

소형 유압 쇼벨암을 이용한 목표궤도추종제어에 관한 연구

강순동*, 허만조**

A Study on Desired Trajectory Tracking Control by Hydraulic Shovel Arms

Soondong KANG*, Manjo HUH**

ABSTRACT

This paper discusses automation of a small-scale hydraulic shovel and its trajectory control. To move an end-effect (grinder) along a desired trajectory, the controller uses PID(proportional-integral-differential) control and internal pressure of hydraulic cylinder. To apply PID control in the present hydraulic system, the system model is derived physically and its system parameters are obtained by actual measurement. To show the effectiveness of the PID controller and propriety of system model, the computer simulations and experiments are performed. These results of the simulations and experiments indicate that the PID trajectory control of robotic deburring by hydraulic shovel is very effective.

Key Words : Trajectory control(궤도 제어), Robotic deburring(디버링 로봇트), Hydraulic shovel (유압 쇼벨), PID control(PID 제어), Hydraulic servo valve(유압 서어보 밸브)

1. 서 론

유압쇼벨암은 3축 구조를 갖고 있으며, 건설현장에서는 경사면의 마무리 작업⁽¹⁾과 굴삭의 자동화⁽²⁾등에 이용되고 있다. 또한 마이크로 컴퓨터를 이용한 토목건설기계의 자동제어에 관한 연구는 수년간 급속한 발전을 하여왔다. 특히 유압쇼벨은 건설작업 뿐만 아니라 산업용 로봇로서 응용할 수 있는 가능성이 커지고 있다. 한편 구조후의 최종공정인 디버링 작업은 15kg에서 20kg의 무거운 그라인더를 들고 작업하기 때문에 강력한 힘을 요구함과 동시에 작업자에게 큰 부담을 주고 있다. 또한 그 작업환경은 충격, 분진 및 소음등으로 인하여 작업을 기피하고 있

으며, 이와 같은 작업자의 부담을 경감하고 작업환경을 개선하기 위해서는 로봇트를 이용한 디버링 작업의 자동화가 반드시 필요한 분야이다. 현재 디버링 로봇트의 연구⁽³⁾와 제품화가 빠른 속도로 진행되고 있는 추세이고 이 분야에 대한 로봇트의 개발이 중요한 과제로 대두되고 있다. 이러한 배경을 바탕으로 본 연구에서는 산업용 로봇트로서 건설기계인 유압쇼벨을 이용하는 방안을 검토하고 이에 필요한 개조를 수행하였다. 그러나 유압쇼벨암의 목표궤도추종에 관한 연구에서는⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 목표궤도 추종정밀도가 $\pm 10\text{mm} \sim \pm 30\text{mm}$ 이내로 디버링 로봇트로서 사용하기에는 부적합하였다. 따라서 본 연구에서는 최우선적으로 쇼벨암의 선단에 장착한 그라인더를 목표궤도에 높

* 同志社大學 기계공학과(日本)

** 인천전문대학 기계설계과

은 정밀도로 추종시키는 것을 목표로 하였다.

이를 위해 쇼벨암의 기하학적 및 운동학적 관계를 해석하고 암의 조작능력을 나타내는 가조작도⁽⁶⁾를 검토하였다. 또한 압과 유압실린더에 있어서 위치와 속도의 비선형성을 검토하고 쇼벨암의 3축 동시운동에 대한 동적 모델을 유도하였다. 시스템 콘트롤러는 PID 제어를 이용하였고, 주물의디버링 작업시 지정된 기준면을 따라 운동하는 그라인더의 목표궤도는 높이와 이동속도를 일정하게 유지하면서 수평직선운동을 하도록 설정하였다. 한편 유압 서어보 밸브가 갖는 비선형특성을 고려한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하기 위하여 유압 서어보 밸브와 유압실린더의 입출력 관계를 모델화하였고 또한 이러한 비선형 특성은 실제 측정을 통하여 규명하였다. 본 연구는 유압쇼벨암의 궤도제어에 대한 시뮬레이션을 수행함과 동시에 실제목표 궤도추종 실험을 통하여 그 타당성을 입증하고 유압쇼벨을 디버링 로봇으로서 사용이 가능함을 제시 하였다.

2. 실험 장치

본 시스템은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 유압 쇼벨, 센서부, 액츄에이터부 및 콘트롤러부로 구성하였다. 유압펌프와 유압 서어보 밸브는 Komatsu FBR(00)1.6+1.6과 Daikin KSPS-G02를 사용하였다. 콘트롤러부(NEC, PC9801BP)는 센서신호로부터 연산한 조작량을 D/A 변환(CONTEC, D/A12-8(98))시킨 후, 서어보

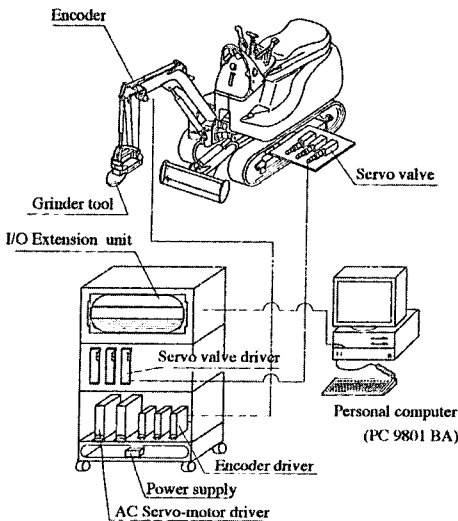


Fig. 1 Experimental apparatus.

밸브에 제어전압을 출력시킴으로서 실린더를 구동시키며 실린더의 직선운동은 암의 회전운동으로 변환된다. 한편 암의 회전각도는 로터리 엔코더에 의해 검출되고 인터페이스 보드(PIO board, PIO-96W(98K))를 통하여 컴퓨터에 입력된다. 유압회로내의 압력은 압력센서에 의해 검출되어 A/D 변환(CONTEC, A/D12-4(98))된다. 제어언어는 C언어를 사용하였다.

3. 유압쇼벨암의 목표궤도추종제어

3.1 목표궤도의 생성

유압쇼벨암의 목표궤도는 그라인더의 각도를 일정하게 유지하면서 주물의 표면을 따라 수평직선운동을 하도록 설정하였다. 또한 그라인더의 높이와 이동속도는 일정하게 유지하였으며 유압시스템의 충격을 줄이기 위해 가속, 등속 및 감속구간을 설치하였다.

시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험에서는 그라인더의 목표높이를 제 1 암의 관절로부터 100mm로 설정하였고 수평방향의 목표궤도는 시작점을 1300mm, 종단점을 900mm로 설정하였다.

