

3축 유압 피로 시뮬레이터의 커플링에 대한 역기구학적 해석

김진완[†]

초당대학교 항공정비학과

Inverse Kinematic Analysis for a three-axis Hydraulic Fatigue Simulator Coupling

Jinwan Kim[†]

Department of Aviation Maintenance Chodang University, Korea, #58530

Abstract

The fatigue happening during the road riding of the vehicle and for the moment the aircraft lands on the runway is closely related to the life cycle of the landing gear, the airframe, the vehicle's suspension, etc. The multiple loads acting on the wheel are longitudinal, lateral, vertical, and braking forces. To study the dynamic characteristics and fatigue stiffness of the vehicle, the dynamic fatigue simulator generally has been used to represent the real road vibration in the lab. It can save time and cost. In hardware, the critical factor in the hydraulic fatigue simulator structure is to decouple each axis and to endure several load vibration. In this paper, the inverse kinematic analysis method derives the magnitude of movement of the hydraulic servo actuator by the coupling after rendering the maximum movement displacement in the axial direction at the center of the dummy wheel. The result of the analysis is that the coupling between the axes is weak to reproduce the real road vibrations precisely.

초 록

차량이 주행 중에 그리고 항공기가 활주로에 착륙하는 순간과 활주 중에 발생하는 피로는 착륙장치, 기체와 차량의 현가장치 등에 수명 주기와 밀접한 관련이 있다. 휠에 작용하는 하중들은 종축 힘, 횡력, 수직력과 제동력이다. 차량의 동특성과 내구성을 연구하기 위해 본 논문의 시뮬레이터는 시험실에서 실제 노면 형상을 재현에 사용된다. 그러므로 제품 개발 시간과 비용을 절감할 수 있다. 하드웨어적으로 유압 피로 시뮬레이터 구조의 중요한 요소는 각 축을 분리하고 여러 하중과 진동을 견뎌내는 것이다. 본 논문의 역기구학적 해석 방법은 Dummy wheel 중심에서 축 방향으로 최대 동작 변위를 준 후 커플링에 의한 유압 서보 작동기의 작동 크기를 도출한다. 해석의 결과는 실제 노면 형상을 정확하게 재현하기 위해 축 간의 커플링이 미약함을 확인하는 것이다.

Key Words : 3-Axis Hydraulic Fatigue Simulator(3축 유압 피로 시뮬레이터), Fatigue Durability Test(피로 내구성 시험), Inverse Kinematic analysis method(역기구학적 해석 방법), Coupling(커플링)

1. 서 론

차량이 주행 중에 그리고 항공기가 활주로에 착륙하는 순간과 활주 중에 휠(Wheel)을 통하여 받는 여러 진동은 착륙장치, 기체와 차량의 현가장치 등의 수명 주기에 영향을 준다. 휠이 받는 4가지 요소는 그 요소의 부하 방향과 위치에 따라 다음과 같이 나누어진다.

- 노면의 불규칙성과 충격에 대해 휠의 상하 방향으로 발생하는 수직적인 힘과 변위
- 차량의 가, 감속 시 휠의 전후 방향으로 발생하는 종축 방향의 힘과 미소 변위
- 차량 제동 시 휠의 전후 방향으로 발생하는 제동력
- 차량의 선회할 때와 돌기등을 타이어 측면이 통과할 때 발생하는 횡축 방향의 힘과 미소 변위

Received: Jan. 20, 2020 Revised: Feb. 10, 2020 Accepted: Feb. 12, 2020

[†] Corresponding Author

Tel: +82-61-450-1672, E-mail: pilotkim@edu.ac.kr

© The Society for Aerospace System Engineering

위의 4가지 요소들은 실제 시험을 통해 데이터로 저장한다. 3축 유압 피로 시뮬레이터는 시험실 내에서

저장된 데이터를 재현함으로써 작동장치와 기체[1, 2], 그리고 자동차의 현가장치(Suspension) 등의 동특성과 내구성에 대한 평가에 이용된다.

