

# 유연한 XY 위치결정 시스템을 위한 강인 동작 제어기 설계

## Robust Motion Controller Design for Flexible XY Positioning Systems

김 봉 근, 박 상 덕, 정 완 균, 염 영 일

(Bong Keun Kim, Sang Deok Park, Wan Kyun Chung and Young Il Youm)

**Abstract** : A robust motion control method is proposed for the point-to-point position control of a XY positioning system which consists of a base cart, elastic beam, and moving mass. The horizontal motion controller consists of the feedforward controller to suppress the single mode vibration of the elastic beam and the feedback controller to get the high-accuracy positioning performance of the base cart. Input preshaping vibration suppression method based on system modeling with analytic frequency equation is proposed and integrated into the robust internal-loop compensator(RIC) to increase the robustness of the whole closed-loop system. The vertical motion controller is proposed based on the dual RIC structure. Through experiments, it is shown that the proposed method can stabilize the system and suppress the vibration in the presence of uncertainties and disturbances.

**Keywords** : robust internal-loop compensator, input preshaping, flexible XY positioning system, residual vibration suppression

### I. 서론

산업현장에서 흔히 볼 수 있는 중량물 취급용 로봇, 스택커 크레인(stacker crane), 고가사다리차, 천장 크레인(overhead crane) 등과 같은 각종 기계 시스템들에서 찾을 수 있는 공통점은 대차, 탄성보, 이동부하로 구성되는 구조적 유연성을 가진 XY 위치결정 시스템으로 취급될 수 있다는 것이다. 따라서 이러한 시스템을 제어하는 데 있어서의 문제점은 유연보의 진동이 대차를 지속적으로 간섭하고 있음에서 생겨난다. 또한 이동부하가 높은 길이의 유연보를 따라 움직이므로써 시스템의 주파수 식이 바뀌게 되고, 이로 인하여 구조적 유연성을 가진 XY 위치결정 시스템의 제어는 더욱 어려워지게 된다[1][2]. 그러므로 본 논문은 대차, 탄성보, 이동부하로 구성되는 유연한 XY 위치결정 시스템을 위한 정밀 동작 제어방법에 대하여 논의한다.

최근에 정밀도를 요구하는 위치 결정 시스템을 위하여 외란관측기(disturbance observer)[3][4], 적응 강인 제어(adaptive robust control)[5], 강화된 내부 모델 제어(enhanced internal model control)[6], 모델에 기초한 외란 억제(model based disturbance attenuation)[7] 등과 같은 많은 강인 동작 제어방법들이 제안되었다. 또한 이들의 구조적 등가성을 보이기 위해 일반화된 외란 보상 구조가 제안되어[8]-[10] 통합된 분석이 이루어졌다[11].

이러한 알고리즘들은 기본적으로 불확실한 외란이 제어 입력과 함께 플랜트에 인가된다는 가정을 하고 있다[12][13]. 그러나 탄성보의 기계적 진동 같은 구조적 유연성으로 인한 외란이 있는 경우, 이러한 방법들은 시스템의 안정성과 성능조건을 만족시킬 수 없게 된다. 따라서 구조적 진동으로

인한 이러한 문제를 해결하기 위해서는 진동억제 알고리즘 같은 제어방법이 강인 동작 제어기와 함께 사용되어야 한다. 그러므로 본 논문의 목적은 시스템이 주어진 궤적을 따라 움직이는 동안, 시스템의 위치결정 성능을 확보하고 동시에 유연보의 진동을 억제하는 것이라 할 수 있다. 이것은 2-루프 제어 구조의 설계를 요구한다. 첫 번째는 대차에 고정된 유연보의 진동억제를 위한 앞먹임 제어기를 설계하는 것이고, 두 번째는 외란을 보상하기 위한 강인 되먹임 제어기를 설계하는 것이다. 본 논문에서는 구동기의 명령형태를 바꾸어 줌으로써 잔여진동을 제거하는 입력성형 방법을 앞먹임 제어기로 사용한다. 그리고 강인 내부루프 보상기(robust internal-loop compensator, RIC)라는 외란 보상 구조를 제안하여 되먹임 제어기를 설계한다. 다음으로 입력성형 제어기와 되먹임 제어기를 결합시킴으로써, 시스템은 안정되고 유연보의 진동 또한 억제될 수 있게 된다.

