

적응제어 및 시스템 규명을 이용한 Field Robot의 궤적 제어

Trajectory Control of Field Robot Using Adaptive Control and System Identification

김 승 수, 서 우 석, 양 순 용, 이 병 룡, 안 경 관
(Sung-Su Kim, Woo-Suk Seo, Soon-Yong Yang, Byung-Ryong Lee and Kyung-Kwan Ahn)

Abstract : The Field robot means the machinery applied for outdoor tasks in construction, agriculture and undersea etc. In this study, to field-robotize a hydraulic excavator that is mostly used in construction working, we have developed an automatic excavation system and an adaptive control system. A model-reference adaptive controller has been designed based on the model that is obtained through off-line system identification. It is illustrated by computer simulations that the proposed control system gives good performance in the trajectory tracking control and the adaptation to parameter variation.

Keywords : field robot, excavator, system identification, adaptive control, trajectory tracking

I. 서론

필드 로봇(Field Robot)은 건설, 임업, 농업, 해저 등 다양한 옥외 작업에서 인간을 대신하여 위험하거나 반복적이고 힘든 일을 수행 할 수 있는 것을 의미한다. 특히, 건설 현장에서 많이 사용되는 유압 굴삭기는 기계 자체가 갖는 기구학적 유연성과 유압 구동기를 이용한 고풍력 때문에 그 역할이 점차 확대되고 있으며, 지능적인 메카트로닉스 기계로 발전되고 있다. 이에 따라, 다양한 작업이 가능한 굴삭기의 자동화 및 지능화에 따른 필드 로봇화에 대한 연구가 적극 진행되고 있다.[1]-[7]

굴삭기의 작업장치는 일종의 다관절 링크를 가진 로봇 매니퓰레이터로 간주될 수 있다. 다관절 기구부의 동특성에는 링크간 상호 작용하는 연성, 그리고 운동 위치에 따라 기구학적 및 역학적 관계 파라미터들이 변하는 시변성 등을 포함한다. 한편, 작업장치를 구동하는 유압부 역시 밸브의 개구 특성, 기름의 압축률 등에서 정확히 추정하거나 묘사하기 힘든 비선형적 파라미터들이 존재한다. 따라서, 굴삭기 시스템에 대한 정확한 수학적 모델 구축은 물론, 이론적 해석을 통한 제어이론의 조직적 적용 및 설계가 어렵다. 한편, 작업환경에 따라 외란이 다양하게 변하고, 제어입력 영점 좌우의 특성이 상이하여 산업현장에서 많이 이용되고 있는 PID 제어기의 적용에도 어려움이 있다. 따라서, 굴삭기 작업장치를 임의의 궤적에 추종시키기 위해서는 파라미터 및 외부환경(부하) 변동에 둔감한 강인제어가 요구된다.

적응제어(adaptive control)는 제어기의 파라미터들이 가변이며, 플랜트의 출력신호를 바탕으로 하여 실시간(on-line)으로 제어 파라미터들을 조절하는 메카니즘을 갖는다. 따라서, 적응제어는 불확실한 시스템 또는 시변 시스템을 다루기 위한 접근법으로서, 운동방정식의 구조는 알려져 있으나 미지 또는 천천히 변하는 플랜트 파라미터를 가진 시스템에 흔히 적용된다.[8][9]

본 연구에서는 굴삭기 시스템의 불확실성 및 시변성을 고려하여, 모델 기준 적응제어(model reference adaptive control) 기법을 적용한다. 이 때, 제어기의 조직적 설계를 위해 실험 및 시스템 규명(system identification)법을 통한 근사 선형 모델을 유도한다. 그리고, 이 설계 모델에 기초하여 상태 피드백 구조를 갖는 병렬 모델 기준 적응제어를 설계한다. 마지막으로, 제안된 적응제어 기법을 굴삭기 작업장치의 수평 및 경사 직선 운동에 적용하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 그 유용성을 검토한다.

II. 굴삭기의 모델링

굴삭기의 작업장치는 붐(boom), 암(arm), 버킷(bucket)의 3개의 링크 연쇄를 이루고 있는 다관절 매니퓰레이터의 형태를 하고 있으며, 각 링크는 유압 실린더로 구동된다. 특히, 버킷의 기구부는 버킷이 보다 넓은 회전영역을 가지도록 4절 링크로 구성되어 있다. 본 논문에서는 굴삭기 운동을 모델링 하는데 있어서 굴삭기 전체의 선회(swing)는 고려하지 않는 2차원 평면 운동으로 가정한다. 이 때, 링크 연결부의 마찰과 변형은 무시한다.

1. 작업장치의 모델링

그림 1에 굴삭기 작업장치에 대한 운동 좌표계와 각 링크의 파라미터들을 나타낸다. m , I 는 각각 링크들의 질량 및 관성 모멘트를 나타내며, θ 는 링크들의 각변위, g 는 중력 가속도, L , l 과 δ 들은 그림에서 표시된 바와 같이 각

논문접수 : 2002. 1. 30., 채택확정 : 2002. 7. 9.

김승수 : 울산대학교 RRC(sungsuk61@hotmail.com)

서우석 : 울산대학교 자동차공학과(wooss74@mail.ulsan.ac.kr)

양순용 : 울산대학교 기계·자동차공학부(soonyy@mail.ulsan.ac.kr)

이병룡 : 울산대학교 기계·자동차공학부(brlee@mail.ulsan.ac.kr)

안경관 : 울산대학교 기계·자동차공학부(kkahn@mail.ulsan.ac.kr)

※ 본 연구는 “과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계 부품 및 소재특성평가 연구센터”의 지원에 의한 것입니다.

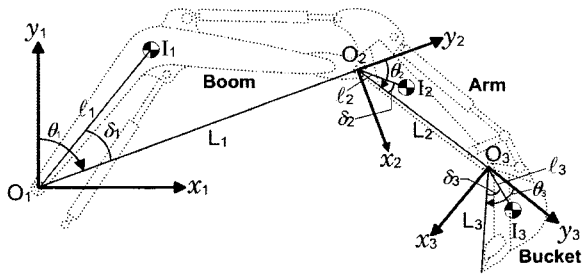


그림 1. 굴삭기 작업장치의 개략도.
Fig. 1. Schematic diagram of excavator attachment.