때로는 가해지는 하중의 강도가 저장된 데이터보다 100 배 더 가혹하게 주기 때문에 시뮬레이터에서 3000 km를 달리면 실제 도로에서 30만 km를 달리는 것과 동등한 동특성과 내구성 시험을 할 수 있다. 이 시뮬레이션 방법은 제품 개발 시간과 비용을 절감할 수 있다. 더욱이 다양한 시험 조건으로 반복 재현 시험이 우수한 효과를 얻을 수 있다[3-5].

본 논문의 선행 연구로는 J.T. Kim 등이 1996년에 6 자유도 기구학적 구속조건을 가지는 스투어트 플랫폼 시뮬레이터의 설계 및 역기구학적 해석에 관한 연구[6]와 S.H. Jeong 등이 2003년에 3축 로드(Road) 시뮬레이터 링크부의 메카니즘 설계에 관한 연구이다[7].

Figure 1은 상용 동역학 해석 SW인 Adams를 이용하여 모델링한 3축 유압 피로 시뮬레이터의 Adams 모델이다. 이 모델은 30자유도, 32개의 Moving Parts, 3개의 Cylindrical joints, 13개의 Revolute joints, 5개의 Spherical joints와 3개의 Hook joint로 구성되어 있다.

3축 유압 피로 시뮬레이터는 3축의 유압 서보 작동기를 가진할 때 Dummy wheel이 중, 횡 그리고 수직축 방향으로 작용하는 3*3 페루프 피드백 제어 구조이다. 그러므로 MIMO(Multi Input Multi Output) 시스템이다.

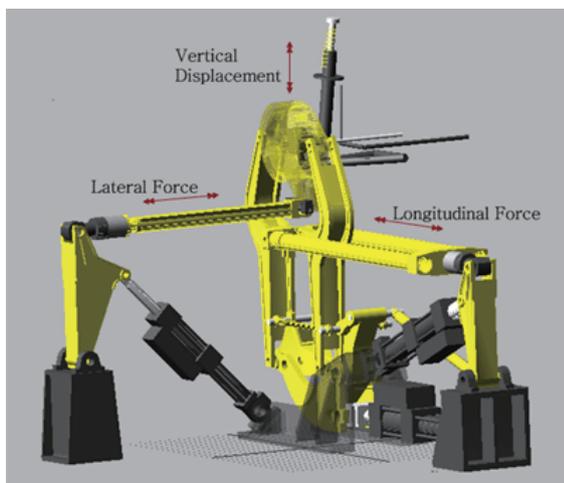


Fig. 1 Adams Model of Three-Axis Fatigue Hydraulic Simulator

정확한 재현시험을 위해서 Dummy wheel에 연결된 3

축의 움직임은 커플링 작용이 없어야 하고 극한 진동과 부하 하중에 견딜 수 있는 구조를 가져야 한다. 커플링 작용량이 무시할 정도일 경우 제어기는 3축의 유압 서보 작동기를 독립적으로 제어할 수 있다.

본 저자는 커플링 작용량을 확인하기 위해 Fig. 1의 Adams 모델과 Matlab simulink와 연동시켜 유압 서보 작동기를 작동시키는 시뮬레이션을 하였다[3]. 시뮬레이션 결과는 커플링이 미미하였다.

본 논문의 목표는 Dummy wheel에 동작을 주어 유압 서보 작동기의 길이의 차를 산출하는 방법의 역기구학적 해석을 통한 커플링이 미약함을 확인하는 것이다.

2. 3축 유압 피로 시뮬레이터의 커플링에 대한 역기구학적 해석

Figure 2는 역기구학적 해석을 위한 3축 유압 피로 시뮬레이터의 모델링이다. 본 시뮬레이터는 유압 서보 작동기가 병렬로 연결되어 작동된다. 병렬 구동 기구의 역기구학적 해석방법은 변환행렬의 곱으로 나타나게 되므로 유압 서보 작동기의 길이 변화의 차는 양말단부 좌표 B_1-b_1 , B_2-b_2 , B_3-b_3 로부터 구할 수 있다.

여기서, B_1-b_1 은 수직축(Z축), B_2-b_2 은 종축(X축)과 B_3-b_3 은 횡축(Y축)을 의미한다.