### II. 시스템의 모델링과 동작 제어기 설계

#### 1. 시스템의 모델링

그림1은 움직이는 대차에 고정된 이동부하를 가진 Bernoulli-Euler 보를 보여주고 있다. 이러한 시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다[2].

$$M\ddot{x} + \int_0^l \{[\rho_0 + m\delta(y-h)](\ddot{x} + \ddot{w}) + m\delta(y-h)[h\dot{w}' + 2h\ddot{w}' + h^2\dot{w}''']\} dy = f_x \quad (1)$$

$$EIw'''' + [\rho_0 + m\delta(y-h)](\ddot{x} + \ddot{w}) + m\delta(y-h)[h\dot{w}' + 2h\ddot{w}' + h^2\dot{w}'''] = 0 \quad (2)$$

$$m\{h + (\ddot{x} + \ddot{w}_h + h^2\dot{w}_h'' + 2h\ddot{w}_h')\}w_h' + g = f_y \quad (3)$$

그리고 경계조건은 다음과 같다.

$$w(0, t) = w'(0, t) = 0 \\ EIw''(l, t) = EIw'''(l, t) = 0. \quad (4)$$

논문접수 : 2001. 12. 03., 채택확정 : 2002. 3. 20.

김봉근 : University of California at Berkeley, 기계공학파 (kfk@me.berkeley.edu)

박상덕 : (재)포항산업과학연구원 기전연구팀(sdpark@rist.re.kr)

정완균 : 포항공과대학교 기계공학과(wkchung@postech.ac.kr)

염영일 : 포항공과대학교 기계공학과(youm@postech.ac.kr)

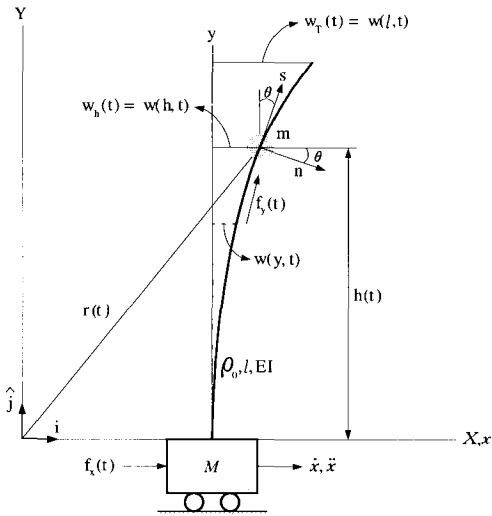


그림 1. 유연한 XY 위치결정 시스템.  
Fig. 1. Flexible XY positioning system.

여기서  $M$ 은 대차의 질량이고  $\rho_0$ 는 하중이 가해지지 않은 보의 단위길이에 대한 질량,  $m$ 은 이동부하의 질량,  $\delta(y-h)$ 는 Dirac delta 함수,  $EI$ 는 보의 굽힘강성,  $l$ 은 보의 길이,  $x$ 는 대차의 위치,  $w(y,t)$ 는 이동부하의 높이  $y$ 에서의 유연보의 휨을 각각 나타낸다.

2. 수평동작 제어

2.1. 앞먹임 제어

입력성형은 구동기의 명령형태를 바꿔줌으로써 잔류진동을 줄일 수 있다. 이를 이용한 앞먹임 제어방법은 되먹임 제어에 비해 부가적인 측정장치를 필요로 하지 않으므로 상대적으로 구현하기 용이한 것이 장점이다[14]. 그러나 이 방법도 정확한 수학적 모델링이 필요하므로써 시스템에 비선형 마찰력이나 모델링 불확실성, 외란 등이 존재하고 있으면 만족할 만한 결과를 얻기는 힘들다.

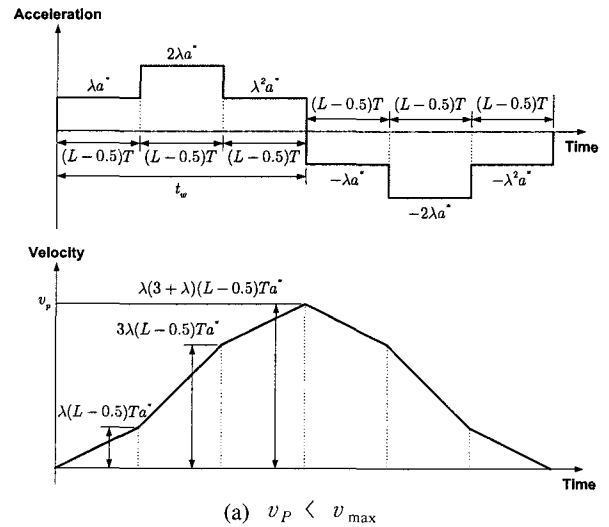
본 논문에서 소개하는 방법은 그림 2에 보여지는 것처럼 최대속도와 목표위치에 대하여 가속도의 크기를 결정한다. 그림 2(a)에서 목표위치  $x_f$ 에 도달하기 위하여 가해지는 가속도의 크기는

