https://doi.org/10.21289/KSIC.2022.25.1.87

원격작업을 위한 5자유도 다관절 매니퓰레이터의 동특성 분석 및 위치제어에 관한 연구

A Study on Dynamics Analysis and Position Control of 5 D.O.F. Multi-joint Manipulater for Uncontact Remote Working

김희진[1*], 장기원[1], 김성일[1], 한성현[2]

Hee-Jin Kim[1*], Gi-Wong Jang[1], Seong-Il Kim[1], Sung-Hyun Han[2]

〈Abstract〉

We propoes a study on the dynamic characteristics analysis and position control of 5-degree multi-joint manipulators for untact remote working at construction sites and manufacturing plants. The main frame of freedom multi-joint manipulator consists of five elements, boom cylinder, boom cylinder, arm cylinder, bucket cylinder, and rotation joint and link. In addition, the main purpose of the proposed system is to realize the work of the manufacturing process or construction site by remote control. Motion control of the entire system is a servo valve control method by hydraulic servo cylinders for one to four joints, and a servo motor control method is applied for five joints. The reliability of the proposed method was verified through performance experiments by computer simulation.

Keywords : Five D.O.F., Multi-joint Manipulater, Position Control, Servo Cylinder and Valve, Servo Motor, Untact Remote Working

1* 정회원, 주저자, 경남대학교 대학원
E-mail: k2k2999@naver.com
2 정회원, 공동저자, 경남대학교, 교수

1* Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyungnam Univ, Changwon city, Korea
2 Dept. of Mechanical Engineering, Kyungnam Univ, Changwon city, Korea

1. 서 론

건설기계의 일종인 기존의 유압 굴삭기(hydraulic excavator)는 인간의 팔과 같은 기능을 갖도록 구성된, 기구학적 유연성과 큰 힘을 갖는 유압 액추에이터의 장점으로 건설현장 뿐만 아니라 제조업, 농업, 해저작업 등의 다양한 분야에 적용 가능성이 높은 기계이다. 굴삭기는 건설기계류 중 핵심이 되는 기계로 전체 건설기계 생산량의 60% 를 상회할 정도로 사용영역은 점차 확대되고 있다[1].

지금까지 국내에서 생산되고 있는 굴삭기의 대부분은 5톤 이상급의 중대형 굴삭기가 주종을 이루어 왔지만, 시대적 변화에 따라 건설기계의 소형화에 대한 수요는 점차 증가하는 추세이다. 건설기계의 최대 생산국이며 건설기계의 최대 수요국가인 유럽, 미국, 일본에서도 소형 굴삭기에 대한 수요는 점차 증가하고 있다. 소형 굴삭기는 일반적으로 1~3톤급의 용량으로, 후방장애물의 구애를 받지 않고 자체 트랙 반경내에서 스윙모션을 이루며, 선회 상부회전체도 손상이 없는 작업 특성으로 도심의 공사나 협소한 장소에서 우수한 작업 효율을 나타낸다. 그러나 굴삭기의 작업성능 및 효율은 유압 시스템의 회로 구성 형식 및 내부 유압 부품의 구조와 운전자의 숙련도에 전적으로 의존하기 때문에 그 차이가 매우 크다. 작업 성능과 효율을 높이는 것은 궁극적으로 작업자의 환경개선, 고정도, 고효율, 비용절감 등을 가능하게 한다[2].

따라서 소형 굴삭기의 유압 시스템을 에너지 저감 및 조작의 용이성, 넓은 제어 범위, 저진동 등의 관점에서 연구하고, 제어의 지배적인 인자들의 변화에 대한 시스템 민감도를 분석할 필요가 있다. 유압 제어 시스템은 건설기계 및 산업 장비에서 널리 사용되고 있는 시스템이다. 이는 펌프에서 토출 된 유량이 탱크로 되돌아오는 양을 제어함으로 부하 변동에 따른 제어 성능을 향상시키기 위한 유압시스템이다. 특히 빈번한 작업 부하 변동에 대해 시스템의 내부 구조를 간단하게 설계할 필요가 있는 소형 굴삭기와 같은 건설기계 유압제어에 많이 채택되고 있다. 소형 굴삭기는 협소한 도심 건설 현장에서 많이 사용되고 있음에도, 중대형 굴삭기용 유압 시스템에 비해 그 기술적 연구는 많이 진행되어 있지 않다[3].

선진 각국의 많은 건설 기계 제작사들과 국내 주요 건설기계 제작사들은 밸브형 유압 제어 시스템을 주로 채택하여 왔고, 근래에도 많은 건설기계 제작사에서 사용하고 있다. 그러나 제작사의 기술적 내용들은 보안상의 관계로 대부분 알려지지 않고 있다. 따라서 현재의 작업 조건의 변화와 부하 압력의 형태 변화에 따른 유압 시스템의 응답 특성에 대한 해석과 제어 연계성에 대한 검토가 필요하다.

근래 들어 일부 회사들이 클로즈드 센터 밸브형 유압 제어 시스템의 채택을 시도하고 있다. 건설 부하 감응 유압 시스템의 연구로는 부하 감응 유압 펌프 제어시스템의 특성해석에 관한 연구를 통해 유압 굴삭기에 대한 오픈 센터 밸브형 부하 감응 유압 시스템의 기본 성능을 해석하였다. 또한. 굴삭기용 다 기능 유압펌프 제어용으로 전자서보밸브에 비하여 열악한 작업환경에서 신뢰성과 가격이 유리한 전자비례감압밸브를 사용하여 굴삭기용 탠덤펌프의 다기능 제어에 관련된 실험적인 연구를 통해 그 가능성이 제시 되고 있다[4].

지금까지의 연구 결과들은 주로 중대형 굴삭기에 관한 연구가 주류를 이루고 있으며, 소형 굴삭기에 대한 연구로는 비기능적 측면에 대한 주제가 많이 발견되고, 기능적 측면에서도 일 자유도 시스템의 모델링으로 해석하거나, 유압 회로 분석적 관점에서 해석하는 경향이 많이 발견되고 있다.