3.2 운동학적 해석

본 시스템의 제어에 필요한 쇼벨암의 기구, 기하학적 및 운동학적 관계를 해석하였고 컴퓨터 시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험의 제어에 이를 적용하였다. 유압쇼벨은 붐, 암, 바켓과 스윙축 및 선회축의 5축을 갖는다. 바켓부에 장착한 그라인더의 위치를 붐실린더와 바켓실린더로 제어하기 때문에 유압쇼벨은 붐, 암 및 그라인더의 3자유도 로봇으로 가정하였다. 따라서 Fig. 2에 나타

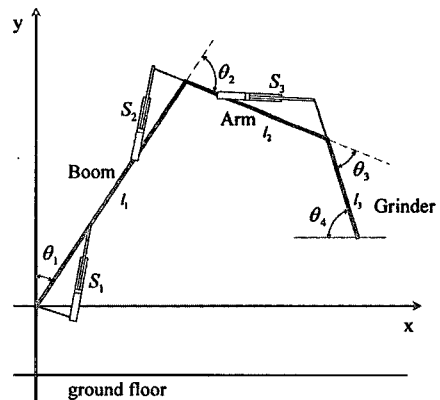


Fig. 2 Schematic model of three degree of freedom with arms and cylinder.

낸 바와 같이 붐, 암, 그라인더를 각각 제 1 암(first arm), 제 2 암(second arm), 제 3 암(third arm)으로 호칭하겠다. 선단의 목표위치는 순운동학(direct kinematics) 관계로부터 결정되며 관절각도를 이동할 경우 제 3 암의 선단위치(x_3, y_3)는 다음의 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sin \theta_1 & \sin(\theta_1 + \theta_2) \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \\ \cos \theta_1 & \cos(\theta_1 + \theta_2) \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \end{pmatrix} \quad (1)$$

또한 각암의 목표각도(θ_d)는 역운동학(inverse kinematics) 관계로부터 다음과 같이 식 (2)가 성립된다.

$$\theta_{d1} = \tan^{-1} \left(\frac{d_1/\gamma}{\pm \sqrt{1 - (d_1/\gamma)^2}} \right) - \varphi, \quad \theta_{d2} = \tan^{-1} \left\{ \frac{\sqrt{1 - d_2^2}}{d_2} \right\}$$

$$\theta_{d3} = \theta_4 - \theta_1 - \theta_2 + 90^\circ \quad (2)$$

여기서

$$d_1 = \frac{x_2^2 + y_2^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1}, \quad \gamma = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}, \quad \varphi = \tan^{-1} \left(\frac{y_2}{x_2} \right)$$

$$d_2 = \frac{x_2^2 + y_2^2 - l_1^2 - l_2^2}{2l_1 l_2}$$

이다. 한편 평면에 위치한 3자유도 유압쇼벨암의 야콥(Jacobian) 행렬(J)은 다음과 같다.

$$J = \begin{bmatrix} l_1 C_1 + l_2 C_{12} + l_3 C_{123} & l_2 C_{12} + l_3 C_{123} & l_3 C_{123} \\ -(l_1 s_1 + l_2 s_{12} + l_3 s_{123}) & -(l_2 s_{12} + l_3 s_{123}) & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서

$$s_1 = \sin \theta_1, \quad C_1 = \cos \theta_1$$

$$s_{12} = \sin(\theta_1 + \theta_2), \quad C_{12} = \cos(\theta_1 + \theta_2)$$

$$s_{123} = \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3), \quad C_{123} = \cos(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3)$$

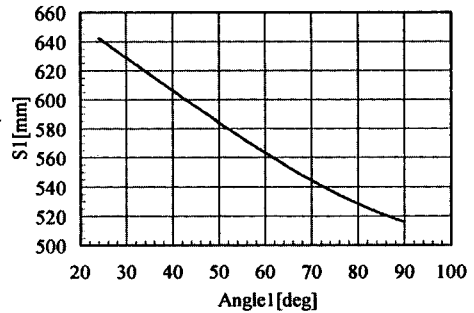
이다.

3.3 암의 위치와 속도특성의 비선형보상

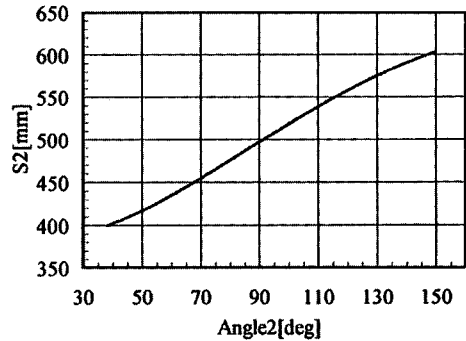
암의 위치와 속도는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 평행링크와 연동하여 유압실린더를 제어한다. 유압 서어보 밸브는 실린더의 이동거리와 속도를 제어하기 때문에 관절각

도와 실린더 이동거리사이의 관계 및 관절 각속도와 실린더 이동속도사이의 관계가 모든 자세에서 일치하지 않으면 암의 회전각도에 따라 실린더 이동속도가 변화되므로 이에 따른 목표궤도 오차가 발생하는 원인으로 알려져 있다⁽⁷⁾.

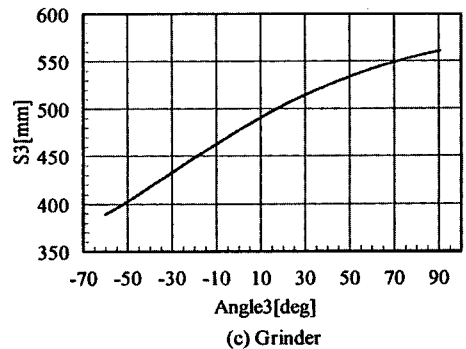
여기서 본 유압쇼벨의 전축에 있어서 이것들의 관계를 검토한 결과 $S_i = L(\theta_i), \dot{S}_i = N(\theta_i) \cdot \dot{\theta}_i, \ddot{S}_i = P(\theta_i, \dot{\theta}_i, \ddot{\theta}_i)$ ($i = 1, 2, 3$)의 관계를 갖고 있음을 알 수 있었다. Fig. 3과 Fig. 4는 식(4), (5), (6)로부터 얻어진 암의 각도와 실린더 이동거리 및 관절 각속도를 실린더 이동속도로 변환시키는 계수 N을 나타낸 것이다. Fig. 3을



(a) Boom



Angle2 [deg]



(c) Grinder

Fig. 3 Relationship between angle and cylinder length.