각 길이 및 각도 상수들이다. 아래 첨자 1, 2, 3은 각각 붐, 암, 버킷을 의미한다.

굴삭기 작업장치의 운동방정식을 Lagrange 방정식을 사용하여 유도하면 다음과 같다.[10]

$$J(\theta)\ddot{\theta} + h(\theta, \dot{\theta}) + g(\theta) = \tau \quad (1)$$

여기서, $J(\theta)$ 는 관성항으로써 대칭인 양의 한정 (symmetric positive definite)행렬이며, $h(\theta, \dot{\theta})$ 는 코리올리(coriolis)력과 원심력에 의한 항, $g(\theta)$ 는 중력항, τ 는 작업장치 링크들에 공급되는 토크를 각각 나타낸다.

$$J(\theta) = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} & J_{13} \\ J_{21} & J_{22} & J_{23} \\ J_{31} & J_{32} & J_{33} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} J_{11} &= a_1 + 2c_1 + 2c_2 + 2c_3 + 2c_4 \\ J_{12} &= J_{21} = a_2 + c_1 + c_2 + c_3 + 2c_4 \\ J_{13} &= J_{31} = a_3 + c_3 + c_4 \\ J_{22} &= a_2 + 2c_4 \\ J_{23} &= J_{32} = a_3 + c_4 \\ J_{33} &= a_3 \end{aligned}$$

여기서, $a_1 = a_2 + m_1 l_1^2 + m_2 L_1^2 + m_3 L_1^2 + I_1$
 $a_2 = a_3 + m_2 l_2^2 + m_3 L_2^2 + I_2$
 $a_3 = m_3 l_3^2 + I_3$
 $c_1 = m_2 L_1 l_2 \cos(\theta_2 - \delta_2)$
 $c_2 = m_3 L_1 L_2 \cos \theta_2$
 $c_3 = m_3 L_1 l_3 \cos(\theta_2 + \theta_3 - \delta_3)$
 $c_4 = m_3 L_2 l_3 \cos(\theta_3 - \delta_3)$

$$h(\theta, \dot{\theta}) = [h_1, h_2, h_3]^T$$

$$\begin{aligned} h_1 &= -(s_1 + s_2 + s_3)(2\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)\dot{\theta}_2 \\ &\quad - (s_3 + s_4)(2\dot{\theta}_1 + 2\dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)\dot{\theta}_3 \\ h_2 &= (s_1 + s_2 + s_3)\dot{\theta}_1^2 - s_4(2\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3)\dot{\theta}_3 \\ h_3 &= (s_3 + s_4)\dot{\theta}_1^2 + s_4(2\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2)\dot{\theta}_2 \end{aligned}$$

여기서, $s_1 = m_2 L_1 l_2 \sin(\theta_2 - \delta_2)$
 $s_2 = m_3 L_1 L_2 \sin \theta_2$
 $s_3 = m_3 L_1 l_3 \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_3)$

$$g(\theta) = [g_1, g_2, g_3]^T$$

$$\begin{aligned} g_1 &= -m_1 l_1 g \sin(\theta_1 - \delta_1) - (m_2 + m_3) L_1 g \sin \theta_1 \\ &\quad - m_2 l_2 g \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_2) - m_3 L_2 g \sin(\theta_1 + \theta_2) \\ &\quad - m_3 l_3 g \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 - \delta_3) \\ g_2 &= -m_2 l_2 g \sin(\theta_1 + \theta_2 - \delta_2) - m_3 L_2 g \sin(\theta_1 + \theta_2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &- m_3 l_3 g \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 - \delta_3) \\ g_3 &= -m_3 l_3 g \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 - \delta_3) \end{aligned}$$

2. 유압 구동시스템의 모델링

작업장치를 구동하는 유압 시스템은 유압 펌프, 주 제어 밸브(MCV), 비례제어밸브, 그리고 유압 실린더와 여러 가지 보조밸브 등으로 구성되어 있다. 유압 시스템의 모델링에 있어서 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1) 밸브의 기름 누설량은 없다.
- 2) 작동 중 유압유의 체적탄성계수, 온도 및 밀도는 일정하다.
- 3) 귀환압력(return pressure)은 대기압과 같다.
- 4) 비례제어밸브의 입출력 동특성은 무시한다.
- 5) 주 제어밸브의 개구 면적은 비례제어 밸브의 스톱 변위에 비례한다.

그림 2는 굴삭기 유압 회로의 개략적인 구성을 나타내며, 붐, 암, 버킷 모두 동일한 구조를 갖는다.

베르누이의 식에 의해 유압 실린더로 들어가는 유량은 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$q_b = \begin{cases} C_d S_{bh} \alpha \sqrt{2(P_h - p_b)/\rho}, & (\alpha \geq 0) \\ C_d S_{bl} \alpha \sqrt{2(p_b - P_0)/\rho}, & (\alpha < 0) \end{cases}$$

$$q_l = \begin{cases} -C_d S_{lh} \alpha \sqrt{2(p_l - P_0)/\rho}, & (\alpha \geq 0) \\ -C_d S_{ll} \alpha \sqrt{2(P_h - p_l)/\rho}, & (\alpha < 0) \end{cases} \quad (2)$$

여기서, α : 스톱 변위(밸브 개도) ($-1 \leq \alpha \leq 1$)
 ρ , C_d : 작동유 밀도 및 오리피스 유량계수
 S_{bh} , S_{bl} : 고압측 공급부 및 저압측 복귀부 개구면적
 S_{lh} , S_{ll} : 저압측 공급부 및 고압측 복귀부 개구면적
 P_h , P_0 : 펌프 공급 압력(일정) 및 귀환 압력
 p_b , p_l : 실린더 헤드측 및 로드측 압력

전개 과정상 (2)를 다시 (3)으로 간단히 표현한다.

$$\begin{cases} q_b = f_b(p_b) \alpha \\ q_l = f_l(p_l) \alpha \end{cases} \quad (3)$$

유압 실린더의 압력-유량 특성은 (4)와 같다.

$$\begin{cases} p_b = \frac{K}{v_b(\theta)} (q_b - A_b h(\theta)) \\ p_l = \frac{K}{v_l(\theta)} (q_l + A_l h(\theta)) \end{cases} \quad (4)$$