본 연구에서는 소형 건설 기계용도의 5자유도의 다관절 매니퓰레이터의 동적특성 분석 및 제어 응답 특성을 분석하여 에너지 저감 및 조작의 용

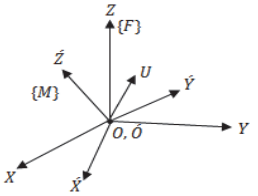
이성, 넓은 적용 범위, 저진동 등의 시스템 성능을 개선함과, 비대면 원격제어 방식으로 운전자의 안전한 운전환경을 구현함으로 작업의 효율의 극대화를 목적으로 한다.

이를 위해 본 연구는 건설 현장 및 극한 환경의 제조공장등에서 실시간 비대면 원격작업 실현을 위한 방안으로 우선 다양한 공정에서 실제 적용 가능한 5축 다관절 매니퓰레이터 모델의 동특성 및 유압 서보밸브의 동적 모델링 및 동특성 분석과 5자유도 다관절 매니퓰레이터의 제어응답 특성 분석을 통하여 시스템의 안정성 및 제어 신뢰성을 검증함으로서 비대면 원격 작업의 실현 가능성을 제시하고자 한다[5].

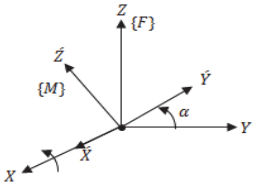
2. 다관절 매니퓰레이터의 운동학 분석

2.1 기본 좌표계분석

Fig. 1(a)에서 고정 좌표계 {F} 내의 점 U는 아래의 식과 같이 표현된다.



(a) Cartesian Coordinates



(b) Rotation coordinates

Fig. 1 The translation coordinates of position and orientation

위의 좌표계 이동좌표계 {M}과 고정좌표계 {F}로부터 다음의 식이 정의된다.

$$\vec{U'} = U_1'\vec{e_1'} + U_2'\vec{e_2'} + U_3'\vec{e_3'} \quad (1)$$

위의 식 (1)로 부터 다음의 식을 유도할 수 있다.

$$U_1\vec{e_1} + U_2\vec{e_2} + U_3\vec{e_3} = U_1'\vec{e_1'} + U_2'\vec{e_2'} + U_3'\vec{e_3'} \quad (2)$$

식(2)의 양변에 $\vec{e_1}$에 대한 dot product(벡터내적)을 구하면 U_1은 다음식과 같이 정의된다.

$$U_1 = (\vec{e_1'} \cdot \vec{e_1})U_1' + (\vec{e_2'} \cdot \vec{e_1})U_2' + (\vec{e_3'} \cdot \vec{e_1})U_3' \quad (3)$$

그리고 식(3)에서 $\vec{e_2}$ 및 $\vec{e_3}$에 대한 각각의 dot product(벡터내적)을 구하면 U_2, U_3는 다음과 같이 정의된다.

$$U_2 = (\vec{e_1'} \cdot \vec{e_2})U_1' + (\vec{e_2'} \cdot \vec{e_2})U_2' + (\vec{e_3'} \cdot \vec{e_2})U_3' \quad (4)$$

$$U_3 = (\vec{e_1'} \cdot \vec{e_3})U_1' + (\vec{e_2'} \cdot \vec{e_3})U_2' + (\vec{e_3'} \cdot \vec{e_3})U_3' \quad (5)$$

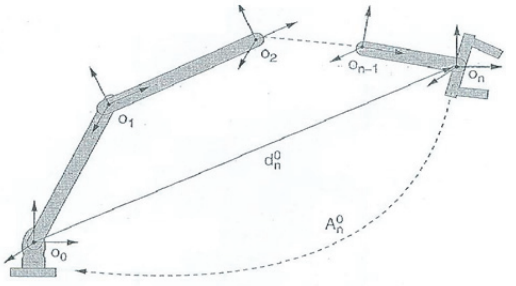


Fig. 2 Transformation front the end-effector frame to the base frame

위의 Fig. 2 로부터 n번째 좌표계로부터 기저좌표계까지의 변환과정은 다음의 식과 같이 표현된다.

$$A_n^0 = A_1^0 A_2^1 \dots A_n^{n-1} = \begin{bmatrix} R_n^0 & d_n^0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

식 (5)와 식 (6)을 사용하여 R_n^0는 다음과 같이 표현된다.

$$R_n^0 = (U_1 V_1)(U_2 V_2) \cdots (U_n V_n) \quad (7)$$

$$d_n^0 = U_{1S1} + U_1 V_1 U_{2S2} + U_1 V_1 U_2 V_2 U_{3S3} \cdots + U_1 V_1 U_2 V_2 \cdots U_{n-1} V_{n-1} U_{nSn} \quad (8)$$

2.2 5 자유도 다관절 매니퓰레이터 기구학 해석

아래의 그림은 5축 다관절 매니퓰레이커의 기구학적 구조를 나타내고 있다.

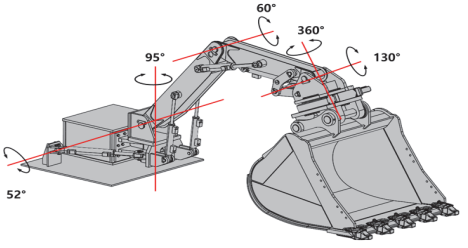


Fig. 3 5 D.O.F manipulator

이 모델의 구조는 5개의 관절이 회전운동을 하는 기구학적 구조이다. Fig.으로부터 5축 다관절 로봇의 5축 연속 변환행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$R_5^0 = (U_1 V_1)(U_2 V_2)(U_3 V_3)(U_4 V_4)(U_5 V_5) \quad (9)$$

$$d_5^0 = U_1 s_1 + (U_1 V_1) U_2 s_2 + (U_1 V_1)(U_2 V_2) U_3 s_3 + (U_1 V_1)(U_2 V_2)(U_3 V_3) U_4 s_4 + (U_1 V_1)(U_2 V_2)(U_3 V_3)(U_4 V_4) U_5 s_5 \quad (10)$$

아래의 행렬은 manipulator의 각 축에 대한 U와 V 초기 행렬값을 나타내고 있다.