보면 이들 관계가 3축 모두 근사적 선형 관계를 갖고 있음을 알 수 있고, Fig. 4에서는 관절각도와 각속도를 실린더 이동속도로 변환시키는 계수(N)가 대부분 비선형 관계를 가지고 있음을 알 수 있다. 따라서 목표출력 유량을 각도와 각속도의 편차로 제어하면 Fig.3과 Fig.4에서 나타난 바와 같이 암의 회전 각도에 따라 실린더 이동 속도가 변화하게 된다. 따라서 식(7)에 나타난 PID 게인(gains)이 변화하는 결과를 가져옴으로 식(4), (5)의 관계를 고려하여 유압 실린더의 이동거리와 이동속도의 편차로 목표출력 유량을 제어할 필요가 있었다. 이러한 제어를 위해 암의 각도와 각속도를 실린더 이동거리와 속도

및 가속도로 변환시키는 과정이 필요한데, 그에 관한 관계식은 다음과 같다.

$$\ddot{S}_1(\theta_1) = -\frac{b_1 c_1 \sin(\pi - \theta_1 + \alpha_{11} - \alpha_{12})}{S_1(\theta_1)} \cdot \ddot{\theta}_1 + \frac{b_1 c_1 \cos(\pi - \theta_1 + \alpha_{11} - \alpha_{12})}{S_1(\theta_1)} \cdot \dot{\theta}_1^2 - \frac{S_1(\theta_1)^2}{S_1(\theta_1)} \quad (4)$$

$$\dot{S}_1(\theta_1) = -\frac{b_1 c_1 \sin(\pi - \theta_1 + \alpha_{11} - \alpha_{12})}{S_1(\theta_1)} \cdot \dot{\theta}_1 \quad (5)$$

$$S_1^2(\theta_1) = b_1^2 + c_1^2 - 2b_1 c_1 \cos(\pi - \theta_1 + \alpha_{11} - \alpha_{12}) \quad (6)$$

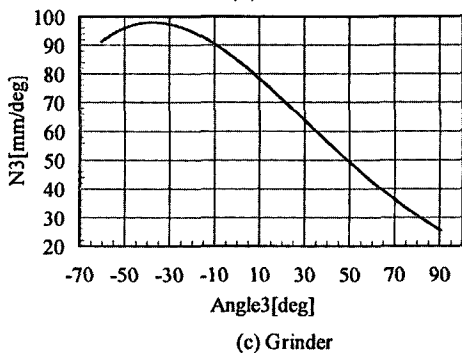
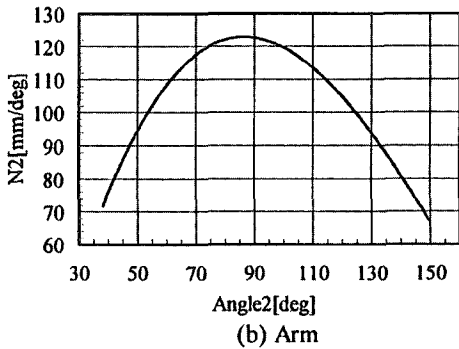
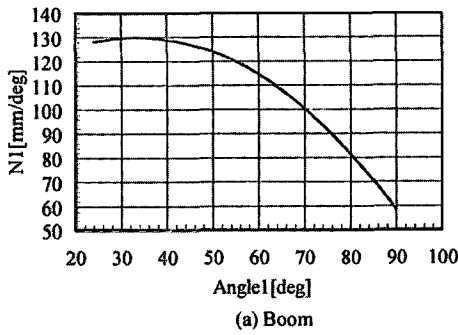
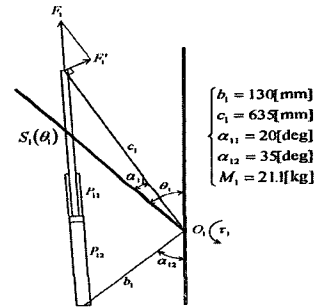
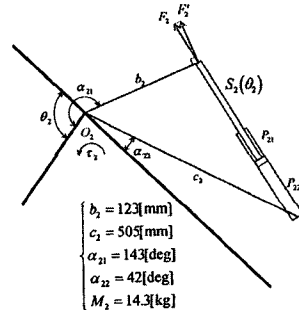


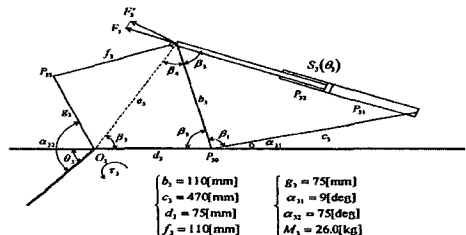
Fig. 4 Relationship between angle and exchange angular velocity coefficient N



(a) Boom

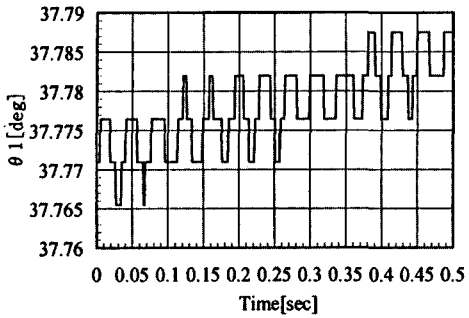


(b) Arm

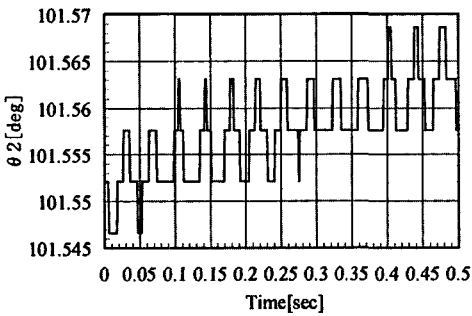


(c) Grinder

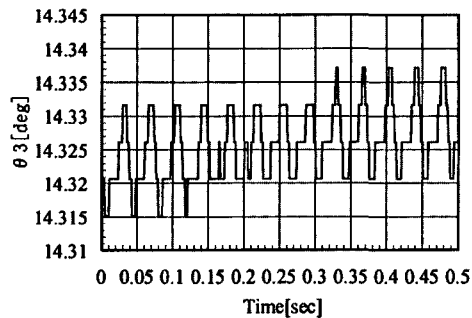
Fig. 5 Construction of the arms and the cylinders.



(a)Boom



(b)Arm



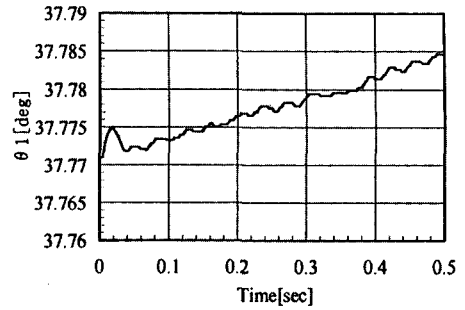
(c)Grinder

Fig. 6 Measurement results of each angle vibration.