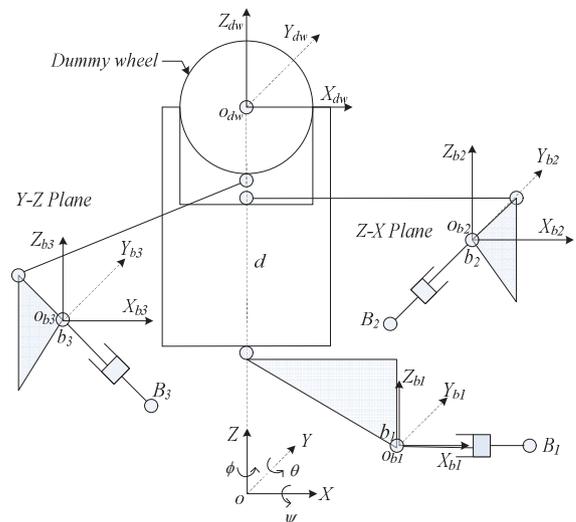


Fig. 2 Link Coordinates of 3-Axis Fatigue Hydraulic Simulator for Inverse Kinematical Analysis

이 유압 피로 시뮬레이터는 Dummy wheel의 관점에서 3축의 6자유도 운동을 가진다. 이 Dummy wheel에 연결되어있는 3축은 서로의 커플링 작용을 유발할 수 있다. 실질적으로 유압 서보 작동기(이하 ‘작동기’로 칭함.)의 작동 측면에서 볼 때, 이 시뮬레이터의 변위량은 횡축 방향과 종축 방향의 변위량은 거의 없고, 수직축 방향의 변위량이 발생한다. 수직축 방향으로 Dummy wheel를 최대 변위로 작동하였을 때 횡축과 종축에 대한 작동기의 길이 변화의 차를 산출한다. 다른 두 축을 같은 방법으로 반복해서 작동기의 길이 변화의 차를 산출한다.

기준 좌표계의 좌표 운동은 3개의 병진운동과 3개의 회전운동으로 되는 6자유도의 독립된 좌표로 나타낼 수 있다. 병진운동은 두 좌표계 간의 원점을 연결한 벡터 3개 성분으로 유도할 수 있고, 회전운동은 오일러 각을 도입하여 x 축을 중심으로 각도 ψ , y 축을 중심으로 각도 θ , z 축을 중심으로 각도 ϕ 만큼 회전한 회전행렬로 유도할 수 있으며, 다음 Eq. 1과 같다.

$$\begin{aligned} R(\phi, \theta, \psi) &= R(z, \phi)R(y, \theta)R(x, \psi) \quad (1) \\ &= \begin{bmatrix} \cos\phi \cos\theta & \cos\phi \sin\theta \sin\psi - \sin\phi \cos\psi & \cos\phi \sin\theta \cos\psi + \sin\phi \sin\psi \\ \sin\phi \cos\theta & \sin\phi \sin\theta \sin\psi + \cos\phi \cos\psi & \sin\phi \sin\theta \cos\psi + \cos\phi \sin\psi \\ -\sin\theta & \cos\theta \sin\psi & \cos\theta \cos\psi \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \vec{n} & \vec{o} & \vec{a} \end{bmatrix}^T \end{aligned}$$

여기서, 기준 좌표계는 (X, Y, Z) 이고, 이동 좌표계는 Dummy wheel의 질량 중심을 원점(O_{dw})으로 하는 (X_{dw}, Y_{dw}, Z_{dw}) 이다. 초기 이동 좌표값은 $(0, 0, 1400)$ 이다. 각 축 작동기의 실린더 말단부 위치 B_1, B_2, B_3 와 각 축의 작동기의 피스톤 로드와 벨크랭크가 연결되는 말단부 위치 b_1, b_2, b_3 는 기준 원점으로 설정된다.