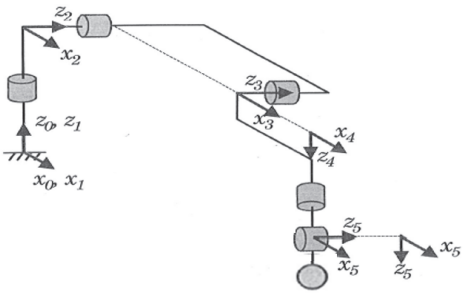


Fig. 4 The coordinates of robot manipulator with 5 joints

$$U_1 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_1) & -\sin(\theta_1) & 0 \\ \sin(\theta_1) & \cos(\theta_1) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad V_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$U_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad V_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$U_3 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_3) & -\sin(\theta_3) & 0 \\ \sin(\theta_2) & \cos(\theta_3) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad V_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$U_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad V_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$U_5 = \begin{bmatrix} \cos(\theta_5) & -\sin(\theta_5) & 0 \\ \sin(\theta_5) & \cos(\theta_5) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad V_5 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

그리고 s_i는 다음과 같이 주어진다.

$$s_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad s_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ d_2 \end{bmatrix}, \quad s_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad s_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ d_4 \end{bmatrix}, \quad s_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

따라서 U_i, V_i, 그리고 s_i 식 (11)과 (12)에 대입하면 다음의 식이 유도된다.

$$R_5^0 = \begin{bmatrix} C_1 C_3 C_5 + S_1 S_5 & -C_1 C_3 S_5 + S_1 C_5 & C_1 S_3 \\ S_1 C_3 C_5 - C_1 S_1 & -S_1 C_3 S_5 - C_1 C_5 & S_1 S_3 \\ S_3 C_5 & -S_3 S_5 & -C_3 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$d_5^0 = \begin{bmatrix} C_1 S_3 d_4 \\ S_1 S_3 d_4 \\ d_2 - C_3 d_4 \end{bmatrix} \quad (14)$$

여기서, $C_a = \cos(a)$ and $S_a = \sin(a)$이다. 그리고 마지막 5축 전체에 대한 변환행렬은 다음과 같이 주어진다.

3. 시스템 모델링 및 특성분석

3.1 유압밸브 입력단위 모델링

유압실린더를 구동하기 위한 에너지는 동력원인 유압 펌프에 의해 작동 유체에 압력에너지로 주어지며 유압서보 밸브가 유량을 제어하게 된다.

유압실린더의 피스톤 위치는 변위는 변위변환기에 의해 전기적 신호로써 검출되고 이는 미리 주어진 기준 입력과 비교되어 그 차에 해당하는 크기의 오차신호가 발생하며 이 오차신호에 의해 전기-유압 서보 밸브는 그 오차를 없애는 방향으로 안내스풀의 위치를 조절한다. 이때 유압펌프로부터 발생된 고압의 기름이 서보 밸브의 스풀을 경유하여 유압실린더로 유입되어 압력에 의해 피스톤의 위치가 변동하므로 오차신호는 점점 작아져서 결국에는 0으로 되어 제어량을 목표치에 추종시키게 된다. 서보엠프에서 입력되는 오차전압은

$$e^p(t) = r_p(t) - y_p(t) \quad (15)$$

여기서 $r_p(t)$는 기준입력 신호[V], $y_p(t)$는 피스톤의 변위에 대한 피드백 신호를 나타낸다. 오차전압 $e^p(t)$는 서보 증폭기에서 증폭되어 서보 밸브 구동 전류 i(t)[mA]로 변환된다.

$$i(t) = K_a \cdot e_p(t) \quad (16)$$

여기서 K_a는 서보 증폭기의 게인을 나타낸다.

3.2 서보밸브의 모델링

서보 밸브는 전기적인 신호에 따라서 유량의 흐름을 제어하는 유압요소로서, 입력신호에 따라 스풀의 변위를 변화시키는 전기-기계적인 변환 부분과 기계적인 변위량에 따라 유량을 조절하는 부분으로 구성된다.

수학적인 모델링을 하기 위하여 다음과 같이 가정한다[6].

1) 서보 밸브는 대칭적(symmetrical)이며, 임계중립형 밸브(critical center)로 가정한다.
2) 밸브의 해석에서 압축유량은 영으로 가정한다.

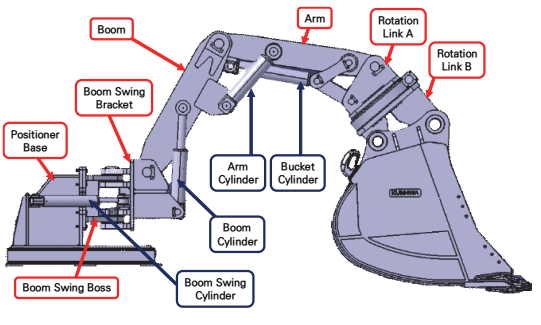


Fig. 5 The Global structure of manipultor

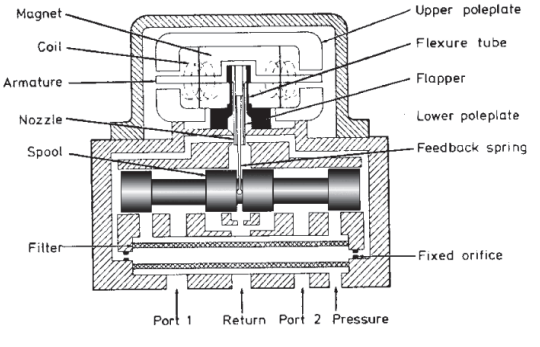


Fig. 6 Electro-hydraulic servo valve

3) 관로에서의 마찰 손실은 없으며 기름의 온도와 밀도는 일정하다.

4) 공급압력은 일정하며, 배출압력은 영(zero)이다.