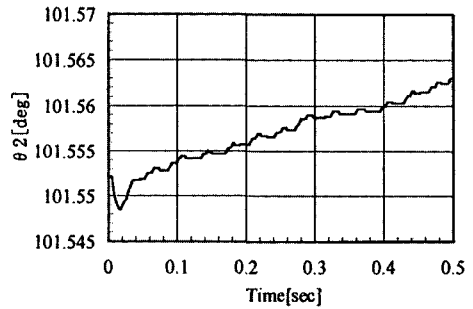
제 2, 3 압도 이러한 관계가 적용되지만, 여기에 나타난 식 (4), (5), (6)은 제 1 압의 각도와 각속도 및 각각 속도를 실린더의 이동거리와 속도 및 가속도 사이의 관계만을 나타낸 것이다. 진축에 있어서의 관련 그림을 Fig.5에 나타내었다.

3.4 엔진의 진동

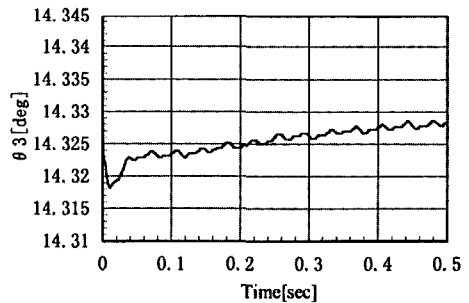
Fig. 6은 엔진이 작동하고 있는 동안에 각각의 로타리 엔코더에서 측정된 각도를 나타낸 것으로 엔진의 진동성분이 부가되어 있음을 알 수 있다. 이때 각도측정 결과에



(a)Boom



(b)Arm



(c)Grinder

Fig. 7 Filtered data of each angle(40(msec))

부가되어 나오는 엔진의 진동성분은 로파스 필터[®]를 사용하여 제거하므로써 안정된 각도측정 값을 얻을 수 있었다. Fig. 7은 진동 성분을 제거한 관절각도의 결과를 나타낸 것이다.

3.5 제어방식

본 연구에서는 PID 제어를 이용하여 유압쇼벨 암을 목표궤도에 추종시키는 유압 서어보 밸브의 유량제어를 수행하였다. 그라인더의 목표궤도는 시간변수인 목표좌표와 목표속도를 변수로 하였다. 그라인더의 목표좌표를 이

용하여 역운동학에 의해 각관절의 목표각도를 산출하였으며 또한 목표각도가 얻어지면 3자유도 유압쇼벨암의 야콥행렬 J 와 역야콥행렬 J^{-1} 이 산출된다. 이러한 역야콥행렬 J^{-1} 을 이용하면 그라인더의 목표속도로부터 각관절의 목표각속도가 산출된다. 각관절의 현재각도는 관절에 장착된 엔코더로 측정된 후 로파스 필터를 사용하여 진동성분을 제거하였다. 각 관절의 현재각도와 목표각도로부터 각암의 변환식을 이용하여 얻어진 실린더의 이동거리와 속도를 식 (7)의 PID 콘트롤러에 적용함으로써 유압실린더의 목표출력 유량(Q_{di})을 계산할 수 있다.

$$Q_{di} = k_{pi}(S_{di} - S_i) + k_{li} \int (S_{di} - S_i)dt + k_{di}(\dot{S}_{di} - \dot{S}_i) \quad (7)$$

여기서 k_{pi} 는 비례게인, k_{li} 는 적분게인, k_{di} 는 미분게인을 나타낸다. 또한 본 시스템은 기존의 유압 실린더 배치로부터 제 1 실린더는 제 1 암을 지지하고 있기 때문에 실린더의 헤드쪽에 항상 높은 유압이 걸린다. 반대로 제 2, 3 실린더는 제 2, 3 암의 중량을 지지하므로 실린더 로드쪽에 역시 항상 높은 유압이 걸린다. 일반적으로 유압시스템의 제어는 실린더의 높은 유압쪽을 제어하는 것이 기본이므로 높은 유압쪽에서는 미터인(실린더에 들어오는 유량) 제어와 미터아웃(실린더에서 나가는 유량) 제어를 분리시켜 수행할 필요가 있다. 또한 유압실린더의 구조가 비대칭구조를 갖고 있기 때문에 실린더의 한쪽만을 제어함으로써 비대칭 실린더에 의한 동특성의 비선형성은 무시할 수 있다. 그라인더의 선단을 바깥쪽에서 안쪽으로 이동시킬 때 유압 서보 밸브의 목표입력 전압(V_{di})는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

제 1 암의 경우($i=1$) :

$$V_{d1} = \frac{Q_{d1}}{\sqrt{\Delta P_1}} \quad (8)$$

제 2 암의 경우($i=2$) :

$$V_{d2} = \frac{Q_{d2}}{\sqrt{\Delta P_2}} \quad (9)$$

제 3 암의 경우($i=3$) :

$$V_{d3} = \frac{Q_{d3}}{\sqrt{\Delta P_3}} \quad (10)$$

여기서 ΔP_i 는 유압실린더의 높은 쪽 유압과 유압펌프로부터 공급되는 압력사이의 차압($\Delta P_i = P_s - P_i$)으로 정의된다. Fig.8에는 유압 실린더와 서보 밸브의 관련 그림을 나타내었다.

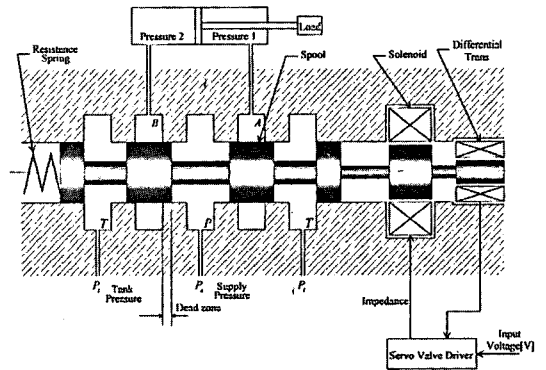


Fig. 8 Construction of a servo valve and cylinder.

