에서 더미 휠의 중심위치는 기준 좌표계 (x, y, z) 에서 원점으로부터의 벡터를 나타낸다. 그리고 방향벡터 \vec{n} 은 기준 원점 좌

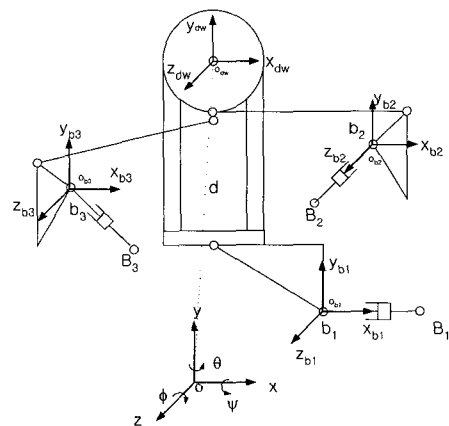


Fig. 3 Schematic diagram for inverse-kinematic analysis

표계에 대한 $o_{dw}x_{dw}$ 축의 방향을 나타내며, 방향벡터 \vec{o} 는 기준 원점 좌표계에 대한 $o_{dw}y_{dw}$ 축의 방향을 나타낸다. 또한 방향벡터 \vec{a} 는 기준 원점 좌표계에 대한 $o_{dw}z_{dw}$ 의 방향을 나타내는 벡터이다.

$$[T_{dw}] = [\vec{n}, \vec{o}, \vec{a}, \vec{d}] = \begin{bmatrix} n_1 & o_1 & a_1 & x_{dwc} \\ n_2 & o_2 & a_2 & y_{dwc} \\ n_3 & o_3 & a_3 & z_{dwc} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Fig. 3은 3축 로드 시뮬레이터의 역기구학 해석시 알려진 값 및 구속조건으로서 각 링크의 길이와 더미 휠과 3개의 요동절의 크기를 나타내었다. 역기구학 해석으로 기준 좌표계에서 Fig. 3에 나타난 지그에 연결되는 액츄에이터의 말단부인 B_i 의 좌표를 계산하면 식 (2)와 같다.

$$B_i = [x_{Bi} \ y_{Bi} \ z_{Bi}]^T \quad \text{for } i = 1, 2, 3 \quad (2)$$

기준 좌표계에서 주어진 값을 이용한 액츄에이터의 말단부의 좌표 b_i 를 계산하기 위해 더미 휠에서 b_i 까지의 동차변환행렬 $[T_{bi}^*]$ 를 계산하면 식 (3)과 같다.

$$[T_{bi}^*] = [\vec{n}_{bi}, \vec{o}_{bi}, \vec{a}_{bi}, \vec{b}_i] = \begin{bmatrix} n_{bi1} & o_{bi1} & a_{bi1} & x_{bic} \\ n_{bi2} & o_{bi2} & a_{bi2} & y_{bic} \\ n_{bi3} & o_{bi3} & a_{bi3} & z_{bic} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{for } i = 1, 2, 3 \quad (3)$$

여기서, \vec{b}_i 는 더미 휠에서 각 요동절에 연결되는 액츄에이터의 말단부 b_i 까지의 벡터를 나타낸다. 역기구학 해석시 주어진 값인 동차변환 행렬을 이용하여 기준 좌표계 (x, y, z) 에 대한 볼 조인트 b_i 점까지의 동차변환행렬 $[T_{bi}]$ 는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$[T_{bi}] = [T_{dw}] \cdot [T_{bi}^*] = \begin{bmatrix} n_1 & o_1 & a_1 & x_{dwc} \\ n_2 & o_2 & a_2 & y_{dwc} \\ n_3 & o_3 & a_3 & z_{dwc} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_{bi1} & o_{bi1} & a_{bi1} & x_{bic} \\ n_{bi2} & o_{bi2} & a_{bi2} & y_{bic} \\ n_{bi3} & o_{bi3} & a_{bi3} & z_{bic} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

for $i = 1, 2, 3$

식 (4)를 전개하여 기준 좌표계 (x, y, z) 에 대한 볼 조인트 b_i 점까지의 좌표를 식 (5)와 같이 구할 수 있다.