$$a^* = \frac{x_f}{12\lambda[(L-0.5)T]^2} \quad (5)$$

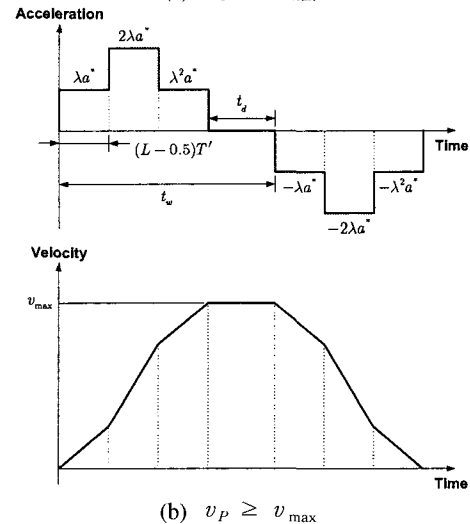
이고, 여기서  $\lambda = e^{-\zeta\omega_1(L-0.5)T}$ ,  $\zeta$ 는 유연보의 감쇠계수,  $\omega_1$ 은 기본진동수,  $T=2\pi/\omega_d$ ,  $\omega_d = \omega_1\sqrt{1-\zeta^2}$ , 그리고 각 펄스의 주기를 결정하기 위한 정수  $L$ 은

$$L = \begin{cases} \text{int}\left(\frac{v_{\max}}{Ta_{\max}} + 1.5\right) & \text{if } \zeta \neq 0 \\ \text{int}\left(\frac{v_{\max}}{2Ta_{\max}}\right) & \text{if } \zeta = 0 \end{cases} \quad (6)$$

로 주어진다[15]. 여기서  $a_{\max}$ 와  $v_{\max}$ 는 대차의 최대 가속도, 속도를 각각 나타낸다. 이러한 경우,  $t_w$ 는



(a)  $v_p < v_{\max}$



(b)  $v_p \geq v_{\max}$

그림 2. 제안된 방법의 가속도, 속도 모양.

Fig. 2. Acceleration and velocity profile of the proposed method.

$$t_w = 3(L-0.5)T \quad (7)$$

로 주어지고 대차의 최대 속도는 다음과 같이 표현된다.

$$v_p = \frac{(3+\lambda)x_f}{12(L-0.5)T} \quad (8)$$

만약 시스템의 고유진동수가 변화하고 1차 모드 진동의 주기가  $T'$ 로 바뀌고, 그 결과로써  $v_p \geq v_{\max}$ 가 되면, 목표 위치에 도달하기 위한 최대 속도의 지속시간은 그림 2(b)에서 보인 것처럼 결정되어야 한다. 이러한 경우 목표위치  $x_f$ 에 도달하기 위하여 적용되는 가속도의 크기는 다음과 같이 주어진다.

$$a^* = \frac{v_{\max}}{\lambda(3+\lambda)(L-0.5)T'} \quad (9)$$

그리고 지속시간  $t_d$ 는 다음과 같이 주어지므로

$$t_d = \frac{t_f}{v_{\max}} - \frac{12(L-0.5)T'}{(3+\lambda)}, \quad (10)$$

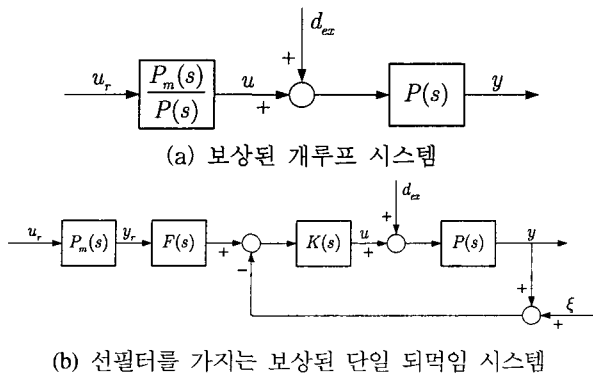


그림 3. 앞먹임 제어입력을 가지는 보상된 시스템.  
Fig. 3. Compensated system with FF control input.