3.6 시뮬레이션 방법

실제목표 궤도추종 실험을 수행하기 전에 각암의 목표 궤도에 대한 추종성을 검증하고 PID 게인 등의 파라미터를 결정하기 위해 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 블록선도를 Fig. 9에 나타내었다. 본 시스템의 제어도에

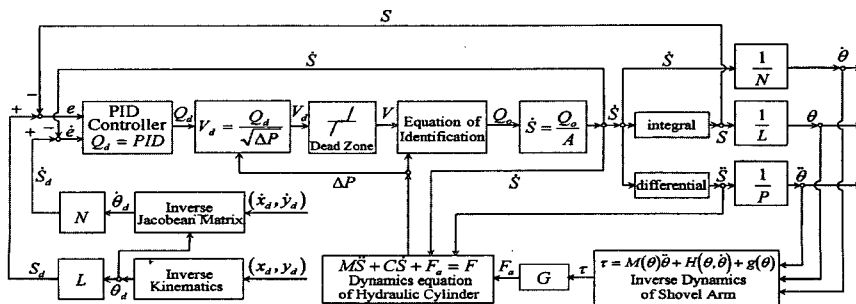


Fig. 9 Block diagram of a simulation.

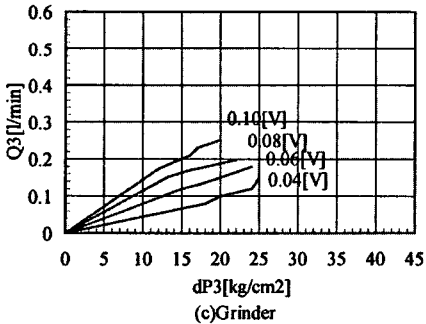
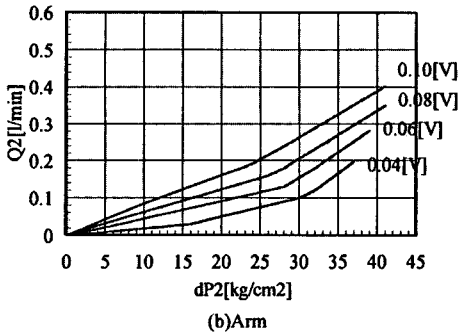
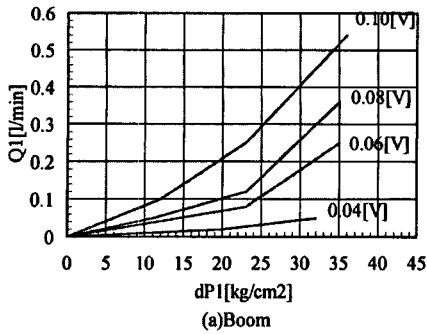


Fig. 10 Measurement results of differential pressure-flow rate in hydraulic servo valve.

나타나 있는 L과 N은 각각의 압의 각도와 각속도를 실린더 이동거리와 이동속도로 변환시키는 변수이다. 식 (11)에 나타낸 바와 같이 목표입력 전압(V_{di})과 서어보 밸브의 차압 ΔP_i 으로부터 서어보 밸브의 출력유량(Q_{oi})을 결정하였다.

$$Q_{oi} = f(V_i, \Delta P_i) \quad (11)$$

시뮬레이션을 보다 정확히 수행하기 위해 유압 서어보 밸브에 일정한압을 입력시켜 유압 실린더가 어떤 거동을 나

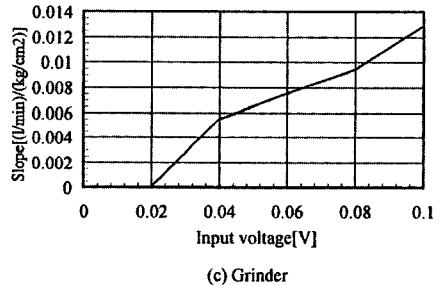
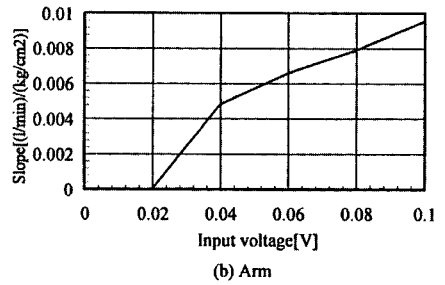
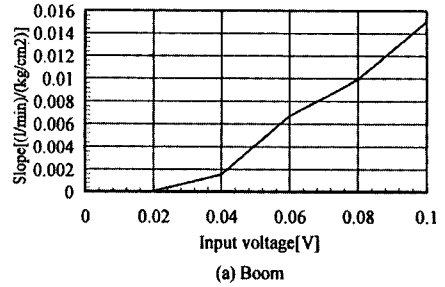


Fig. 11 Relation between voltage and slope.

Table. 1 Results of identification.

	Equation of identification
Boom	$m_1=0.192V_1$
Arm	$m_2=0.111V_2$
Grinder	$m_3=0.149V_3$

타내는가를 파악할 필요가 있었다. 여기서 "차압-출력유량-전압"의 특성과 서어보 밸브의 데드존(dead zone)은 실제실험을 통한 측정에 의해 산출하였다. "차압-출력유량-전압"의 측정결과는 Fig. 10에 나타내었다. 차압과 출력유량사이의 관계를 나타내는 기울기 m은 식 (12)에 의하여 결정되고 입력전압과 차압이 결정되었을 때의 출력유량은 Fig. 11에 나타내었다. 또한 Table 1에는 산출결

과인 기울기 (m)와 입력전압 (V)사이의 관계를 나타낸 것이다. Fig.11를 보면 전축에 있어서 데드존이 존재하고 있음을 알 수 있다. 따라서 Table 1에 얻어진 결과로부터 이 조건을 만족시키는 데드존을 목표 출력 전압과 실제 출력 전압 사이에 설치하였다.

$$m = \frac{Q_{oi}}{\Delta P_i} \quad (12)$$

또한 출력유량과 실린더의 동작방향에 따라 결정되는 실린더 이동속도는 식 (13)에 의해 산출하였다.

$$\dot{S}_i = \frac{Q_{oi}}{A_{ij}} \quad (j = 1, 2) \quad (13)$$

여기서 A_{11} 은 실린더 헤드쪽의 단면적이고 A_{12} 는 실린더 로드쪽의 단면적이다. 한편 각관절의 현재각도, 각속도 및 각가속도가 얻어지면 Lagrangian dynamic formulation 법⁽⁹⁾에 의해 유압쇼벨암의 동적모델을 식 (14)와 같이 유도하였다.

$$\tau_i = M_i(\theta_i) \ddot{\theta}_i + h_i(\theta_i, \dot{\theta}_i) + g_i(\theta_i) \quad (14)$$

여기서 관성모멘트 ($M_i(\theta_i)\ddot{\theta}_i$)는

$$M_i(\theta_i) \ddot{\theta}_i = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix}$$

이고, 원심력 ($h_i(\theta_i, \dot{\theta}_i)$)은

$$h_i(\theta_i, \dot{\theta}_i) = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{bmatrix}$$