역기구학 해석에서 주어진 값은 움직이는 Dummy wheel의 Cartesian 좌표계에 대한 중심 위치와 방향이다. 이것의 동차변환 행렬 $[T_{dw}]$ 은 Eq. 2이다.

$$[T_{dw}] = \begin{bmatrix} n_1 & o_1 & a_1 & X_{dwc} \\ n_2 & o_2 & a_2 & Y_{dwc} \\ n_3 & o_3 & a_3 & Z_{dwc} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Equation 2에서 Dummy wheel의 중심 위치 $\vec{d}=(X_{dwc},$

$Y_{dwc}, Z_{dwc})$ 는 기준 좌표계에서 원점으로부터의 벡터를 나타낸다. 그리고 방향벡터 \vec{n} 은 기준 원점 좌표계에 대한 o_{dw} - X_{dw} 축의 방향을 나타내는 벡터이며, 방향벡터 \vec{o} 는 기준 원점 좌표계에 대한 o_{dw} - Y_{dw} 축의 방향을 나타내는 벡터이며, 방향벡터 \vec{a} 는 기준 원점 좌표계에 대한 o_{dw} - Z_{dw} 축의 방향을 나타내는 벡터이다.

역기구학적 해석에서 알려진 값 및 구속조건은 각 링크의 길이와 Dummy wheel과 3개의 벨 크랭크 크기이다. 역기구학적 해석은 주어진 Dummy wheel의 위치와 방향으로부터 작동기의 작동 길이 변화를 구하는 것이다. 그러므로 기준 좌표계에서 지그에 연결되는 작동기의 실린더 말단부 B_i 의 좌표는 Eq. 3과 같다.

$$B_i = [X_{Bi} \ Y_{Bi} \ Z_{Bi}]^T \quad i = 1, 2, 3 \quad (3)$$

기준 좌표계에서 주어진 값을 이용하여 각 벨크랭크에 연결되는 작동기의 피스톤 말단부 좌표 b_i 를 계산하기 위하여 우선 Dummy wheel에서 각 벨크랭크에 연결되는 실린더 말단부의 좌표 b_i 까지의 동차변환행렬 $[T_{bi}^*]$ 를 계산하면 Eq. 4와 같다.

$$[T_{bi}^*] = \begin{bmatrix} \vec{n}_{bi} & \vec{o}_{bi} & \vec{a}_{bi} & b_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_{bi1} & o_{bi1} & a_{bi1} & X_{bic} \\ n_{bi2} & o_{bi2} & a_{bi2} & Y_{bic} \\ n_{bi3} & o_{bi3} & a_{bi3} & Z_{bic} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad i=1, 2, 3 \quad (4)$$

여기서, 방향 벡터 \vec{n}_{bi} 는 Dummy wheel에서 o_{bi} - X_{bi} 축의 방향을 나타내는 벡터이며, 방향 벡터 \vec{o}_{bi} 는 Dummy wheel에서 o_{bi} - Y_{bi} 축의 방향을 나타내는 벡터이며, 방향 벡터 \vec{a}_{bi} 는 Dummy wheel에서 o_{bi} - Z_{bi} 축의 방향을 나타내는 벡터이다.

$\vec{b}_i = [X_{bic} \ Y_{bic} \ Z_{bic}]$ 는 Dummy wheel에서 각 벨크랭크에 연결되는 작동기의 피스톤 말단부인 b_i 까지의 벡터를 나타낸다. 기준 좌표계 (X, Y, Z) 에 대한 볼 조인트 b_i 까지의 동차변환행렬 $[T_{bi}]$ 는 Eq. 5와 같다.

$$\begin{aligned} [T_{bi}] &= [T_{dw}][T_{bi}^*] \quad i=1,2,3 \quad (5) \\ &= \begin{bmatrix} n_1 & o_1 & a_1 & X_{dwc} \\ n_2 & o_2 & a_2 & Y_{dwc} \\ n_3 & o_3 & a_3 & Z_{dwc} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_{bi1} & o_{bi1} & a_{bi1} & X_{bic} \\ n_{bi2} & o_{bi2} & a_{bi2} & Y_{bic} \\ n_{bi3} & o_{bi3} & a_{bi3} & Z_{bic} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Eq. 5를 전개하여 기준 좌표계에 대한 볼 조인트 b_i 까지의 좌표는 Eq. 6과 같다.