$$b_i = \begin{bmatrix} x_{bi} \\ y_{bi} \\ z_{bi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1x_{bic} + o_1y_{bic} + a_1z_{bic} + x_{dwc} \\ n_2x_{bic} + o_2y_{bic} + a_2z_{bic} + y_{dwc} \\ n_3x_{bic} + o_3y_{bic} + a_3z_{bic} + z_{dwc} \end{bmatrix} \quad (5)$$

for $i = 1, 2, 3$

구하고자 하는 액츄에이터의 길이인 L_i 는 각 액츄에이터의 말단부인 b_i 와 B_i 의 차의 노름(norm)으로써 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_i = \|b_i - B_i\| \quad \text{for } i = 1, 2, 3 \quad (6)$$

식 (6)을 정리를 하면 다음 식과 같고, 식 (7)을 이용하여 액츄에이터의 길이를 구할 수 있다. 더미 휠에 최대 거동범위를 각 축에 주어 역기구학적 해석을 통해 구한 액츄에이터의 길이변화량은 Table 1과 같으며, 역기구학적 해석을 통해 액츄에이터의 길이변화량을 계산한 결과, 액츄에이터의 최대 동적 거동 범위인 $\pm 80\text{mm}$ 를 모든 축의 액츄에이터에서 만족함을 알 수 있었다.

$$L_i^2 = [n_1x_{bic} + o_1y_{bic} + a_1z_{bic} + x_{dwc} - x_{Bi}]^2 + [n_2x_{bic} + o_2y_{bic} + a_2z_{bic} + y_{dwc} - y_{Bi}]^2 + [n_3x_{bic} + o_3y_{bic} + a_3z_{bic} + z_{dwc} - z_{Bi}]^2 \quad (7)$$

for $i = 1, 2, 3$

Table 1 Displacement of actuators for inverse-kinematic analysis

| Disp. of dummy wheel | x-axle | y-axle | z-axle |
|----------------------|--------|--------|--------|
| +180mm (y-axle) | - | +76.21 | - |
| -180mm (y-axle) | - | -75.36 | - |
| +100mm (x-axle) | +44.65 | - | - |
| -100mm (x-axle) | -46.26 | - | - |
| +40mm (z-axle) | - | - | +76.35 |
| -40mm (z-axle) | - | - | -73.31 |

4.2 더미휠의 변위량에 대한 정기구학적 해석

각각의 액츄에이터를 $\pm 80\text{mm}$ 로 구동할 때의 동차 변환행렬을 정기구학적 해석을 통하여 구하고, 이를 각각의 액츄에이터가 $\pm 80\text{mm}$ 로 구동할 때의

회전하는 각도의 범위를 주어 시뮬레이션을 하여 설정된 다축 시뮬레이터의 최대 거동범위가 더미 휠에서 구현되는지를 검토하였다.

4.2.1 연직 액츄에이터의 구동시 더미 휠의 연직방향 길이 변화설정

Fig. 4는 3축 로드 시뮬레이터의 연직 액츄에이터에 ±80mm의 거동을 주었을 때의 변화되는 연직방향의 고정 좌표계와 이동 좌표계를 나타낸 것이다.