여기서, K : 작동유의 체적 탄성 계수
 $h(\theta)$: 실린더 길이 변화율
 A_b , A_l : 실린더 헤드 및 로드측 단면적
 $v_b(\theta)$, $v_l(\theta)$: 실린더 헤드 및 로드측 체적

한편, 실린더에 발생하는 힘 F 는 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$F = A_b p_b - A_l p_l - D h \quad (5)$$

여기서, D 는 실린더의 점성 마찰계수이다. 따라서, (5)를

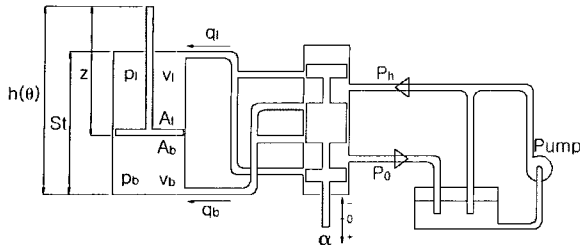


그림 2. 유압 회로의 개략도.
Fig. 2. Schematic diagram of hydraulic circuit.

미분하여 (3)과 (4)를 대입하면 유압 시스템의 방정식은 (6)과 같다.

$$F = \left(\frac{A_b K}{v_b(\theta)} f_b(p_b) - \frac{A_i K}{v_i(\theta)} f_i(p_i) \right) \alpha - \left(\frac{A_b^2 K}{v_b(\theta)} + \frac{A_i^2 K}{v_i(\theta)} \right) h - D \dot{h} \quad (6)$$

3. 굴삭기 작업장치와 유압 구동시스템의 조합

유압 시스템에서 발생하는 힘과 작업장치 운동간의 관계를 유도하기 위해서는 실린더의 길이 \$h\$를 관절 각도 \$\theta\$로 표시하고, 실린더에 발생하는 힘 \$F\$를 관절 토크 \$\tau\$로 변환할 필요가 있다. 여기서, 각 관절 위치의 함수인 링크 계인 \$H(\theta)\$와 토크 계인 \$G(\theta)\$를 도입하면 변환관계식은 (7), (8)과 같이 표현된다.[4]

$$h(\theta) = H(\theta) \theta \quad (7)$$

$$\tau(\theta) = G(\theta) F \quad (8)$$

따라서, 실린더에서 발생하는 힘의 변화율 (6)에 (7), (8)을 적용하면 입력 토크는 (9)와 같다.

$$\dot{\tau} = A(\theta, p) \alpha - B(\theta) \dot{\theta} - C(\theta) \theta \quad (9)$$

여기서,

$$A(\theta, p) = G(\theta) \left(\frac{A_b K}{v_b(\theta)} f_b(p_b) - \frac{A_i K}{v_i(\theta)} f_i(p_i) \right)$$

$$B(\theta) = G(\theta) H(\theta) \left(\frac{A_b^2 K}{v_b(\theta)} + \frac{A_i^2 K}{v_i(\theta)} \right)$$

$$C(\theta) = G(\theta) D H(\theta)$$

마지막으로, 링크 시스템의 운동방정식 (1)을 시간 미분하여 (9)에 대입하면, 스펙트럼 변위 \$\alpha\$를 입력으로 하는 굴삭기 전체 시스템의 운동방정식은 (10)과 같이 구해진다.

$$J_1(\theta) \ddot{\theta} + J_1(\theta) \dot{\theta} + \dot{h}(\theta, \theta) + \dot{g}(\theta) = A(\theta, p) \alpha - B(\theta) \dot{\theta} - C(\theta) \theta \quad (10)$$

III. 제어기 설계를 위한 시스템 규명

2장에서 유도된 굴삭기의 수학적 모델은 비선형성과 링

크간 연성 그리고 실제 불확실한 파라미터 등으로 제어기 설계를 위한 모델로는 적합하지 않으며, 이는 본 논문에서 시뮬레이션을 위한 모델로만 이용된다. 한편, 시스템 규명(system identification)은 실제 플랜트에 적당한 입력과 이에 대응한 출력 신호의 데이터로부터 시스템의 주 동특성을 해석하는 방법이다.[11][12] 시스템 규명법을 이용하여 굴삭기 시스템에 대한 근사 선형 모델을 얻을 수 있다면 다양한 제어 이론을 이용한 조직적인 제어기 설계가 가능하다. 따라서, 본 논문에서는 시뮬레이션 모델과는 별도로 실험을 통해 굴삭기 시스템의 동특성을 규명한다.

1. 실험방법 및 실험결과

본 논문에서는 시스템 규명(및 시뮬레이션)을 위해 국내 H사 20ton급 굴삭기를 사용하였으며, 이의 자세한 제어 및 관련 파라미터들은 생략하기로 한다.

그림 3에 시스템 규명을 위한 실험장치를 나타낸다. 회전각 센서는 리졸버(resolver)가 사용되었으며, 검출된 작업장치 각각의 상대 회전각도는 A/D변환기를 통해 컴퓨터로 입력된다. 유량 제어밸브의 스펙 동작에 의해 유압 실린더로의 공급 유량이 결정되고, 이는 전자비례 감압밸브(Electronic Proportional Pressure Reducing valve : EPPR valve)의 파일럿 압력에 의해 제어된다. 전자비례 감압밸브의 스펙은 컴퓨터의 명령 입력 신호가 D/A변환기를 거친 전기신호에 비례하여 작동한다.