서보 밸브는 서보 증폭기로부터 입력전류에 의해 생성되는 코일 기자력이 아마추어를 움직임으로 인해 밸브스풀이 변위한다. 그러나 비선형적 요소에 의해 영향을 받으므로 선형 동적 방정식으로 유도되기는 어렵다. 따라서 입력전류와 밸브스풀 변위 간의 관계식을 다음과 같이 2차 지연요소로 모델링 하였다[7].

$$\frac{d^2z(t)}{dt^2}+2\zeta_v\omega_v\frac{dz(t)}{dt}+\omega_v^2z(t)=\omega_v^2\cdot K_i\cdot i(t) \quad (17)$$

공급측 유량을 $Q_1(t)[cm^3/s]$, 귀환측 유량을 $Q_2(t)[cm^3/s]$라 하면 다음과 같다.

$$Q_1(t)=C_dA(t)\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s-P_1(t))} \quad (18)$$

$$Q_2(t)=C_dA(t)\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_2(t)-P_r)} \quad (19)$$

다음 Fig. 7에서 스풀의 변위와 유량의 관계를 나타내었다.

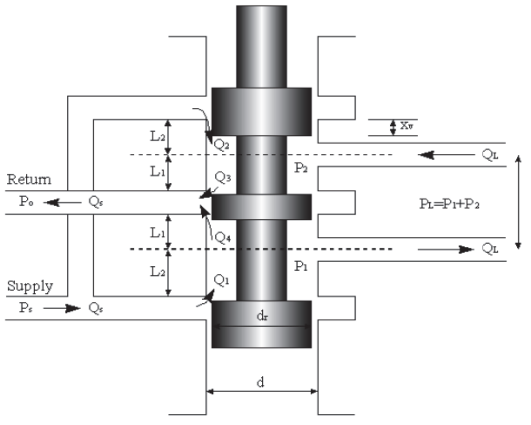


Fig. 7 Structust of servo valve

앞에서 언급한 모델링 가정에 따르면,오리피스 가상대적(matched)이면 $A_1=A_3, A_2=A_4$이고대칭적(symmetrical)이 $A_1(x_y)=A_2(-x_y), A_3(x_y)=A_4(-x_y)$가 된다.

$$\begin{aligned}
&\text{즉, } Q_1=Q_3, Q_2=Q_4\\
&P_s=P_1+P_2, P_1=\frac{P_{s+P_L}}{2}, P_2=\frac{P_s-P_L}{2}\ Q_L=Q_1-Q_4\\
&=C_dA_1(x_v)\sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{P_s-P_L}{2}}-C_dA_4(x_v)\sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{P_s+P_L}{2}}\\
&=Q_2-Q_3\\
&=C_dA_2(x_v)\sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{P_s-P_L}{2}}-C_dA_3(x_v)\sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{P_s-P_L}{2}}\\
&=Q_L(x_v,P_L)
\end{aligned} \quad (20)$$

3.3 시스템 전달함수유도

서보계의 전달함수를 구하기 위해 부하 유량 방정식을 1차 시스템으로 선형화하여 유도한다.

우선 위 식을 Taylor급수로 전개하여 1차 항까지만 취하면

$$\begin{aligned}
\triangle Q_L&=\frac{\delta Q_L}{\delta z}\bigg|\triangle A(t)+\frac{\delta Q_L}{\delta P_L}\bigg|_0\triangle P(t)\\
&=k_1\triangle A(t)-k_2\triangle P(t)
\end{aligned} \quad (21)$$

전기 유압 위치 제어 시스템의 사용을 동작점 (A^*, P_L^*)의 근방으로 한정하면

$$Q_L(t)=k_1A(t)-k_2P_L(t) \quad (22)$$

가 된다. 이때 유압실린더의 공급측 유량 $Q_1(t)$과 귀환측 유량 $Q_2(t)$에 연속방정식을 적용하면 다음과 같다[8].

$$Q_1(t)-Q_2(t)=\frac{dV(t)}{dt}+\frac{V(t)}{\beta}\cdot\frac{dP(t)}{dt} \quad (23)$$

외부 누설(C_{ep})과 내부 누설(C_{ip})을 고려하여 실린더 양측 각각의 체적에 대하여 연속 방정식을 적용하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} & Q_1(t) - C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) - C_{ep}P_1(t) \\ & = \frac{dV_1(t)}{dt} + \frac{V_1(t)}{\beta} \cdot \frac{dP_1(t)}{dt} \\ & - Q_2(t) + C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) - C_{ep}P_2(t) \\ & = \frac{dV_2(t)}{dt} + \frac{V_2(t)}{\beta} \cdot \frac{dP_2(t)}{dt} \end{aligned} \tag{24}$$

여기서, B는 작동유의 체적 탄성계수 $[kg_f/cm^2]$이다. 피스톤이 유압 실린더의 중앙에 위치한다고 가정하면

$$V_{01} = V_{02} = \frac{V_t}{2} \tag{25}$$

가 되며, 여기서 V_t는 밸브와 유압 관로 및 유압 실린더 전체의 체적 $[cm^3]$이며, V_{01}, V_{02}는 각각 공급측과 귀환측의 초기 체적 $[cm^3]$이 된다.

$$\begin{aligned} V_1(t) &= V_{01} + A_p x(t) = \frac{V_t}{2} + A_p x(t) \\ V_2(t) &= V_{02} - A_p x(t) = \frac{V_t}{2} - A_p x(t) \end{aligned} \tag{26}$$

유압실린더에서의 부하 유량방정식을 구하기 위해 식(25)과 식(26)으로부터 다음식이 유도된다[7].