기준 좌표계 (x₀, y₀, z₀)에서 지그에 고정된 연직 요동절의 조인트부분 (x₁, y₁, z₁)까지의 거리를 살펴보면, 전후방향의 거리인 a는 250mm, 연직방향의 거리 b는 -600mm이고, 변수d₁은 연직 요동절의 크기로서 475mm, d₂는 연직 요동절에서 더미휠까지의 거리인 900mm이다. 기준 좌표계에서 더미 휠 (x₃, y₃, z₃)까지의 동차 변환행렬 (T₀³)을 구하면 식 (8)과 같다.

$$T_0^3 = T_0^1 T_1^2 T_2^3 = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & dw_x \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & dw_y \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & dw_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

식 (8)의 각각의 요소는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} r_{11} &= \cos \theta_1 \cos \theta_2 - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \\ r_{12} &= -\cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ r_{13} &= \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ dw_x &= -d_2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 - d_2 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - d_1 \cos \theta_1 + a \end{aligned}$$

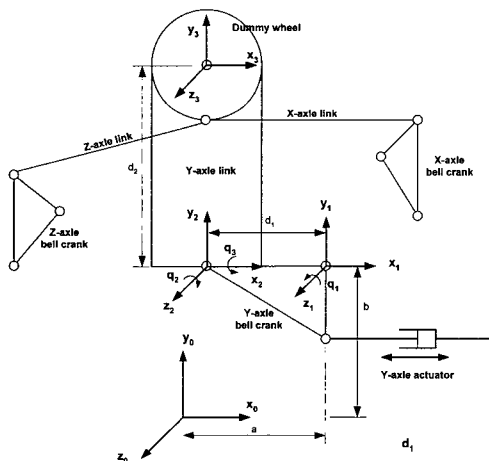


Fig. 4 Coordinates of links based on Y-axis actuator

$$\begin{aligned} r_{21} &= \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \cos \theta_1 \sin \theta_2 \\ r_{22} &= -\sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ r_{23} &= \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 - \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ dw_y &= -d_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 + d_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - d_1 \sin \theta_1 + b \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_{31} &= 0 \\ r_{32} &= \sin \theta_3 \\ r_{33} &= \cos \theta_3 \\ dw_z &= d_2 \sin \theta_3 \end{aligned}$$

식 (8)의 동차변환행렬에서 연직 액츄에이터에 ±80mm의 거동시 일어나는 각도변화를 링크간의 간섭이 일어나지 않는 범위인 θ₁은 ±23°, θ₂는 ±23°, 그리고 θ₃을 ±0.5°로 1Hz의 정현파형으로 주어 더미 휠의 연직방향의 거동 변위량을 시뮬레이션하였다.

Fig. 5는 시뮬레이션 결과로서, x축은 정현파의 입력 시간을 나타내며, y축은 더미 휠의 연직방향의 변위 변화량을 나타낸다. 더미 휠의 연직방향 좌표의 변위변화는 ±185.29mm인데 이는 설정한 3축 로드 시뮬레이터의 연직방향 최대 거동범위 ±180mm를 만족하는 결과이다.

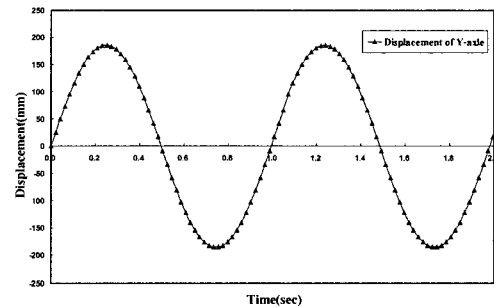


Fig. 5 Y-axis displacement of dummy wheel by simulation

4.2.2 전후 액츄에이터의 구동시 더미 휠의 전후방향 길이 변화설정

Fig. 6은 액츄에이터에 ±80mm의 거동을 주었을 때의 변화되는 전후방향의 고정 좌표계와 이동 좌표계를 나타낸 것이다.