시스템 규명을 위한 입력 전기신호는 작업장치의 작동영역을 최대한 포함하고 유압 실린더의 포화(saturation)가 발

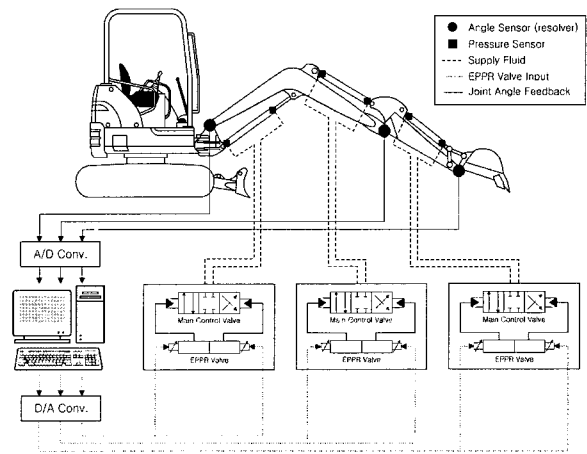
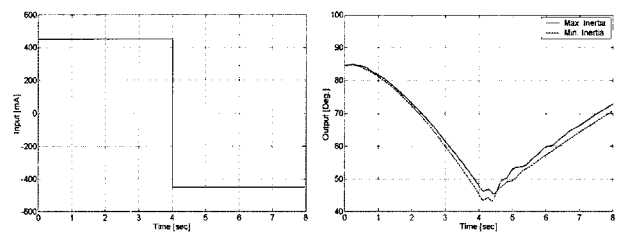


그림 3. 시스템 규명을 위한 실험장치의 구성.
Fig. 3. Experimental apparatus for system ID.



(a) 이중 스텝 입력 (b) 붐 각도 출력

그림 4. 붐의 규명 실험의 입출력.

Fig. 4. Input/output of ID experiment of boom.

생하지 않는 조건에서 그림 4(a)와 같은 이중 스텝 입력을 가하였다. 또한, 작업장치의 자세변화에 따른 동특성의 변화를 고려하여 각 링크의 관성부하를 최대와 최소로 하여 실험을 수행하였다. 붐의 규명 실험에서는 암과 버켓 모두를 최대한 펼친 경우를 최대 관성, 굽힌 경우를 최소 관성 조건으로 하였으며, 암의 경우는 붐과는 상관없이 버켓의 최대 펼침 및 굽힘으로 관성의 변화를 주었다. 버켓은 말단 링크이므로 운동이 다른 링크의 자세와는 무관하다. 붐, 암, 버켓 각각에 대한 규명 실험 중 여기서는 붐에 대한 실험 입출력 데이터만을 그림 4에 나타낸다. 그림 4(b)에서 실선과 점선은 붐에 대한 관성 모델트가 각각 최대와 최소일 때의 출력을 나타낸다. 암과 버켓에 대한 규명 실험도 붐과 동일한 방법으로 수행하였으며, 시스템 규명을 위한 알고리즘은 MATLAB의 System Identification Toolbox[13]를 이용하였다.

2. 시스템 규명에 의한 근사 선형 모델

그림 5는 붐(최대 관성 조건)의 7차 ARX(Auto Regressive eXogeneous) 규명 모델의 결과를 나타낸다. 그림 5(a)는 규명 모델의 극점과 영점을 나타내고 있으며, 그림 5(b)는 규명 모델에 대한 시간역 시뮬레이션 결과이다. 여기서, 실선은 실험으로 측정된 출력 데이터에서 잡음 등이 필터링 된 후의 데이터이며, 점선은 규명 모델에 대하여 실험과 동일한 입력을 가했을 때의 출력이다. 한편, 암과 버켓에 대해서도 각각 8차와 10차 ARX 모델로 규명하였다.

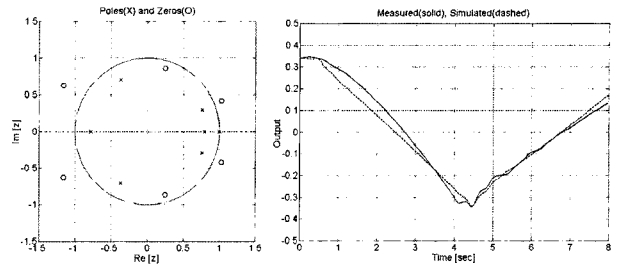
다음으로, 이산시간 시스템으로 표현된 규명 모델을 연속시간 시스템으로 변환하고, 제어기 설계의 간편성을 위해 Hankel norm reduction[14]을 수행하였으며, 이 때 저주파역 축소오차를 고려하여 붐, 암, 버켓의 전달함수를 모두 5차 선형모델로 근사하였다. 그림 6은 붐, 암, 버켓에 대해 시스템 규명 및 차수 줄임을 통해 얻은 5차 전달 함수에 대한 보드 선도(Bode diagram)들을 나타낸다.

한편, 그림 6(a), (b)에서 보이는 바와 같이 붐과 암의 관성 부하가 최대일 경우(실선)와 최소인 경우(점선)에 대하여 대략 7rad/sec 이하의 주파수 영역에서는 관성 부하의 변화에 따른 규명 모델의 주파수 특성이 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 이는, 저주파 영역에서 동작하는 굴삭기 작업장치들의 특성을 고려하면, 붐과 암의 규명 모델은 두 가지 실험조건(최대관성 및 최소관성)의 규명 결과 중 적절히 선택될 수 있음을 의미한다. 본 논문에서는 붐, 암, 버켓의 규명 모델을 각각 (11), (12), (13)과 같이 구하였다.

$$G_b(s) = \frac{836900}{s^5 + 43s^4 + 2998s^3 + 92200s^2 + 49200s + 26230} \tag{11}$$

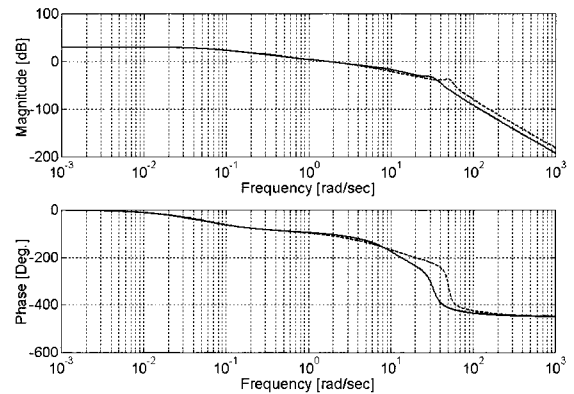
$$G_a(s) = \frac{1154000}{s^5 + 20s^4 + 11420s^3 + 70340s^2 + 2284000s + 251800} \tag{12}$$

$$G_k(s) = \frac{594900}{s^5 + 19s^4 + 3372s^3 + 39300s^2 + 950500s + 22630} \tag{13}$$

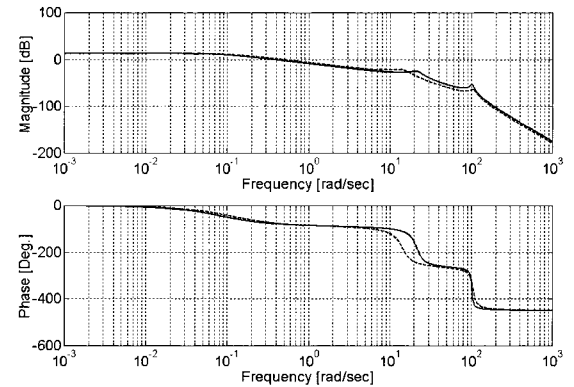


(a) 극점, 영점(z-영역) (b) 플랜트(실선), 규명모델(점선)
그림 5. 붐의 ARX 모델 규명 결과.