$$\begin{aligned} & Q_1(t) + Q_2(t) - 2C_{ip}[P_1(t) - P_2(t)] \\ & \qquad - C_{ep}P_1(t) - C_{ep}P_2(t) \\ & = \frac{dV_1(t)}{dt} - \frac{dV_2(t)}{dt} + \frac{V_{1(t)}}{\beta}\frac{dP_1(t)}{dt} \\ & \qquad - \frac{V_2(t)}{\beta}\frac{dP_2}{dt} \end{aligned} \tag{27}$$

$$\begin{aligned} & Q_1(t) + Q_2(t) = 2C_{ip}[P_1(t) - P_2(t)] + C_{ep}[P_1(t) - P_2(t)] \\ & + \left[\frac{dV_1(t)}{dt} - \frac{dV_2(t)}{dt}\right] \\ & + \left[\frac{V_1(t)}{\beta} \cdot \frac{dP_1(t)}{dt} - \frac{V_2(t)}{\beta} \cdot \frac{dP_2(t)}{dt}\right] \\ & = 2C_{ip}P_L(t) + C_{ep}P_L(t) \\ & + \left[A_p\frac{dx(t)}{dt} - (-A_p\frac{dx(t)}{dt})\right] \\ & + \frac{1}{\beta}\left[\frac{V_1(t)dP_1(t)}{dt} - \frac{V_2(t)dP_2(t)}{dt}\right] \end{aligned} \tag{28}$$

식(27)과 식(28)로부터 아래와 같은 부하유량에 대한 모델식이 다음과 같이 유도된다[9].

$$\begin{aligned} & Q_L(t) = \frac{Q_1(t) + Q_2(t)}{2} \\ & = \left(C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}\right)P_L(t) + A_p\frac{dx(t)}{dt} \\ & + \frac{1}{2\beta}\left[V_1(t)\frac{dP_1(t)}{dt} - V_2(t)\frac{dP_2(t)}{dt}\right] \\ & = \left(C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}\right)P_L(t) + A_p\frac{dx(t)}{dt} \\ & + \frac{1}{2\beta}\left[\left(\frac{V_t}{2} + A_p x(t)\right)\frac{dP_1}{dt} - \left(\frac{V_t}{2} - A_p x(t)\right)\frac{dP_2}{dt}\right] \end{aligned} \tag{29}$$

부하유량 $Q_L(t)$을 정리하면 다음과 같다.

$$Q_L(t) = C_t P_L(t) + A_p\frac{dx(t)}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \cdot \frac{dP_L(t)}{dt} \tag{30}$$

여기서 $C_t = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}[cm^5/kg_f/s]$ 으로 정의된다.

부하유량의 선형화 방정식과 부하 유량 방정식으로부터 다음식이 유도된다.

$$\begin{aligned} & k_1 A_p(t) - k_2 P_L(t) \\ & = C_t P_L(t) + A_p\frac{dx(t)}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \cdot \frac{dP_L(t)}{dt} \end{aligned} \tag{4}$$

이를 Laplace 변환을 하면 다음과 같이 표현된다.

$$k_1 z(s) - k_2 P_L(s) = C_t P_L(s) + sA_p x(s) + \frac{V}{4\beta} \cdot sP_L \tag{32}$$

부하를(load) 포함한 시스템의 운동 방정식은 아래와 같이 표현된다[8].

$$A_p P_p(t) = M\frac{d^2x(t)}{dt^2} + B_p\frac{dx(t)}{dt} + K_L x(t) + F_L(s, P_L) \quad (33)$$

$$A_p P_p(t) = M\frac{d^2x(t)}{dt^2} + B_p\frac{dx(t)}{dt} + K_L x(t) + F_L(s, P_L) \quad (34)$$

여기서 외란이 없는 경우(F=0)로 가정하여 Laplace 변환하면 다음식과 같이 표현된다.

$$s^2 Mx(s) + sB_p x(s) + K_s x(s) = A_p P_L(s) \quad (35)$$

식(34)를 $P_L(s)$에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$P_L(s) = \frac{k_1 z(s) - sA_p x(s)}{k_2 + C_t + \frac{V_t}{4\beta}s} \quad (36)$$

위의 결과 식을 식(35)를 대입하면 다음식과 같이 표현된다.

$$s^2 Mx(s) + sB_p x(s) + K_s x(s) = A_p\left\{\frac{k_1 z(s) - sA_p x(s)}{k_2 + C_t + \frac{V_t}{4\beta}s}\right\} \quad (37)$$

이것을 다시 정리하면 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{x(s)}{z(s)} = \frac{k_1}{A_p s + \left(k_2 + C_t + \frac{V_t}{4\beta}s\right)\frac{Ms^2 + B_p s + K_s}{A_p}} \quad (38)$$

$$X(s) = \frac{KG_V U_p(s) - (k_2 + \frac{V_t}{4K_m}s)F_L(s)}{\left\{\begin{array}{l}\frac{MV_t}{4K_m}s^3 + (\frac{B_p V_t}{4K_m} + Mk_2)s^2 \\ +(A_p^2 + K_{2B_p} + \frac{K_{sV_t}}{4K_m})s + k_2 K_s\end{array}\right\}} \quad (39)$$

그리고 여기서 K와 $G_V(S)$는 다음과 같이 정의된다.

$$K = k_t A_p K_a K_t$$

$$G_V(s) = \frac{\omega_V^2}{s^2 + 2\zeta_V\omega_V + \omega_V^2} \quad (40)$$

가 된다.

3.4 강인 제어알고리즘

비선형성 고차계의 시스템을 저차 시스템으로 구성하기 위해 2차계로 선형화하여 시스템을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{x} &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= f(x,t) + b(x,t)u + d(t) \\ y &= x_1\end{aligned} \quad (41)$$

위의 식에서 $x_1 = [x_1, x_2]^T$는 축소 표현된 시스템의 상태변수, u는 제어입력, d(t)는 외란을 나타낸다. 축소 시스템 방정식 f(x,t)의 모델링 오차의 크기는 주파수 영역에서 계산이 가능하고, 제어게인과 외란 의 최대 신호 한계는 알 수 있다고 가정한다[10].

출력신호의 적분 성분을 이용하여 스위칭 평면을 구해본다.

$$\sigma = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^2\left(\int_0^1 \tilde{x}dr\right) = \dot{\tilde{x}} + 2\lambda\tilde{x} + \lambda^2\int_0^1 \tilde{x}dt \quad (42)$$

위 식을 다시 쓰면

$$\sigma = \frac{dy}{dt} + 2\zeta\lambda y + \lambda^2\int_0^t (y - r)dt \quad (43)$$

가 된다. 여기서 가장 중요한 것은 ζ, λ이다. 이는 각각 제어기 설계 파라미터로 감쇠계수와 대역 폭

을 나타내고 있다.