$$b_i = \begin{bmatrix} X_{bi} \\ Y_{bi} \\ Z_{bi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 X_{bic} + o_1 Y_{bic} + a_1 Z_{bic} + X_{dwc} \\ n_2 X_{bic} + o_2 Y_{bic} + a_2 Z_{bic} + Y_{dwc} \\ n_3 X_{bic} + o_3 Y_{bic} + a_3 Z_{bic} + Z_{dwc} \end{bmatrix}, i=1, 2, 3 \quad (6)$$

작동기의 작동 길이 L_i 는 각 축 작동기의 말단부인 b_i 와 B_i 의 차이이며, Eq. 7과 같다.

$$L_i = b_i - B_i, \quad i=1, 2, 3 \quad (7)$$

작동기의 작동 길이는 Eq. 7의 양변에 norm을 취하여 정리를 하면 Eq. 8과 같이 구할 수 있다.

$$L_i^2 = [n_1 X_{bic} + o_1 Y_{bic} + a_1 Z_{bic} + X_{dwc} - X_{Bi}]^2 + [n_1 X_{bic} + o_1 Y_{bic} + a_1 Z_{bic} + X_{dwc} - X_{Bi}]^2 + [n_1 X_{bic} + o_1 Y_{bic} + a_1 Z_{bic} + X_{dwc} - X_{Bi}]^2 \quad i=1, 2, 3 \quad (8)$$

여기서, L_1 은 수직축 작동기의 작동 길이, L_2 는 종축 작동기의 작동 길이, L_3 은 횡축 작동기의 작동 길이이다.

Dummy wheel에 설정한 3축 유압 피로 시뮬레이터의 최대 거동 행정을 범위로 주었을 때 작동기의 작동 길이를 구하기 위하여, 임의의 기준 좌표계에서 Dummy wheel의 질량 중심을 원점으로 하는 이동 좌표(X_{dw} , Y_{dw} , Z_{dw})로 수직 방향 +190mm의 변위를 주었을 때 위치에 대한 동차변환행렬 $[T_{dw}]$ 은 Eq. 9와 같다.

$$[T_{dw}] = \begin{bmatrix} n_1 & o_1 & a_1 & X_{dwc} \\ n_2 & o_2 & a_2 & Y_{dwc} \\ n_3 & o_3 & a_3 & Z_{dwc} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 010 & 0 & 0 \\ 001 & 1590 & 0 \\ 000 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

기준 좌표계에서 수직축 작동기의 말단부 B_1 , 종축 작동기의 말단부 B_2 , 횡축 작동기의 말단부 B_3 의 좌표는 Eq. 10과 같다.

$$B_1 = [X_{B1} \ Y_{B1} \ Z_{B1}]^T = [1500 \ 0 \ 200]^T \quad (10)$$

$$B_2 = [X_{B2} \ Y_{B2} \ Z_{B2}]^T = [730 \ 0 \ 450]^T$$

$$B_3 = [X_{B3} \ Y_{B3} \ Z_{B3}]^T = [0 \ -250 \ 200]^T$$

Dummy wheel에서 수직 벨크랭크에 연결되는 수직 작동기 피스톤 말단부 좌표 b_1 , 종축에 연결되는 종축 작동기 말단부 피스톤 좌표 b_2 , 횡축에 연결되는 횡축 작동기 피스톤 말단부 좌표 b_3 까지의 동차변환행렬 $[T_{bi}^*]$ 은 Eq. 11과 같다.