이다. 또한 중력항 ($g_i(\theta_i)$)은

$$g_i(\theta_i) = \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \end{bmatrix}$$

이다. 식 (14)에 의해 얻어진 관절토크(τ_i)를 이용하여 각암의 중량에 의해 발생하는 부하력(F_{ai})은 식 (15)의 관계로부터 얻어진다.

$$\tau_i = G_i(\theta_i)F_{ai} \quad (15)$$

여기서 $G_i(\theta_i)$ 는 각암의 링크변환계수를 나타낸다. 또한 유압 실린더에서 발생하는 힘(F_i)를 얻기 위한 실린더의 운동방정식은

$$M_s \ddot{S}_i(t) + D \dot{S}_i(t) + F_{ai} = F_i \quad (16)$$

이다. 여기서 M_s 는 유압 실린더의 부하질량, D 는 마찰계수이다. 한편 식 (16)에 나타나 있는 유압실린더에서 발생하는 힘(F_i)는 식 (17)과 (18)을 이용하여 계산하였다.

입력전압($V_{max} : \pm 5(V)$) : + 의 경우

$$A_{12}P_s - A_{11}P_{11} - A_{11}P_a = F_i \quad (17)$$

입력전압($V_{max} : \pm 5(V)$) : - 의 경우

$$A_{11}P_s - A_{12}P_{12} - A_{12}P_a = F_i \quad (18)$$

제 2, 3 실린더에서도 이러한 관계가 적용되지만 여기에 나타낸 식 (17), (18)은 제 1 실린더의 경우만을 나타낸 것이다. 본 연구의 시뮬레이션에 사용된 파라미터를 Table 2에 나타내었고, 시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험에 사용한 PID 계인은 Table 3에 나타내었다. Table 3은 P제어만으로 비례계인을 점차적으로 크게하여 안정한계를 넘어서 발진상태가 지속하는 계인 K_c 를 결정하고, 이때의 지속 진동의 주기를 T_c 로 하면 Ziegler and Nichols의 실험 예를 통하여 $K_p = 0.6K_c$, $K_I =$

Table 2 Parameter of systems.

Parameter	Value
Length of the first arm (l_1)	9.20cm
Length of the second arm (l_2)	4.80cm
Length of the third arm (l_3)	3.95cm
Weight of the first arm (m_1)	21.1kg
Weight of the second arm (m_2)	14.3kg
Weight of the third arm (m_3)	26kg
Sectional area of cylinder (Head side A_{11})	9.621 cm ²
Sectional area of cylinder (Rod side A_{12})	6.479 cm ²
coefficient of friction (D)	33N·s/cm

Table 3 Gains of PID control.

	Proportional gain k_p	Integral gain k_i	Derivative gain k_d
Boom	10	10	1
Arm	30	30	10
Grinder	30	30	14

K_p/T_c , $K_D = 0.125K_p \cdot T_c$ 에 근거하여 얻어진 결과이다.

4. 시뮬레이션과 실험결과

본 연구에서는 유압쇼벨 암의 궤도제어 유효성을 입증하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험을 수행하였다.

일반적으로 PID 계인을 결정하는데 유효하다고 알려져 있는 Ziegler and Nichols의 이득조정법⁽¹⁰⁾을 본 연구에서도 이용하였다. 또한 유압펌프의 공급압력을 일정하게 유지시키고 유압실린더의 과부하 압력을 방지하기 위해 릴리프밸브를 설치하였으며 펌프의 공급압력을 7.85 MPa로 설정하였다. 그러나 릴리프 밸브의 발생열이 작동유의 특성을 변화 시키는 현상이 보여졌다. 이러한 작동유의 특성변화를 방지하기 위해 유압탱크에 냉각기(열교환량=1500Kcal/hr)를 설치하였다.

시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험의 샘플링 시간은 5msec, 시뮬레이션 스텝시간은 0.01msec로 설정하였다. Fig. 12(a)는 이론적 모델을 기본으로 한 시뮬레이

션 결과이고, Fig. 12(b)는 시뮬레이션 결과에 대응하는 실제의 유압쇼벨암을 목표궤도에 추종시킨 결과이다. Fig. 12(a)와 (b)를 비교해 보면 그 결과들이 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다. 그러나 X=1280mm 위치에서는 Fig.12(a),(b) 모두가 약 8mm의 오차를 보이고 있다. 그 이유는 제어초기에 쇼벨암의 중량에 의한 정상편차의 발생과 디버링 작업의 특성으로 인해 각 암의 원점 위치에서 제어 개시 위치까지 이동한후 10초동안 대기시키는 과정에서 발생하는 오차가 원인이라고 판단된다. Fig.12의 결과는 과거의 유압쇼벨의 연구결과들보다 목표추종능력이 향상되었음을 알 수 있고 또한 본 연구의 시뮬레이션 모델이 유효함을 나타내었다.

Fig. 12에서 제시한 정상편차의 발생원인을 확인하기 위하여 제어시간과 각도오차 사이의 관계를 Fig. 13에 나타내었다. Fig. 13으로부터 Fig. 12의 주된 정상편차 발생요인이 제 1 암 때문이라는 것을 알 수 있으며, 이는 제 2, 3 암의 중량이 제 1 암에 부가되고 있기 때문이라고 판단된다. 그리고 각도 오차는 제1암, 제2암, 제3암의 순서로 점차 커지고 있음을 알 수 있다.

이것은 각각의 암을 독립적으로 제어를 수행 하면서도 실린더 작동유의 공급원은 하나의 블록을 사용하고 있어서 작동유 배분이 균등하지 않기 때문이라고 판단된다.

Fig. 14는 유압 실린더의 압력을 나타낸 결과로 시뮬레이션 결과와 실제 실험 결과가 일치하고 있음을 알 수 있다.

이상의 시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험으로부터 그라인더의 선단오차는 ±1.5mm의 양호한 값이 얻어졌

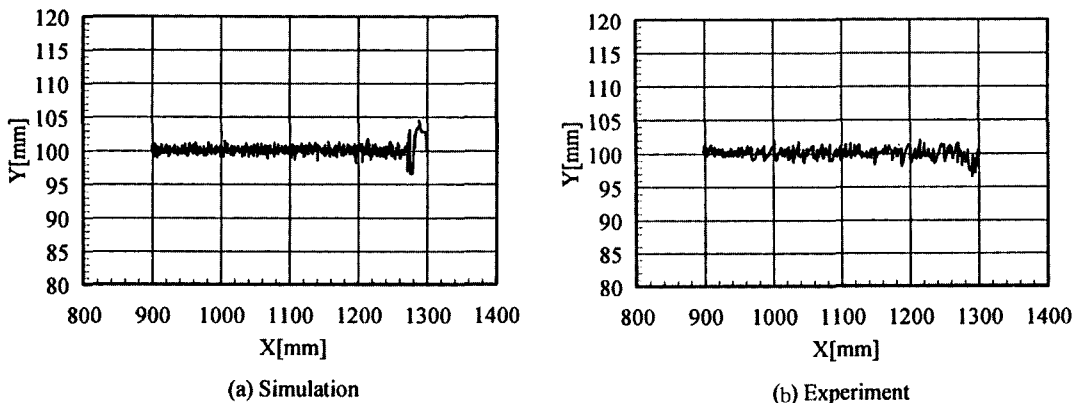


Fig. 12 Experiment results of trajectory control.