지금까지지 정의된 관련식을 기반으로 제어 입력을 구하는 식을 이용하여 PID형 스위칭 모드와 존재조건을 만족하는 제어 입력을 구하면 다음과 같다[11].

$$u = -\frac{1}{b(x,t)}\{2\zeta\lambda y + \lambda^2 y + \hat{f} + M(x,t)sign(\sigma)\} \quad (44)$$

여기서 $\hat{f}$는 공칭 모델 수식을 나타낸다. M(x,t)는 모델링오차와 외란 d(t) 등의 불확실성을 포함하고 있는 계수이다. Slotine이 제안한 경계층이론을 도입하여 채터링 현상을 제거하기 위해 경계층 B(t)를 설정하여, 경계층 내부에서의 제어입력을 제거하도록 부호함수를 포화함수로 대치하여 수식을 재구성하여 다음과 같이 다시 쓸 수 있다[12].

$$u = -\frac{1}{b(x,t)}\left\{2\zeta\lambda y + \lambda^2 y + f + M(x,t)sat\left(\frac{\sigma}{\lambda^2\epsilon}\right)\right\} \quad (45)$$

유압서보 시스템의 동특성은 입력 전류를 가해줄 때 시간 지연이 없이 바로 스풀 변위가 생긴다고 가정하고 저차수 시스템으로 모델링하면 다음 식과 같이 표현된다[13].

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M} & -\left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k_2 M}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_u \end{bmatrix} u_p \quad (46)$$
$$y_p = \begin{bmatrix} K_f & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_v \end{bmatrix}$$

위 식은 공칭 모델 식을 나타내며, $K_u = A_p k_1 K_t K_a / k_2 M$ 이다. 공칭 모델식으로부터 모델링 오차에 대하여 고찰하도록 한다[13].

위 식에서 입력신호에 대한 전달함수 표현을 구하면 다음과 같다.

$$G_p(s)\frac{K_f K_u}{s^2 + \left(\frac{B_p}{M} + \frac{A_p^2}{k^2 M}\right)s + \frac{K_s}{M}} \quad (47)$$

전기 유압 서보계의 개회로 전달함수와 모델링 오차식 $E(s) = G^{-1}(s)[G_a(s) - G(s)]$으로부터 모델링 오차를 구하면 다음과 같다.

$$E(s) = G_p^{-1}(s)[G_T(s) - G_p(s)] \quad (48)$$

위 식에서 알 수 있는 것처럼 전형적인 2차계를 가지며, 감쇠계수 ζ_p의 값에 따라 스위칭 평면을 따라 거동하는 상태 궤적의 형상을 조절 할 수 있게 된다[14].

4. 시뮬레이션 모의실험

4.1 실험방법 및 조건

제한된 다관절 매니퓰레이터 시스템의 동적 특성 및 제어 응답 특성을 검토하기 위해서 컴퓨터 시뮬레이션을 사용하였다. 컴퓨터에 의한 시뮬레이션은 먼저 제어기 설계를 위하여 유압 서보계의 모델링을 2차수로 모델링된 선행모델에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

샘플링 시간은 제어기로 사용된 디지털 컴퓨터의 제어 알고리즘 연산 처리 속도와 인터페이스의 처리 속도로부터 실험적으로 구해보면 실현 가능한 최소의 샘플링 주기로서 약 100 [ms], 설계 가능한 주파수 대역은 35 [rad/s], 10 [rad/s]로 설정 할 수 있다. 그러나 제어 입력에 나타나는 포화 함수의 성질과 모델링 오차가 추종 오차의 제어 성능에 미치는 영향과 부하 변동에 따른 파라미터의 변동, 부하 외란 등을 고려하여 설계 주파수는 위치 제어계에서 15 [rad/s]로 한다.

4.2 원격제어 개념

제어기의 설계로는 구조적으로 안정도-강인성을 고려하여 선형제어기 설계가 가능한 비례-전분-미분제어 방법을 적용한다. 시뮬레이터가 데이터의 송수신 시간지연 차이를 시뮬레이터에서의 출력 시간지연으로 간주하여 시간지연에 강인한 제어기를 설계하는 것이 목적이므로 시간지연의 모델링 오차를 구하여 나타내고 안정도-강인성 성능을 만족하도록 목표 루프를 설계하여 피드백에 의해 전체 시스템의 루프형상을 원하는 목표값에 일치시켜 시스템을 시간지연에 대하여 강인하도록 한다.

설계절차는 먼저, 설계 시스템 모델에 대해 효율적인 결과를 얻을 수 있는 목표루프를 설계하고 둘째로, 보상된 시스템의 폐루프 전달함수의 특이값을 원하는 목표의 특이값 형상으로 회복하는 루프전달회복(loop transfer recovery)방식으로 적용한다.

4.3 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.3.1 매니퓰레이터 동력 특성 분석 결과

본 연구에서 ADAMS를 이용하여 5축 매니퓰레이터에 대한 시뮬레이션과 동특성 해석을 수행하고 신뢰성을 분석하였다. 동특성 분석 방법은 5축 매니퓰레이터의 3D 모델링의 설계 사양을 토대로 'ADAMS 2018' vrsion을 이용하여 20초 동안 구동링크에 스탭함수를 사용하여 시뮬레이션 경로를 설정하고 이에 관한 결과를 파트별 힘-시간 그래프와 토크-시간 그래프로 나타냄. 시뮬레이션 동작 구간 동안 최대 힘과 최대 토크를 분석하여 동특성에 대한 신뢰성 확인하였다.

Fig. 8은 첫째 실린더인 Boom Swing Cylinder에 작용하는 힘의 분석결과 그래프를 나타내고 있다. Fig. 9는 두번째 실린더인 Boom Cylinder 에 작용하는 힘의 분석결과 그래프를 나타내고 있다.