기준 좌표계에서 지그에 고정된 전후 요동절의 조인트부분 (x₁, y₁, z₁)까지의 거리는 전후방향이 1325mm이고, 연직방향 -510mm, 전후 요동절의 크기는 510mm, 전후 링크의 크기는 -1550mm, 전후 링

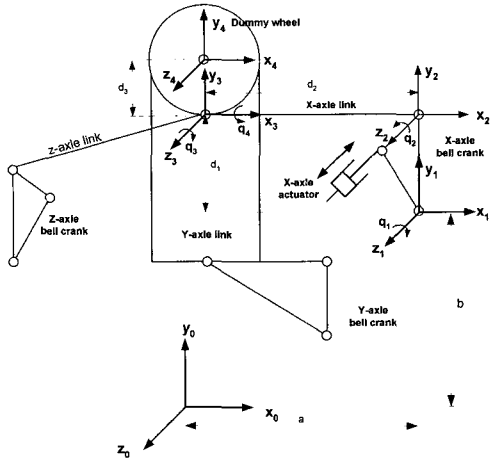


Fig. 6 Coordinates of links based on X-axis actuator

크에서 더미 휠까지의 거리는 300mm이다. Fig. 6에 나타낸 기준 좌표계에서부터 더미 휠까지의 동차변환행렬(T_0^4)을 구하면 식 (9)와 같다.

$$T_0^4 = T_0^1 T_1^2 T_2^3 T_3^4 = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & dw_x \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & dw_y \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & dw_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

식의 각각의 요소는 다음과 같다.

$$r_{11} = \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3$$

$$- \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3$$

$$r_{12} = -\cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4 + \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4$$

$$- \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4$$

$$r_{13} = \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \sin \theta_4 - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \sin \theta_4$$

$$+ \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \sin \theta_4 + \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \sin \theta_4$$

$$dw_x = -d_3 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4 + d_3 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4$$

$$- d_3 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4 - d_3 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4$$

$$+ d_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 - d_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 - d_1 \sin \theta_1 + a$$

$$r_{21} = \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3$$

$$- \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3$$

$$r_{22} = -\sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4 - \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4$$

$$- \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4 + \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4$$

$$r_{23} = \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \sin \theta_4 + \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \sin \theta_4$$

$$+ \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \sin \theta_4 - \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \sin \theta_4$$

$$dw_y = -d_3 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4 - d_3 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \cos \theta_4$$

$$- d_3 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4 + d_3 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \cos \theta_4$$

$$+ d_2 \sin \theta_1 \cos \theta_2 + d_2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 + d_1 \cos \theta_1 + b$$

$$r_{31} = 0$$

$$r_{32} = \sin \theta_4$$

$$r_{33} = \cos \theta_4$$

$$dw_z = d_3 \sin \theta_4$$

윗식의 동차 변환행렬에서 전후 액츄에이터의 거동 $\pm 80\text{mm}$ 에서 생기는 각도변화는 링크간섭이 일어나지 않는 범위인 θ_1 은 $\pm 13^\circ$, θ_2 는 $\pm 13^\circ$, θ_3 는 $\pm 11^\circ$, θ_4 를 $\pm 0.5^\circ$ 로 주었다.

Fig. 7은 그때의 시뮬레이션 결과로서, 더미 휠의 전후방향 좌표의 변위변화가 $\pm 163.18\text{mm}$ 로 나타남을 알 수 있는데, 이는 전후방향 최대 거동범위 $\pm 100\text{mm}$ 를 만족하는 결과이다.

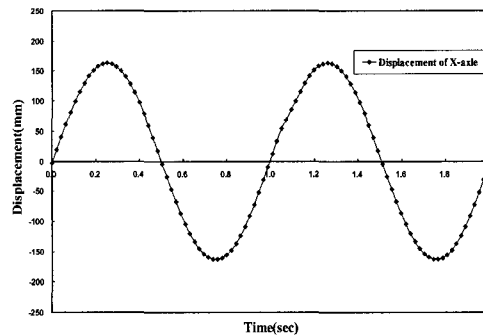


Fig. 7 X-axis displacement of dummy wheel by simulation

4.2.3 횡축 액츄에이터의 구동시 더미 휠의 횡방향 길이 변화설정

Fig. 8은 횡축 액츄에이터에 $\pm 80\text{mm}$ 의 거동을 주었을 때 변화되는 횡축 방향의 고정 좌표계와 이동 좌표계를 나타낸 것으로 기준 좌표계에서 지그에 고정된 전후 요동절의 조인트 부분까지의 거리는 연직방향 -340mm , 횡방향 1050mm , 횡축 요동절의 크기 460mm , 횡축 링크의 크기는 -1050mm 이고, 횡축 링크에서 더미 휠까지의 거리 180mm 이다.