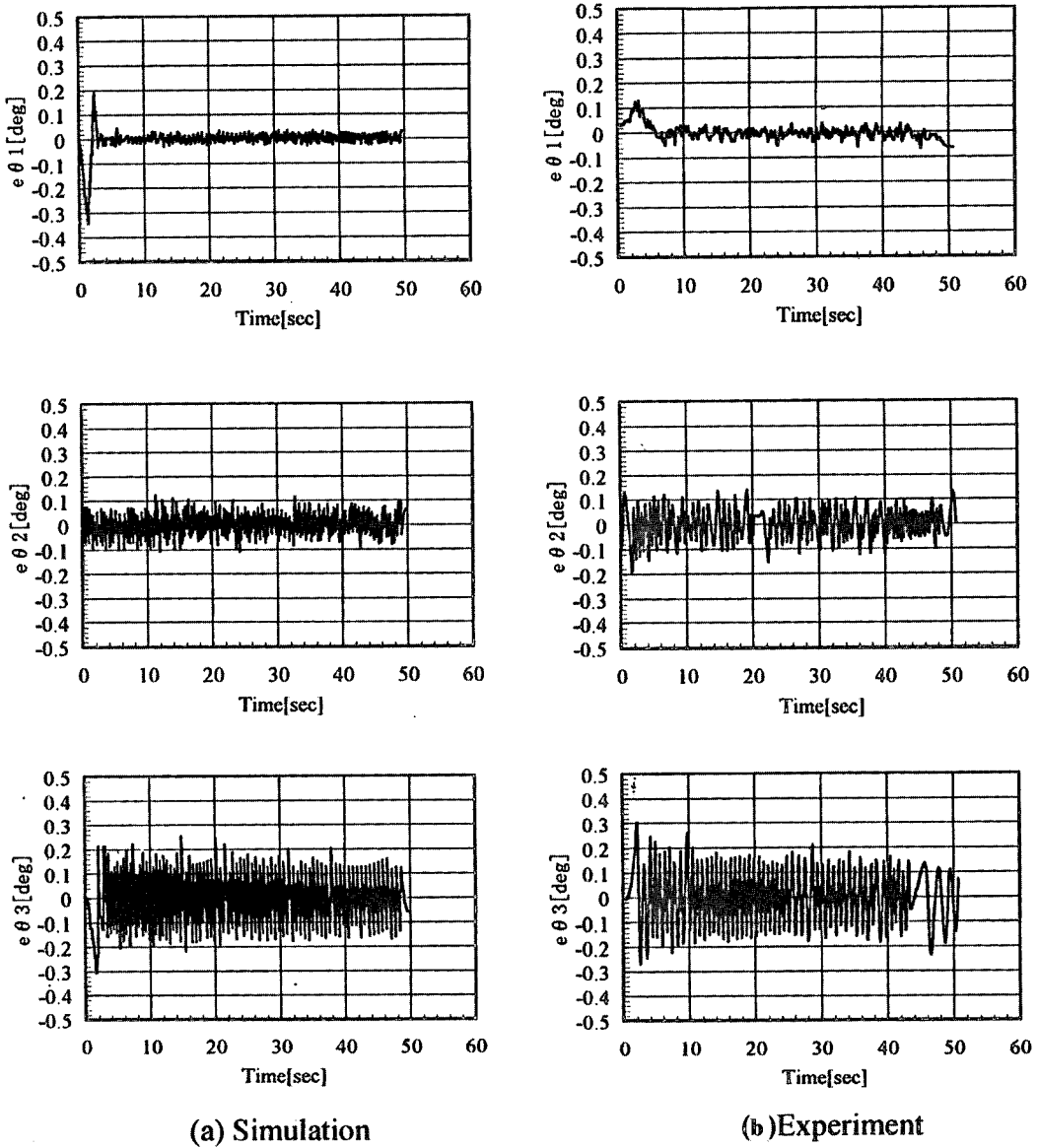


Fig. 13 Results of angle error.

다. 이러한 실험결과를 이용해 본 유압쇼벨을 산업용 로봇로서 사용하는 방안의 하나로 두께 4mm의 두랄루민 판을 주물의 버(burr)로 설치하고, Fig.15(a)에 나타낸 바와 같이 20mm의 버(burr)를 설치하여 1회의 절삭량을 2mm로 설정한후 10회에 걸쳐 가공 실험을 수행 하였다.

Fig. 15(b)는 연삭가공을 수행한 후 가공면의 표면정

도를 나타낸 결과이다. 여기서 실제 연삭 작업을 수행한 결과 가공면의 표면정도가 0.5mm이내에 있음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 쇼벨암의 목표궤도 추종제어에 대한 과거의 연구결과와 앞에서 수행한 실험결과를 비교하였을 때 본 연구의 실험결과는 $\pm 1.5\text{mm}$ 이내로 얻어지는 것으로 보아 3자유도를 갖는 유압쇼벨암의 목표궤도 추