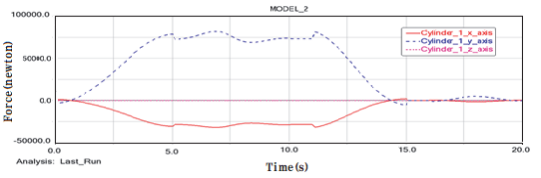


Fig. 8 The force of boom swing cylinder

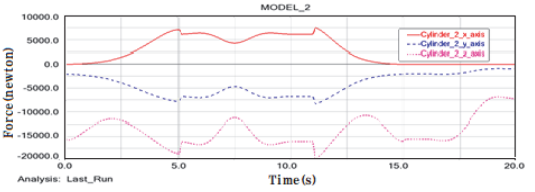


Fig. 9 The force of boom cylinder

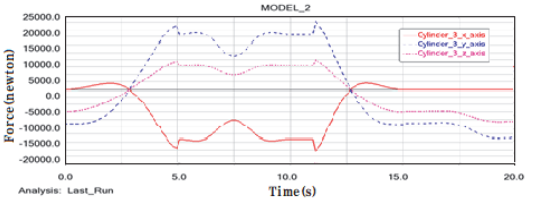


Fig. 10 The force of arm cylinder

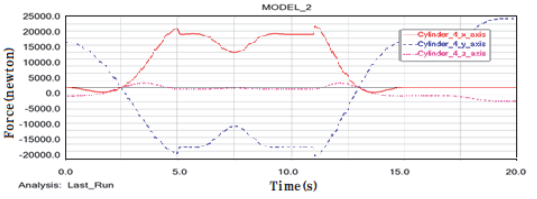


Fig. 11 The force of bucket cylinder

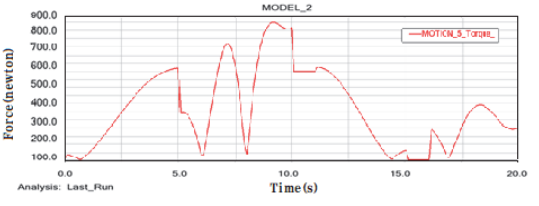


Fig. 12 The torque of rotation link

Fig. 10은 세번째 실린더인 Arm Cylinder 에 작용하는 힘의 분석결과 그래프를 나타내고 있다.

Fig. 11은 네번째 실린더인 Bucket Cylinder 에 작용하는 힘의 분석결과 그래프를 나타내고 있다. Fig. 12는 Rotation Link 에 작용하는 힘의 분석 결과 그래프를 나타내고 있다.

4.3.2. 제어 응답 특성 분석

단순 피드백으로 구성한 비보상 시스템의 스텝 입력에 대한 시간 응답 및 제어 입력은 다음과같다. 여기서 단순 피드백이란 비례 제어계에서 비례게인이 1인 경우를 말한다. 실험 조건은 공급압력, $P_s = 70[kg_f/cm^2]$ 관성부하 M=0.015$[kg_f \cdot s^2/cm]$, 스프링 상수 $K_s = 400[kg_f/cm]$, 점성계수 $B_p = 2[kg_f \cdot s/cm]$, 공급압력, $P_s = 70[kg_f/cm^2]$이다. 스위칭 평면식은 감쇠계수를 ζ_p는 0.85, 밴드폭 λ_p는 45로 설정하였고, 제어 입력은 허용 오차량 $\varnothing$=0.03, 그리고 강인성 계수 N_p=1.5이다. 연구에서 설정한 감쇠계수는 0.77이다. 본 연구에서 제안한 비례-적분-미분(PID) 구조를 적용하여 계의 성능을 개선하고, 아울러 파라미터의 변동 및 외란에 강한 특성을 분석 고찰하였다.

외란을 가하기 위한 장치로는 주실린더에 직렬로 부하 외란용 실린더 구조를 고려하였다.

제어기로부터 출력되어 나오는 기준입력을 콘트롤러에 가하면, 출력량으로서 피드백 되어지는 신호와 비교되어 연산되어지고 제어 입력이 서보 앰프에 전달되는 구조를 고려하였다.

4.4 제어 특성 분석 및 결과

Fig. 13은 스텝 입력에 대한 제어응답을 나타내고, Fig. 16은 정현파 함수에 대한 제어응답을 나타내고 있다. Fig. 13 (a)에서 보는 바와 같이 오버 슈트가 발생하지 않는 전형적인 2차 지연계의 응답으로서 일치 하고 있다. 그리고 정착시간(setting time)은 약 0.2초정도로서 설정된 슬라이딩 평면을 잘 추종하는 것을 볼 수 있다.

기준 궤적에 시뮬레이션한 결과는 설정된 파라메타를 가진 실험 모델과 실제 플랜트에 같은 스텝 입력 실험한 결과이다.