Fig. 8의 기준 좌표계에서부터 더미 휠까지의 동차변환행렬(T_0^3)을 구하면 다음과 같다.

$$T_0^3 = T_0^1 T_1^2 T_2^3 = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & dw_x \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & dw_y \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & dw_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

식의 각각의 요소는 다음이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} r_{11} &= 1, \quad r_{12} = 0, \quad r_{13} = 0, \quad dw_x = 0, \quad r_{21} = 0, \\ r_{22} &= \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ r_{23} &= -\cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 + \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \\ &\quad - \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 - \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ dw_y &= d_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 - d_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - d_3 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 - d_3 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ &\quad - d_2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 - d_2 \sin \theta_1 \cos \theta_2 + d_1 \cos \theta_1 + a \\ r_{31} &= 0 \\ r_{32} &= \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ r_{33} &= -\sin \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 - \cos \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 \\ &\quad - \sin \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 + \cos \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 \\ dw_z &= d_2 \sin \theta_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + d_2 \cos \theta_1 \sin \theta_2 \cos \theta_3 \\ &\quad - d_3 \sin \theta_1 \sin \theta_2 \sin \theta_3 + d_3 \cos \theta_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3 \\ &\quad - d_2 \sin \theta_1 \sin \theta_2 + d_2 \cos \theta_1 \cos \theta_2 + d_1 \sin \theta_1 + b \end{aligned}$$

동차변환행렬에서 횡축 액츄에이터에 $\pm 80\text{mm}$ 의 거동시 일어나는 각도변화는 링크간의 간섭이 일어나지 않는 범위인 θ_1 은 $\pm 13.5^\circ$, θ_2 는 $\pm 13.5^\circ$, θ_3 는 $\pm 20.5^\circ$ 로 하여 더미 휠 횡축 방향의 거동 변위량을 시뮬레이션하였다.

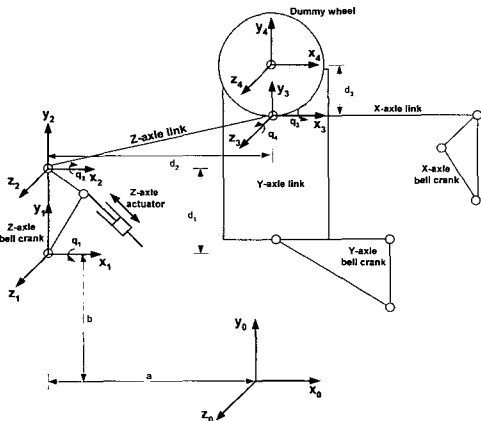


Fig. 8 Coordinates of links based on Z-axis actuator

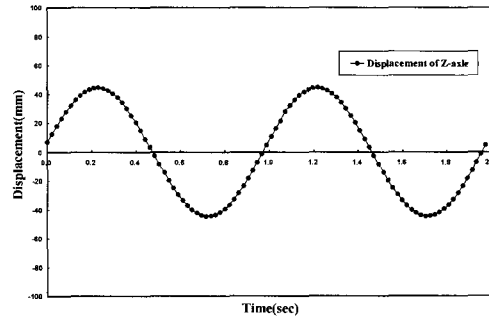


Fig. 9 Z-axis displacement of dummy wheel by simulation

Fig. 9는 조건에 의한 시뮬레이션 결과이며, 더미 휠의 횡축 방향 좌표의 변위변화는 $\pm 44.59\text{mm}$ 임을 알 수 있는데, 이는 횡방향 최대 거동범위 $\pm 40\text{mm}$ 를 만족하는 결과이다.