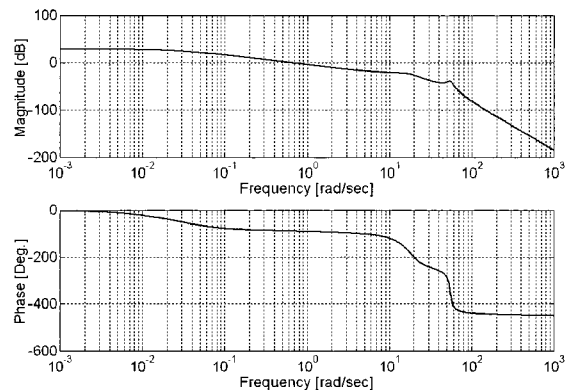
Fig. 5. ID results of ARX model of Boom.



(a) 붐의 5차 전달함수 : 최대관성(실선), 최소관성(점선)



(b) 암의 5차 전달함수 : 최대관성(실선), 최소관성(점선)



(c) 버켓의 5차 전달함수

그림 6. ID 모델들의 전달함수에 대한 보드 선도.
Fig. 6. Bode diagram of transfer functions of ID models.

IV. 적응제어기 설계

적응제어 시스템은 일반적으로 미지 또는 시변 파라미터를 포함하고 있는 플랜트, 요구되는 페루프 제어 시스템을 간결하게 묘사한 기준 모델, 조정 가능한 제어 파라미터들을 포함하는 피드백 제어법칙 그리고 이들 파라미터들을 갱신하기 위한 적응 메카니즘으로 구성된다.[8]

그림 7은 본 논문에서 제안한 상태 피드백 제어 법칙을 갖는 모델 기준 적응제어기(MRAC)의 구조를 나타낸다.

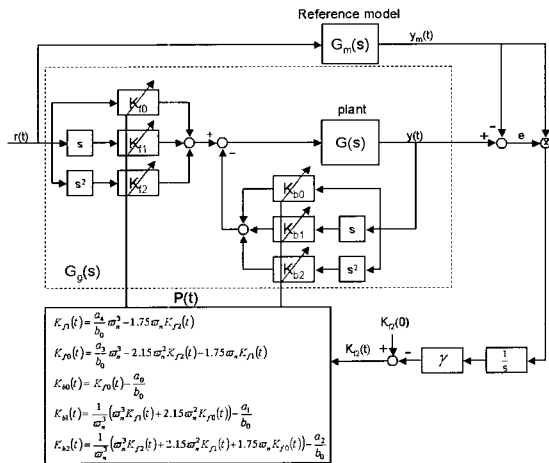


그림 7. 모델 기준 적응제어기의 구조.
Fig. 7. Structure of model reference adaptive controller.

기준 입력 $r(t)$ 는 궤적 계획에 의해 위치, 속도, 가속도 값으로 기준 모델과 플랜트에 동일하게 입력되고, 플랜트의 출력 $y(t)$ 는 굴삭기 작업장치의 위치, 속도, 가속도 값으로 피드백 된다.

한편, 적응제어기 설계를 위한 굴삭기 시스템의 설계모델을 3장에서 구한 시스템 규명 결과에 의해 (14)와 같이 다시 표현한다.

$$G(s) = \frac{b_0}{a_5s^5 + a_4s^4 + a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0} \quad (14)$$

여기서, a_i, b_0 : constants ($i = 0 \sim 5$)

이 때, 그림 7의 적응제어 시스템 구조에서 설계모델과 상태제어기를 포함하는 페루프 전달함수 $G_g(s)$ 는 (15)와 같이 구해진다.

$$G_g(s) = \frac{b_0(K_{\beta 0} + K_{\beta 1}s + K_{\beta 2}s^2)}{a_5s^5 + a_4s^4 + a_3s^3 + (a_2 + b_0K_{\beta 2})s^2 + (a_1 + b_0K_{\beta 1})s + a_0 + b_0K_{\beta 0}} \quad (15)$$

다음으로, 기준모델 $G_m(s)$ 은 ITAE(Integral of the Time multiplied by the Absolute value of the Error)의 기준[15]에 따라 선정하였다.

한편, (15)로 주어진 페루프 전달함수는 5개의 극점과 2

개의 영점(zero)을 가지는 바, 이는 적당한 3차 전달함수로 근사될 수 있기 때문에 본 논문에서는 기준 모델로서 (16)으로 표현되는 3차 ITAE 모델을 사용하였다.

$$G_m(s) = \frac{\omega_n^3}{s^3 + 1.75\omega_n s^2 + 2.15\omega_n^2 s + \omega_n^3} \quad (16)$$

여기서, ω_n 은 플랜트 시스템의 대역폭에 의해 결정된다. 한편, 모델 기준 적응제어 시스템은 동일한 기준입력에 대하여 실제 페루프 시스템의 출력이 기준 모델의 출력에 잘 추종될 것을 요구한다. 따라서, 실제 페루프 시스템을 대신하여 (15)로 표현된 페루프 전달함수 $G_g(s)$ 가 기준모델 전달함수 $G_m(s)$ 와 같도록 제어 파라미터들을 선정하였다. 즉, $G_g(s) = G_m(s)$ 이면, 6개의 제어 파라미터들은 (17)과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} K_{\beta 2} &= \frac{a_5}{b_0} \omega_n^3 \\ K_{\beta 1} &= \frac{a_4}{b_0} \omega_n^3 - 1.75 \omega_n K_{\beta 2} \\ K_{\beta 0} &= \frac{a_3}{b_0} \omega_n^3 - 2.15 \omega_n^2 K_{\beta 2} - 1.75 \omega_n K_{\beta 1} \\ K_{\beta 2} &= \frac{1}{\omega_n^3} (\omega_n^3 K_{\beta 2} + 2.15 \omega_n^2 K_{\beta 1} + 1.75 \omega_n K_{\beta 0}) - \frac{a_2}{b_0} \\ K_{\beta 1} &= \frac{1}{\omega_n^3} (\omega_n^3 K_{\beta 1} + 2.15 \omega_n^2 K_{\beta 0}) - \frac{a_1}{b_0} \\ K_{\beta 0} &= K_{\beta 0} - \frac{a_0}{b_0} \end{aligned} \quad (17)$$