그림 2(b)의  $t_w$ 는 다음과 같이 결정된다.

$$t_w = \frac{x_f}{v_{max}} - \frac{3(1-\lambda)(L-0.5)T}{4(3+\lambda)} \quad (11)$$

2.2. 되먹임 제어

제안된 입력성형을 이용한 앞먹임 제어방법은 유연한 시스템의 정확한 모델링에 기초하여 설계된다. 따라서 비선형 마찰과 같은 불확실성이나 외란이 존재하는 경우, 원하는 목표위치와 가속도가 얻어질 수 없고 유연보의 진동도 억제될 수 없다. 그러므로 시스템이 불확실성에 대하여 강인하게 거동하도록 도와주는 제어입력의 설계가 요구된다.

본 논문에서는 제안된 앞먹임 제어기의 원하는 성능과 강인성을 만족시키기 위하여 강인 내부루프 보상기(robust internal-loop compensator, RIC)라는 일반화된 외란 억제 구조를 소개한다. 우선 유연보를 가진 XY 위치결정 시스템을 표현하는 외란을 포함하고 있는 그림 3(a)와 같은 개루프 시스템을 생각해 보자. 플랜트는 전달함수  $P(s)$ 로 표현하고 출력신호는  $y$ 로 표현한다.  $u$ 는 제어입력 신호,  $d_{ex}$ 는 외란 신호를 나타낸다.  $u_r$ 는 기준 제어입력 신호를 나타내고, 이것은 또한 앞먹임 제어기의 제어입력 신호를 나타낸다. 제안된 입력성형 제어기를 유연한 위치결정 시스템에 적용하기 위해서는 지정된 기준모델  $P_m(s)$ 의 전달함수가 확보되어야 한다. 따라서 이 그림에 보여지는 것과 같이  $P_m(s)$ 에 전달함수  $1/P(s)$ 를 가진 선필터(prefilter)를 삽입할 필요가 있다. 그러나 이렇게 보상된 시스템은 매개변수의 불확실성에 민감하고  $d_{ex}$ 의 영향이 출력에 직접적으로 반영되는 문제점이 있다. 그러므로 이를 해결하기 위해서는 그림 3(b)에 보여지는 것처럼 되먹임 제어를 이용해야 한다. 여기서  $F(s)$ 는 선필터,  $K(s)$ 는 보상기를 나타내고, 측정잡음  $\xi$ 가  $y$ 에 더해진다.

그림 3(b)로부터 감도(sensitivity), 보감도(complementary sensitivity) 함수는 다음과 같이 얻어진다.

$$S(s) = \frac{1}{1+L(s)}, \quad T(s) = \frac{L(s)}{1+L(s)} \quad (12)$$

여기서  $L(s) = P(s)K(s)$ 이다. 따라서 플랜트 출력에 대한

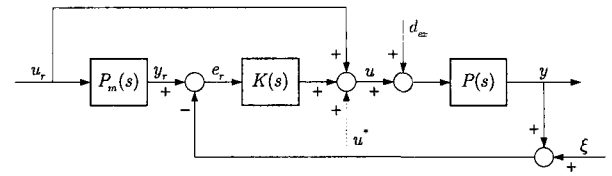


그림 4. 강인 내부루프 보상기.  
Fig. 4. Robust internal-loop compensator.

$d_{ex}$ 와  $\xi$ 의 영향이 단지  $P(s)$ 와  $K(s)$ 에 의해서만 결정된다는 것을 쉽게 알 수 있다. 또한  $y_r$ 로부터  $y$ 까지의 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{y,y_r}(s) = \frac{y}{y_r} = F(s) \left[ \frac{L(s)}{1+L(s)} \right] \quad (13)$$

이는  $F(s)$ 가 단지  $T_{y,y_r}(s)$ 를 1로 만들기 위하여 사용되어짐을 나타내고 있다. 그러므로 매개변수의 불확실성과 외란 조건 하에서 지정된 강인성과 성능이 얻어질 수 있도록  $K(s)$ 와  $F(s)$ 를 설계하는 것이 본 논문의 설계목표이다.

그림 3과 (13)에 기초하여,  $F(s)$ 에 대한 가장 좋은 선택 방법 중의 하나는 다음과 같이 설계하는 것이다.

$$F(s) = \left[ \frac{L_m(s)}{1+L_m(s)} \right]^{-1} = \frac{1}{G_{L_m}(s)} \quad (14)$$

여기서  $L_m(s) = P_m(s)K(s)$ 이고  $G_{L_m}(s)$ 은  $P_m(s)$ 과  $K(s)$ 를 가지는 기준 페루프 시스템의 전달함수이다. 따라서  $|T_{y,y_r}(j\omega)| \approx 1$ 이 만족된다. 선필터  $F(s)$ 는 사실상 PD 형태의 제어기에 가깝다. 이것은 그림 3(b)에 있는 단일 되먹임 시스템의 과도성능을 향상시키고 위상을 끌어당기는 역할을 한다.