5. 결론

본 논문에서 역기구학 및 정기구학을 기반으로 3축 로드 시뮬레이터 링크부를 설계, 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 더미 휠을 가진시키기 위해 액츄에이터 끝단을 더미 휠 하단에 직접 연결시키면 링크기구의 크기가 커지고 축간 간섭이 커지는 문제점이 발생하는데, 이러한 문제점을 해결하기 위해 더미 휠과 액츄에이터 사이에 각 축마다 링크와 요동절을 설치하여 구현한 결과, 다축 시뮬레이터의 요구조건을 충족하였다.
- 2) 역기구학적 해석을 통해 구한 액츄에이터의 구동 길이식에 3축 로드 시뮬레이터의 최대 거동범위를 주어 각 액츄에이터의 구동영역을 구한 결과, 논문의 액츄에이터 사양을 만족하였다.
- 3) 정기구학적 해석을 통해 구한 더미 휠의 변위식에 각 액츄에이터의 변위량 $\pm 80\text{mm}$ 을 바탕으로 더미 휠의 변위를 구했는데, 이는 본 논문의 요구 사양인 더미 휠의 최대 거동범위를 만족하였다.

후 기

이 논문은 한국과학재단지정 지역협력 연구센터인 조선대학교 수송기계부품 공장자동화 연구센터의 연구비 지원에 의해 연구되었음.

References

- 1) J. R. Ellis, Vehicle Handling Dynamics, p.89, MEP, 1994.
- 2) W. R. Garrott, P. A. Grygier, J. P. Chrstos, K. Salaani, "Methodology for Validating the National Advanced Driving Simulator's Vehicle Dynamics (NADSdyna)," SAE 970562, 1997.
- 3) D. H. Weir, S. M. Bourne, "An Overview of the DRI Driving Simulator," SAE 950173, 1995.
- 4) K. Hunt, Kinematic Geometry of Mechanisms, Cambridge University Press, Cambridge, 1978.
- 5) J. J. Craig, Introduction to Robotics: Mechanics and Control, pp.43-50, 2nd Edition, Addison-Wesley, New York, 1989.
- 6) M. Y. Lee, A. G. Erdman, Y. Gutman, "Applications of Kinematic/Kinetic Performance Tools in Synthesis of Multi-DOF Mechanisms," ASME, Vol.116, pp.452-461, 1994.
- 7) K. D. Yang, J. K. Song, D. S. Bae, C. S. Song, S. H. Cho, S. K. Kim, "Design and Instrumentation of a Vehicle Driving Simulator," SAE 950168, 1995.
- 8) J. T. Kim, M. S. Kim, "A Study on the Design and Characteristics of Kinematics of 6 Degree-of-Freedom Manipulators," KSME, Vol.21, No. 2, pp.467-475, 1996.
- 9) Y. K. Byun, H. S. Cho, "Kinematic Analysis of a New Class of 6-DOF Parallel Manipulator," KSME, Vol.20, No.2, pp.414-430, 1996.
- 10) M. G. Kim, Dynamic Parameter Identification of Constrained Mechanical System, p.51, KAIST, 1986.
- 11) J. Y. Park, Modeling and Control of a 6-DOF Micro-Positioning Parallel Manipulator, p.83, KAIST, 1996.
- 12) G. H. Kim, A Minimum Interference Design of 6 Axes Link Mechanism for Vehicle Simulator, p.39, Chonnam Univ., 2000.
- 13) K. D. Zell, "Overview of Advanced Road Simulation Techniques," SAE 740946, 1974.
- 14) G. J. Choi, S. J. Choi, G. H. Rho, Y. M. Yoo, "A Technical Survey of High Fidelity Driving Simulators," pp.242-248, KSAE, 1997.
- 15) S. H. Jeong, Y. R. Park, S. H. Ryu, J. T. Kim, H. U. Kim, A Mechanism Design of the Multi-Axial Simulator Link, pp.562-567, KSAE, 2001.