$$\begin{aligned} [T_{b1}^*] &= \begin{bmatrix} \vec{n}_{b1} & \vec{o}_{b1} & \vec{a}_{b1} & \vec{b}_1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} n_{b11} & o_{b11} & a_{b11} & X_{b1c} \\ n_{b12} & o_{b12} & a_{b12} & Y_{b1c} \\ n_{b13} & o_{b13} & a_{b13} & Z_{b1c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 396 \\ 010 & 0 & 0 \\ 001 & -1373.5 & 0 \\ 000 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ [T_{b2}^*] &= \begin{bmatrix} \vec{n}_{b2} & \vec{o}_{b2} & \vec{a}_{b2} & \vec{b}_2 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} n_{b21} & o_{b21} & a_{b21} & X_{b2c} \\ n_{b22} & o_{b22} & a_{b22} & Y_{b2c} \\ n_{b23} & o_{b23} & a_{b23} & Z_{b2c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 100 & 1582 \\ 010 & 0 \\ 001 & -779 \\ 000 & 1 \end{bmatrix} \\ [T_{b3}^*] &= \begin{bmatrix} \vec{n}_{b3} & \vec{o}_{b3} & \vec{a}_{b3} & \vec{b}_3 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} n_{b31} & o_{b31} & a_{b31} & X_{b3c} \\ n_{b32} & o_{b32} & a_{b32} & Y_{b3c} \\ n_{b33} & o_{b33} & a_{b33} & Z_{b3c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 100 & 0 \\ 010 & -930 \\ 001 & -716 \\ 000 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

기준 좌표계에 대한 수직축의 볼 조인트 b_1 , 종축의 볼 조인트 b_2 , 횡축의 볼 조인트 b_3 점까지의 좌표는 Eq. 6을 이용하여 Eq. 12와 같이 구한다.

$$\begin{aligned} b_1 &= \begin{bmatrix} X_{b1} \\ Y_{b1} \\ Z_{b1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 X_{b1c} + o_1 Y_{b1c} + a_1 Z_{b1c} + X_{dwc} \\ n_2 X_{b1c} + o_2 Y_{b1c} + a_2 Z_{b1c} + Y_{dwc} \\ n_3 X_{b1c} + o_3 Y_{b1c} + a_3 Z_{b1c} + Z_{dwc} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 \times 396 + 0 + 0 + 0 \\ 0 + 1 \times 0 + 0 + 0 \\ 0 + 0 + 1 \times (-1373.5) + 1590 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 396 \\ 0 \\ 216.5 \end{bmatrix} \\ b_2 &= \begin{bmatrix} X_{b2} \\ Y_{b2} \\ Z_{b2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 X_{b2c} + o_1 Y_{b2c} + a_1 Z_{b2c} + X_{dwc} \\ n_2 X_{b2c} + o_2 Y_{b2c} + a_2 Z_{b2c} + Y_{dwc} \\ n_3 X_{b2c} + o_3 Y_{b2c} + a_3 Z_{b2c} + Z_{dwc} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 \times 1582 + 0 + 0 + 0 \\ 0 + 1 \times 0 + 0 + 0 \\ 0 + 0 + 1 \times (-779) + 1582 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1582 \\ 0 \\ 803 \end{bmatrix} \\ b_3 &= \begin{bmatrix} X_{b3} \\ Y_{b3} \\ Z_{b3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 X_{b3c} + o_1 Y_{b3c} + a_1 Z_{b3c} + X_{dwc} \\ n_2 X_{b3c} + o_2 Y_{b3c} + a_2 Z_{b3c} + Y_{dwc} \\ n_3 X_{b3c} + o_3 Y_{b3c} + a_3 Z_{b3c} + Z_{dwc} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 \times 0 + 0 + 0 + 0 \\ 0 + 1 \times (-930) + 0 + 0 \\ 0 + 0 + 1 \times (-716) + 1590 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -930 \\ 874 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (12)$$

Equation 8을 이용하여 각 축 작동기의 작동 길이는 Eq. 13과 같이 구할 수 있다.

$$L_1 = \sqrt{(396 - 1500)^2 + (216.5 - 200)^2} = 1,104.1 \text{ mm} \quad (13)$$

$$L_2 = \sqrt{(1582 - 730)^2 + (803 - 450)^2} = 922.2 \text{ mm}$$

$$L_3 = \sqrt{(-250 + 930)^2 + (200 - 874)^2} = 957.4 \text{ mm}$$

Dummy wheel을 수직축(Z축) +190 mm(0, 0, 1590)의 변위를 주었을 때 각 3축 작동기의 길이는 영향을 받아 Eq. 13과 같이 계산된다.