(17)에서 $K_{\beta 1}, \dots, K_{\beta 0}$ 의 5개 제어 파라미터들은 모두 $K_{\beta 2}$ 의 함수인 것을 알 수 있다. 이는 $K_{\beta 2}$ 1개 파라미터의 적응에 의해 나머지 제어 파라미터들이 동시에 결정됨을 의미한다. 이 때, 제어파라미터 $K_{\beta 2}$ 의 적응법칙은 경사 추정법(gradient estimation)[8]을 이용하였으며, 다음과 같이 표현된다.

$$K_{\beta 2}(t) = K_{\beta 2}(0) - \gamma \int_0^t e y_m d\tau \quad (18)$$

여기서, 적응오차 e 는 플랜트와 기준모델과의 출력오차이며, 적응 계인 γ 는 적당한 양의 상수이다.

V. 시뮬레이션 및 고찰

제안한 적응제어기를 이용하여 굴삭기 작업장치의 일정 각 굴삭 작업에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구에서는 5차 다항식을 통해 버켓 단(end point)에 대한 궤적 계획(trjectory planning)을 생성하였으며, 이 때 붐과 암의 궤적은 기구학적 구속에 의해 결정된다. 그림 8은 본 논문에서 사용된 궤적 추종 제어의 신호 흐름을 나타내고 있다.

궤적계획은 버켓 단의 수평 직선운동과 경사 직선운동

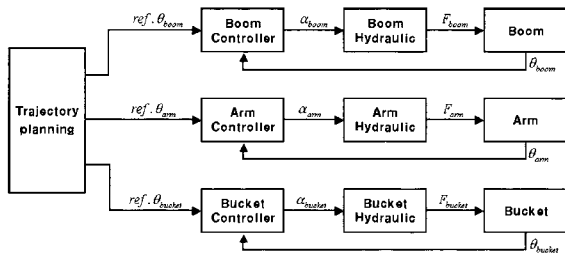
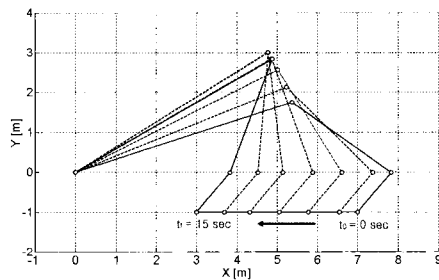


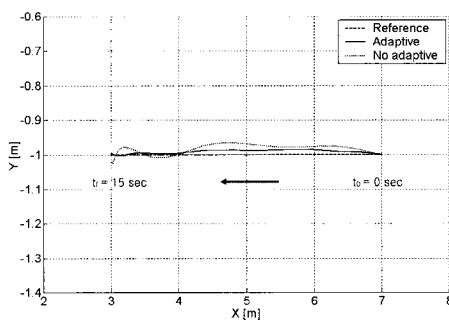
그림 8. 궤적 추종 제어의 신호 흐름.
Fig. 8. Signal flow of trajectory tracking control.

두 가지를 고려하였으며, 수평궤적의 경로는 그림 9(a)와 같이 15sec 동안 바깥에서 안쪽으로 이동거리 4m로 하였으며, 경사궤적 경로는 그림 13(a)와 같이 바깥쪽 아래에서 안쪽 위로 수평거리 3m, 수직거리 1m로 하였다.

그림 10, 11, 12는 수평 궤적 계획에서 각각 붐, 암, 버킷들의 각변위 궤적 경로에 대한 추종 결과와 제어 파라미터들 중 하나인 K_0 의 적응 과정을 나타내고 있다. 시뮬레이션은 기준 궤적(파선)에 대해 적응제어기가 작동되는 경우(실선)와 적응제어기가 작동되지 않는 경우(점선)에 대해 각각 수행되었다. 이 때, 적응제어기가 작동하지 않는 경우는 6개의 제어 파라미터들이 초기값을 유지하는 경우를 가정한 것이다. 적응 계인 γ 와 기준 모델의 파라미터 ω_n 은 붐의 경우 $\gamma_1 = 1 \times 10^{-4}$, $\omega_{n1} = 3.4 \text{ Hz}$, 암의 경우 $\gamma_2 = 1 \times 10^{-5}$, $\omega_{n2} = 3.7 \text{ Hz}$, 버킷의 경우는 $\gamma_3 = 1 \times 10^{-4}$, $\omega_{n3} = 2.4 \text{ Hz}$ 로 각각 선정하였다.

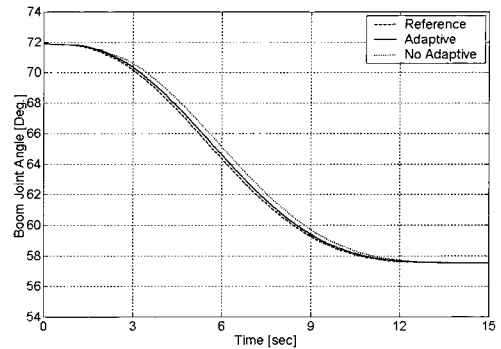


(a) 수평 굴삭 작업

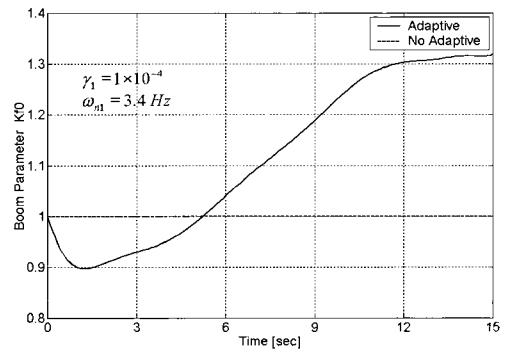


(b) 수평 굴삭 작업 시 버킷 끝단 궤적

그림 9. 수평 작업시의 궤적 추종.
Fig. 9. Tracking of horizontal trajectory.