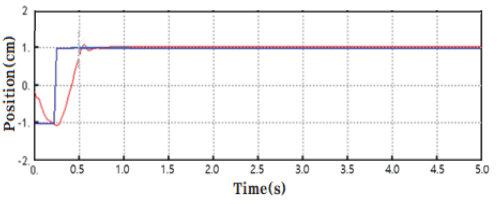


Fig. 13 result of proposed PID controller to step input

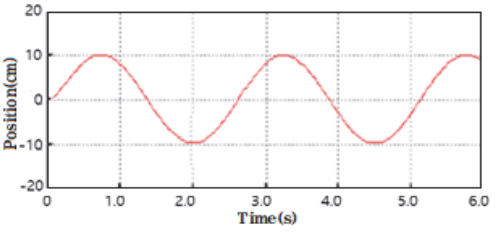


Fig. 14 Control results of proposed PID Controller for sine imput

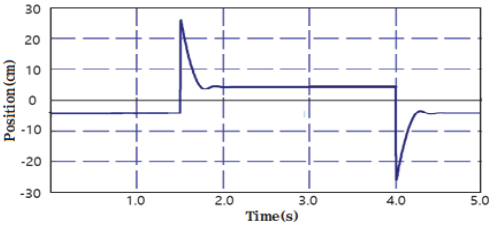


Fig. 15 Position of valve spool with step input

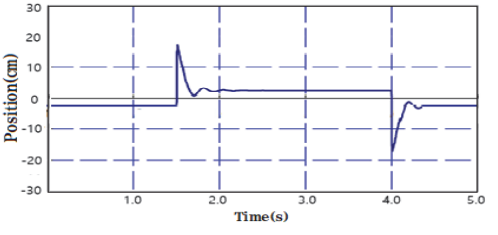


Fig. 16 Position of valve spool with step input

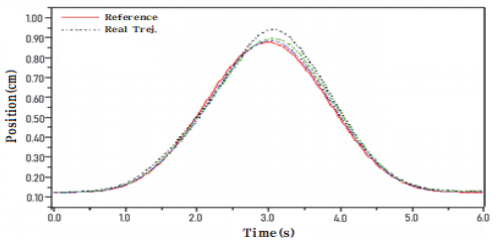


Fig. 17 Control result of position x for 5 joint

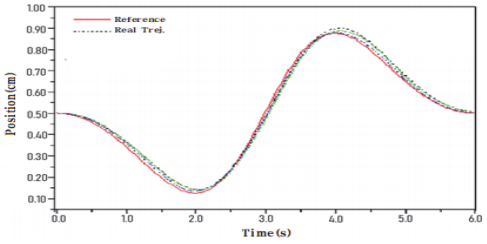


Fig. 18 Controlo result of position y for 5 joint.

그리고 Fig. 15 및 Fig. 16은 Step input에 대한 Valve spool의 위치 제어 응답을 각각 나타내고 있다. 또한 Fig. 17 및 Fig. 18은 각각 5관절에 대한 x축과 y축 방향의 위치제어 결과를 나타내고 있다.

5. 맺음말

본 연구는 건설 현장 및 제조 공장에서 비대면 원격 작업을 위한 포크레인 구조의 5자유도의 다관절 매니퓰레이터의 동적 특성 해석 및 관절의 모션제어에 관한 연구를 수행하였다. 5자유도 다관절 매니퓰레이터의 5개의 주요 구성요소인 boom swing cylinder, boom cylinder, arm cylinder, bucket cylinder, rotation link armdp 대한 동특성을 분석하였다. 제조공정이나 건설현장의 작업을 비대면 원격 작업실현을 위한 5축 매니퓰레이터의 관절제어는 1관절부터 4관절은 유압서보 실린더에 의한 서보밸브제어 방법으로 수행되고, 5관절은 서보모터 제어방식을 적용하여 성능을 분석하였다.

시스템의 전체 구성요소는 1축(붐 스윙 실린더), 2축(붐 실린더), 3축(암 실린더),4축(부켓 실린더), 5축(회전 링크)로 구성된다. 스윙은 1축 동작으로써 유압실린더에 의해 동작하며 왼쪽은 22°, 오른쪽은 21°의 회전 동작 범위를 가진다. 붐 업/다운은 2축 동작으로써 유압실린더에 의해 동작하며 상하 동작 범위를 사진다. 암 업/다운은 3축 동작으로써 유압실린더에 의해 동작하며 상하 동작 범위를 가진다. 그립 업/다운은 4축 동작으로써 유압실린더에 의해 동작하며 상하 동작 범위를 가진다. 그립의 좌/우 회전은 5축 동작으로써 유압실린더에 의해 동작하며 왼쪽 360°, 오른쪽 360°의 회전 동작 범위의 작업 성능이 유지될 수 있는 제어성능을 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 성능 실험에 의한 신뢰성 검증을 통하여 실시간 실현의 가능성을 검증하였다.

사 사

본 연구는 WC300과제(과제번호: S2641414)에 의해 수행 되었습니다.

참고문헌

[1] A Yamachuchi, T. Ishikawa, “Characteristics of Displacement Control Mechanism in Axial Piston Pumps”, Bulletin of the JSME, Vol.22, No. 165, pp.365-361, 1979.

[2] R.H.maskrey, W.J.Thayer, “A Brief History do Electro-hydraulic Servo-mechanisms”, Journal of Dynamic System, Measurement and Control,

ASME, Vol.100, pp.100-120, 1978.
[3] J.J.Slotine, “Sliding Controller Design for Nonlinear System”, Int. J. Control, Vol.40, No.2, pp.421-4334, 1984.
[4] G.Ying, I.T.Hong, “Aservovalve simulation program based on the performance Rating approach”, BFPR, Journal, Vol.19, 1986.
[5] H.E.Merrit, Hydraulic Control Systems, John Willey & Sons, New York, 1967.
[6] J.Watton, “Fluid power systems Modeling, simulation, analog and microcomputer control,” Prentice Hall, pp418-421, 1989.
[7] J.J. Slotine, Li. Weiping, “Applied Nonlinear Control”, Prentice-Hall, 1991.
[8] 이동권, “슬라이딩모들를 이용한 편로드 유압 실린더의 추종제어 특성 연구”, 서울대학교 박사학위논문, 1990.
[9] Katsuhiko Ogata, “Modern Control Engineering”, Prentice-Hall, 1990.
[10] V.I.Utkin, Jurgen Guldner and Jingxin Shi, “Sliding Mode Control in Electromechanical System”, Taylor & Francis, 1999.
[11] 권기수, 곽동훈, 허준형, 이진걸,”연속적 변구조 제어에 의한 강인한 유압서보계의 설계” 한국자동제어학술회의 논문집, pp.945-950, 1991.
[12] Y. H. Yoon, J. S. Jang, Y. B. Lee, "An analysis of dynamic characteristics for variable swash plate type axia piston motor", KSFC, 2012 Spring Conference Proceedings.
[13] J. Y. Huh, H. H. Kim and I. Y. Lee, “A Study on Design of Notches in Valve Plate of Swash Plate", Journal of Drive and Control, Vol. 13, No. 3, pp.39-46, 2016.
[14] Joosup Jang, Younghwan Yoon, "Analysis Model Development for Designing of Hydraulic Power Steering System", Transactions of the KSAE, Vol 16, No1, 2008

(접수: 2022.01.12. 수정: 2022.01.31. 게재확정: 2022.02.02.)