Dummy wheel이 수직으로 작동한 것에 대해 영향을 받은 수직축 작동기의 작동한 길이 $L_1 = 1,104 \text{ mm}$ 에서 영향을 받기 전 수직축 작동기의 B_1-b_1 길이 1024 mm를 뺀 작동 길이는 +80.1 mm이다. 종축(X축) 작동기의 길이 차는 $L_2 = 922.2 \text{ mm}$ 에서 작동기의 B_2-b_2 길이 920.3 mm를 빼면 1.9 mm이다. 횡축(Y축) 작동기의 길이 차는 $L_3 = 957.4 \text{ mm}$ 에서 작동기의 B_3-b_3 길이 968.8 mm를 빼면 -11.4 mm이다.

그러므로, Dummy wheel에 수직 방향 +190 mm의 거동을 주기 위해서는 수직 작동기가 +80.1 mm의 작동해야 있다. 다른 두 축의 커플링의 결과는 종축은 1.9 mm(2.37%), 횡축은 -11.4 mm(14.23%)임을 알 수 있다.

같은 방법으로 Dummy wheel을 종축(X축) 방향으로 +185 mm(185, 0, 1400), 횡축(Y축) 방향으로 +100 mm(0, 100, 1400)의 변위를 각각 주어 역기구학적 해석을 통한 변위를 준 축 작동기의 작동 길이와 커플링에 의한 작동기의 작동 길이는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Coupling Displacement with 3-Axis Actuator by Inverse Kinematic Analysis

Axial direction of the dummy wheel		X	Y	Z
At the max. displacement of the dummy wheel	mm	±185	±100	±190
Displacement affecting the lateral actuator	mm	±0.04	±72.88	±11.4
	ratio:%	0.06	-	14.23
Displacement affecting the longitude actuator	mm	±70.2	±0.03	±1.9
	ratio:%	-	0.04	2.37
Displacement affecting the vertical actuator	mm	±7	±2	±80.1
	ratio:%	9.97	2.7	-

3. 결론

역기구학적 해석 방법으로 Dummy wheel에 최대 작동 변위를 각 축에 주었을 때 영향을 받아 각 축 작동기의 작동 길이와 커플링에 의한 각 축 작동기의 작동 길이를 도출하였다. 결과는 Table 1과 같다. Dummy wheel의 종, 횡축 작동에 의한 커플링보다 수직축 작동에 의한 커플링이 많은 것을 알 수 있다. 커플링 수치는 최대 14%, 최소 0.04%이다. 역기구학적 해석 수치는 Dummy wheel을 최대로 작동한 것이다. 그러나 실제 시험에는 유압 서보 작동기가 미동하기 때문에 커플링 수치는 더욱 적어진다.

본 논문의 시뮬레이터는 각 축 간의 커플링이 미약하므로, 시험실 내에서 노면 형상을 저장한 데이터를 정확하게 재현이 가능한 것으로 판단된다. 그리고 이 시뮬레이터는 MIMO 구조이지만 MISO(Multi Input Single Output) 구조로 분리가 가능한 것으로 판단된다.

References

- [1] J.J. Lee, "Composite Skid Landing Gear Optimal Design for Light VTOL UAV," *Journal of Aerospace System Engineering*, vol. 9(4), pp. 55-61, 2015.
- [2] J.S. Lee, S.G. Lee and S.H. Oh, "Fatigue Analysis for Locking Device in Landing Gear Retract Actuator," *KSME A*, Vol. 36(1), pp. 91-96, 2012.
- [3] J.W. Kim, D.J. Xuan and Y.B. Kim, "Robust control application for a three-axis road simulator," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 25(1), pp. 221-231, January 2011.
- [4] G.R. Choi, S.B. Jeon and S.H. Hwang, "Development of 3-axis Road simulator," *Journal of Drive and Control*, vol. 5(1), pp. 3-10, 2008.
- [5] <http://www.mts.com>
- [6] J.T. Kim and M.S. Kim, "A Study on the Design and Characteristics of Kinematics of 6 DOF Manipulators," *KMSE A*, vol. 21(2), pp. 467-475, 1996
- [7] S.H. Jeong, S.H. Ryu and J.T. Kim, "A Mecanism Design of the 3-axial Road Simulator Linkage," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, vol. 11(2), pp. 140-147, March 2003.