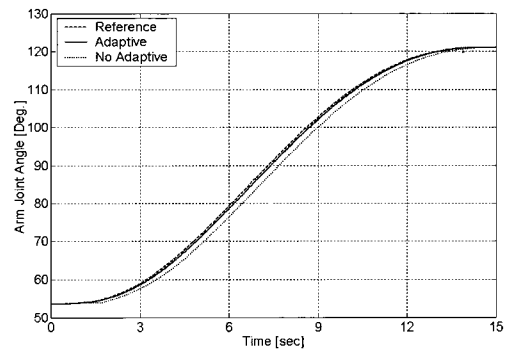


(a) 붐의 궤적 추종

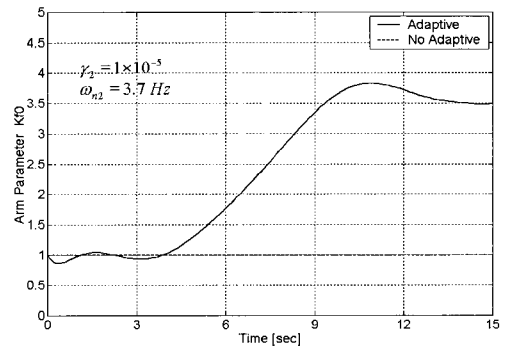


(b) 붐의 K_0 적응 결과

그림 10. 붐의 궤적 추종 시뮬레이션 결과.
Fig. 10. Simulation results of boom trajectory tracking.

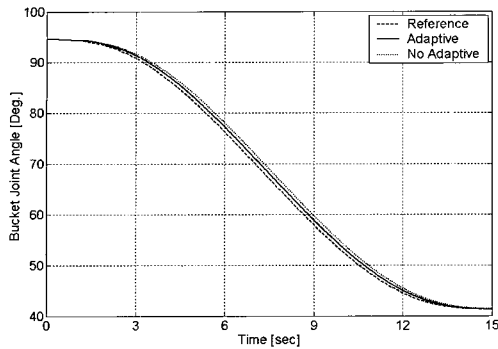


(a) 암의 궤적 추종

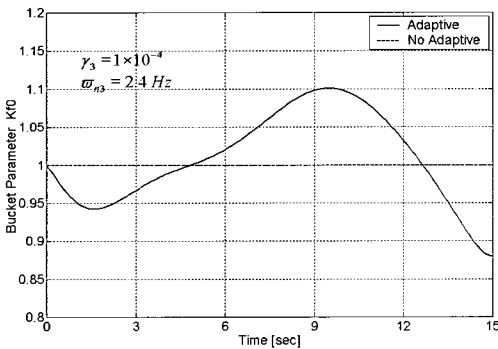


(b) 암의 K_0 적응 결과

그림 11. 암의 궤적 추종 시뮬레이션 결과.
Fig. 11. Simulation results of arm trajectory tracking.

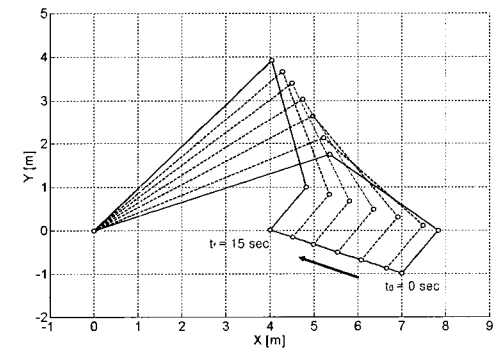


(a) 버킷의 궤적 추종

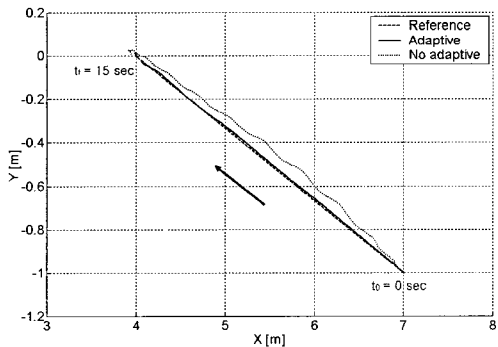


(b) 버킷의 K_0 적응 결과

그림 12. 버킷의 궤적 추종 시뮬레이션 결과.
Fig. 12. Simulation results of bucket trajectory tracking.



(a) 경사 굴삭 작업



(b) 경사 굴삭 작업 시 버킷 끝단 궤적

그림 13. 경사 작업시의 궤적 추종.
Fig. 13. Tracking of oblique trajectory.

그림 9(b)와 그림 13(b)는 각각 수평 직선 및 경사 직선 궤적 계획에 의한 버킷 끝단의 목표궤적 위치 추종 성능을 보여주고 있다. 궤적 추종 능력의 평가는 적응제어기가 작동할 때와 작동하지 않을 때를 비교하였다. 수평 굴삭시 적응제어는 단순 상태 피드백 제어(제어 파라미터 적응이 없는 경우)에 비해 오차를 50% 정도 감소시킬 수 있었다. 한편, 경사 굴삭시 적응제어는 적응이 없는 경우에 비해 80% 이상의 오차 감소율을 보였다. 이는 그림 9(a)와 그림 13(a)에서 알 수 있는 바, 경사 굴삭시 수평 굴삭에 비해 링크 길이가 가장 긴 붐의 각도 변화율이 크기 때문이며, 적응제어의 효과도 크다. 이상의 시뮬레이션 결과를 통하여, 제안된 적응제어기법은 일정 게인 상태 피드백 제어에 비해 궤적 추종성능을 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