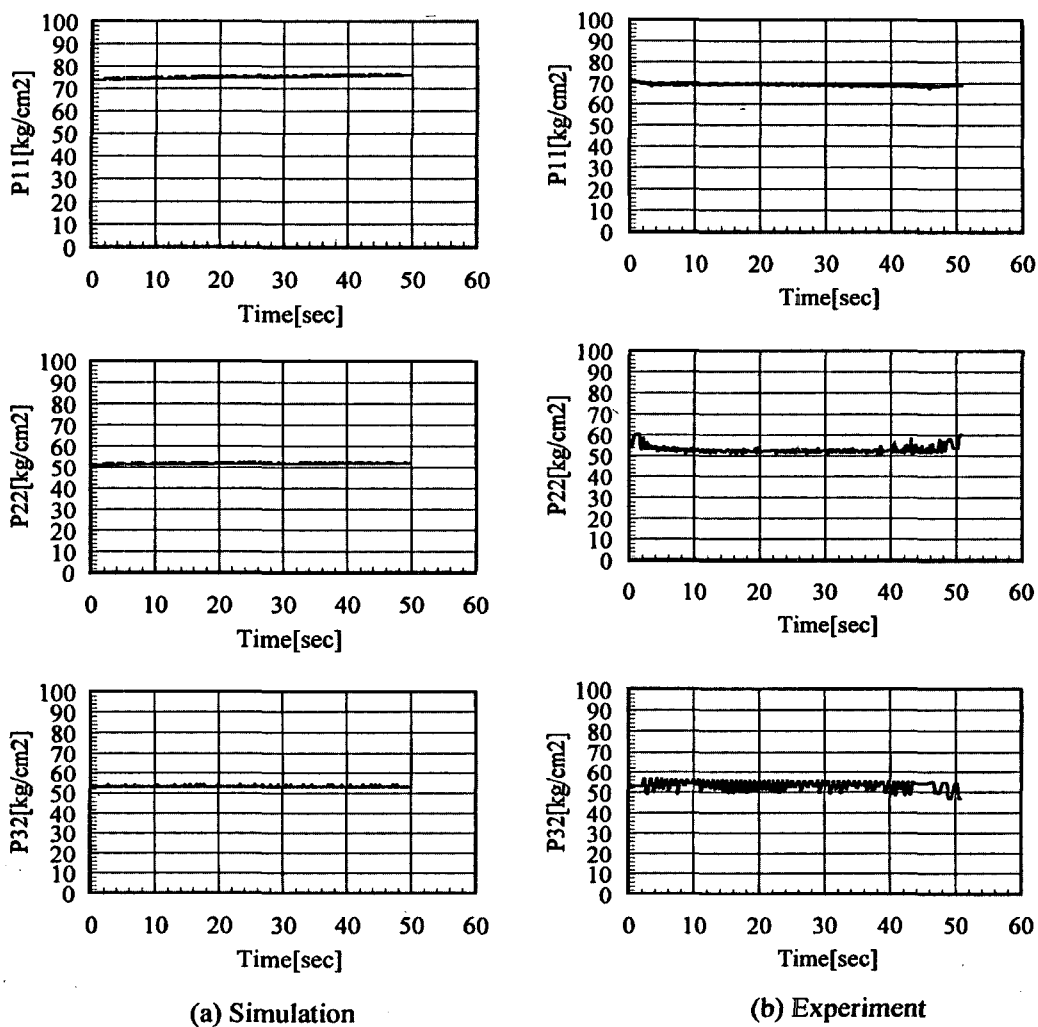


Fig. 14 Results of cylinder pressure.

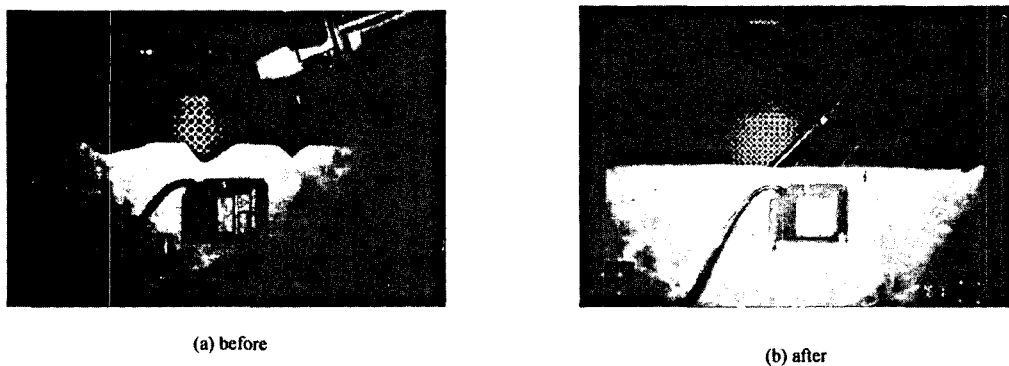


Fig.15 Result of grinding.

중성이 향상되었다고 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 건설기계인 유압쇼벨을 3축 유압구동형 디버링 로봇 암으로서 사용하기 위한 개조, 기하학적 및 운동학적 특성, 유압특성 해석을 수행하였다. 또한 유압쇼벨암을 이용한 로봇의 궤도제어에 대한 유효성을 컴퓨터 시뮬레이션과 실제목표 궤도추종 실험을 통하여 입증하였다.

본 연구의 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 유압특성을 고려한 PID 제어에 의해 과거의 연구결과⁽⁴⁾⁽⁵⁾보다 그라인더 선단의 실제목표 궤도추종성이 향상되었다.
2. 그라인더 선단의 위치오차가 $\pm 1.5\text{mm}$ 이내로서 실제의 버(burr)를 연삭할 수 있는 범위까지 제어할 수 있었다. 따라서 유압쇼벨을 산업용 로봇으로서 사용가능함을 보여 주었다.
3. 유압쇼벨의 틀(바켓)을 필요에 따라 교환함으로써 건설분야 뿐만이 아닌 폭 넓은 응용가능성을 제시하였다.

참고 문헌

1. 覺前誠, 油壓ショベルの自動制御, Kobe Steel Engineering Reports, No.3, 1988.

2. 河内政隆, ブルドーザによる平面掘削の自動化, 日本機械學會論文集, 43卷, 367號, 昭52.
3. 野田歴彦, 鑄仕上げロボットシステムのエンジニアリング, システム制御情報學會論文集, Vol.1, No.3, 1988.
4. 千葉次郎, 土木建設機械における自動化, 計測と制御論文集, Vol.21, No.8, 1982.
5. 森田孝可, パワーショベルのモデリングと制御, 計測自動制御論文集, Vol.22, No.1, 昭51.
6. 姜順童, 油壓ショベルを用いたバリ取りロボットの制御, 同志社大學理工學研究報告, 第35卷, 第3號, 1995.
7. 小澤房明, 油壓式關節ロボットの動作性能向上に関する検討, 第1回日本ロボット學會講演會, 昭58.
8. 中村, ビギナスデジタルフィルタ, 東京電氣大學, 1989.
9. 武藤, メカトロニクスのための制御工學, コロナ社, 1992.
10. 須田信英, PID制御, システム制御情報ライブラリー, 1992.
11. 山口建二, 比例弁による油壓シリンダ速度, 力制御に関する研究, 油壓と空氣壓, 第22卷, 第4號. 平成2年.
12. 横田, 油壓サーボシステムの基本的な考え方と設計の手順, 機械設計別冊, Vol.38, No.8, 1994.
13. 川崎晴久, ロボット工學の基礎, 森北出版, 1991.