VI. 결론

본 논문은 굴삭기 작업장치의 궤적제어를 위하여, 자동 굴삭을 위한 시스템 구축 후 시스템 규명 및 적응제어 기법을 이용하여 연구를 수행하였으며, 그 내용들을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 유압 굴삭기의 작업장치부와 유압부에 대해 각각 수학적 모델링을 수행하고, 굴삭기 전체 시스템에 대한 운동방정식을 유도하였다. 즉, 유량 제어 밸브의 스펙 변위 (a)를 입력으로 하고 작업장치 관절의 회전각 (θ)을 출력으로 하는 시뮬레이션 모델을 구축하였다.
- 2) 다양한 비선형성과 링크간 연성 그리고 불확실한 파라미터들을 갖는 굴삭기 시스템에 대해, 물리 법칙에 의한 수학적 모델과는 별도로, 보다 조직적인 제어기 설계를 위한 모델을 구하였다. 즉, 실제 굴삭기에 대한 실험 및 시스템 규명법을 이용하여, 시스템의 주요 동특성을 반영하는 5차 선형 전달함수의 근사적인 설계모델을 구하였다.
- 3) 시스템 규명을 통하여 얻은 근사 선형 모델을 기초로 하여 병렬 기준 모델을 갖는 적응제어기를 설계하였으며, 굴삭기의 수평 및 경사 직선 운동의 일정각 굴삭작업에 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과, 목표 궤적에서 만족할 수준의 추종오차를 실현할 수 있었고, 일정 게인 제어 기법에 비해 제안된 적응제어기의 뛰어난 성능을 확인할 수 있었다.
- 4) 향후 과제로는 제안한 적응제어 시스템에 대해 외부 부하변동에 대한 강인성과 안정성 해석, 그리고 실제 굴삭기에 대한 적용을 통해 그 타당성을 검토하고자 한다.

참고문헌

- [1] N. Kimura, H. Araya, M. Kakuzer, "Automatic control system for hydraulic excavator", *Kobe Steel Engineering Report*, Vol. 37, No. 2. 1987.
- [2] H. Nakamura, A. Matsuzaki, "Automation in construction machinery", *自立評論*, Vol. 57, No. 3, 1975.
- [3] 千葉, 竹田, "土木建設機械における自動制御", *計測と制御*, 第21卷, 第8號, 1982.
- [4] T. Morita, Y. Sakawa, "Modeling and control of a power shovel", *計測自動制御學會論文集*, Vol. 22, No. 1, 1986.

- [5] S. Y. Yang, M. C. Lee, M. H. Lee, S. Arimoto, "Measuring system for development of stroke-sensing cylinder for automatic excavator", *IEEE Trans. Industrial Electronics*, Vol. 45, No. 3, pp. 376-384, June, 1998.
- [6] T. Yoshimura, K. Etokoro, "A simulation study of leveling control by hydraulic shovels", *日本機械學會論文彙集(C編)*, 58卷, 554号, 1992.
- [7] W. S. Seo, S. S. Kim, S. Y. Yang, B. R. Lee, K. K. Ahn, "A study on trajectory tracking control of field robot", *Proc. ICCAS*, pp. 2887-2890, 2001.
- [8] B. Wittenmark, K. J. Astrom, *Adaptive Control, 2nd edition*, Addison-Wesley, 1995.
- [9] J. E. Slotine, *Applied Nonlinear Control*, New Jersey, Prentice-Hall, 1991.
- [10] M. W. Spong, *Robot Dynamics and Control*, United State, John Wiley & Sons, 1989.
- [11] Lennart Ljung, *System Identification : Theory for the user, 2nd edition*, New Jersey, Prentice-Hall, 1999.
- [12] 足立修一, *制御のためのシステム同定*, 東京電機大學出版局, 1999.
- [13] Lennart Ljung, *System Identification Toolbox User's Guide*, The Math Works Inc., 1995.
- [14] S. Skogestad, I. Postlethwaite, *Multivariable Feedback Control Analysis and Design*, John Wiley & Sons, 1996.
- [15] G. F. Franklin, J. D. Powell, A. Emami-Naeini, *Feedback Control of Dynamic System 3rd edition*, United State, Addison-Wesley, 1994.



김 승 수

1961년 10월 2일생, 1987년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동 대학원 석사(1992), 박사(1999). 1995년~1998년 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원, 1999년~2000년 창원대학교 국책 및 BK21 계약교수, 2001년~현재 울산대학교 RRC 전임연구원. 관심분야는 동적 시스템 모델링 및 제어, 압연 공정제어, 선형 및 비선형제어, 강인제어 이론.



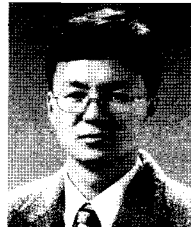
서 우 석

1974년 8월 25일생, 2000년 울산대학교 자동차공학과 졸업. 동 대학원 석사(2002), 2002년~현재 울산대학교 기계·자동차공학과 대학원 박사과정. 관심분야는 동적 시스템 모델링 및 제어, Field Robot, 강인 제어.



양 순 용

1955년 2월 17일생, 1979년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동 대학원 석사(1981), 일본 동경대학교 정밀기계 석사(1987), 일본 동경대학교 박사(1997). 1982년~1985년 한국동력자원연구소 연구원, 1992년~1998년 삼성중공업 수석연구원, 1998년~현재 울산대학교 기계자동차공학부 부교수. 관심분야는 Field Robot(건설기계의 자동화), Silver Robot 개념설계 및 제어, Soft Finger의 파지제어, 유압제어, 차량 메카트로닉스.



이 병 통

1960년 6월 21일생, 1983년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동 대학원 기계공학과 석사(1988), 미국 North Carolina State Univ. 기계공학과 박사(1994). 1987년~1990년 산업과학기술연구소 주임연구원. 1994년~1995년 한국 기계연구원 위촉연구원. 1995년~현재 울산대학교 기계자동차공학부 부교수. 관심분야는 fuzzy 및 neural network를 이용한 지능제어, computer vision을 이용한 장애물회피, 압전 구동기의 초정밀제어.



안 경 관

1966년 12월 16일생, 1990년 서울대학교 기계공학과 졸업. 한국과학기술원 기계공학과 석사(1992), 일본 동경공업대학 정밀기계시스템 박사(1999). 1992년~1995년 삼성중공업 연구원, 1999년~2000년 2월 동경공업대학 정밀공학연구소 객원연구원, 1999년~현재 울산대학교 기계자동차공학부 조교수. 관심분야는 유압 시스템의 해석 및 제어, 필드로봇, 자율로봇 등.