선택적으로 (14)를 가지는 그림 3(b)는 그림 4로 등가 변환될 수 있다[9]. 이 그림에서 기준모델의 출력과 측정된 출력 차이는 모델 추종 오차  $e_r = y_r - (y + \xi)$ 로 정의되고, 따라서 제어입력은 다음과 같이 표현된다.

$$u = u_r + K(s)e_r + u^* \quad (15)$$

여기서 두 번째 항은 Lyapunov 재설계에 기초한 제어입력으로 해석될 수 있고[13][17],  $u^*$ 는 비선형 외란을 보상하기 위한 제어입력의 역할을 한다[18].

그림 4로부터  $y$ 는 각각의 입력에 대하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$y = \left[ \{1 + L_m(s)\}u_r + d_{ex} - K(s)\xi \right] \frac{P(s)}{1+L(s)} \quad (16)$$

결과적으로 (12)와 같은 감도, 보감도 함수를 얻을 수 있다. 이는  $K(s)$ 가 최적으로 설계되면 불확실성과 외란이 존재하는 시스템에 대하여 주어진 강인성과 성능이 얻어질 수 있음을 의미한다.

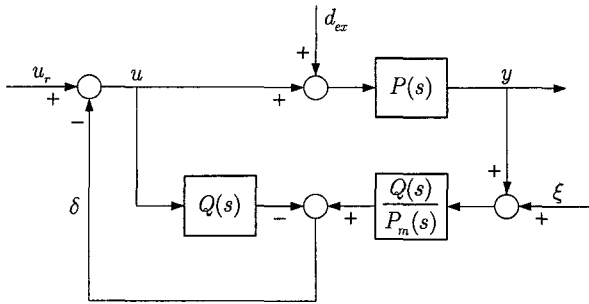


그림 5. Q를 이용한 RIC의 등가구조.  
Fig. 5. Equivalent structure of RIC using Q.

외란 억제 특성을 분석하기 위하여  $F(s)$ 를

$$F(s) = \frac{1}{Q(s)} = \left[ \frac{L_m(s)}{1 + L_m(s)} \right]^{-1} \quad (17)$$

로 선택하고 이 식을  $K(s)$ 에 대하여 재계산한 후, 그림 4에 대입하면 그림 5의 외란관측기 구조를 얻을 수 있다. 이것은  $P_m(s)$ 과  $K(s)$ 를 가지는 되먹임 시스템의 전달함수가  $Q(s)$ 이기 때문에,  $K(s)$ 가  $P_m(s)$ 에 대하여 주어진 조건을 만족시키도록 설계되면 최적의  $Q(s)$ 가 설계되어짐을 나타낸다[18]. 또한 설계된 시스템의 외란억제 특성은  $Q(s)$ 에 기초하여 쉽게 분석될 수 있다.

2.3. RIC에 기초한 앞먹임 제어

(1)에 있는 유연한 XY 시스템의 수평동작에 대한 동작 방정식은 다음과 같이 다시 쓰여질 수 있다.

$$m_x \ddot{x} + b_x \dot{x} - d_x = f_x \quad (18)$$

여기서  $m_x (= M + \rho l + m)$ 는 수평동작에 대한 등가질량이고,  $b_x$ 는 감쇠계수,  $d_x$ 는 비선형 마찰력 및 외란, 유연보의 진동에 의한 힘 등의 합으로 정의되는 제한된 크기의 외란을 나타낸다. 따라서 (15)로 표현되는 되먹임 제어방법이 (18)의 시스템에 적용되면 제안된 RIC에 기초한 제어입력은 다음과 같이 수식화된다.

$$f_x = f_{xr} + K_x(s)(x_r - x) \quad (19)$$

여기서  $f_{xr}(= f_s)$ 는 성형된 명령,  $x_r$ 은  $P_{xm}(s)$ 의 출력,  $K_x(s)$ 는 RIC의 보상기를 각각 나타낸다. 그러므로 (19)는 실제 플랜트가 기준모델의 궤적을 추종하도록 함으로써, 불확실성과 외란에 대한 고려 없이 기준모델에 기초한 제안된 입력성형의 설계를 가능하게 한다.

그림 6은 제안된 앞먹임 제어기와 RIC로 구성된 전체 제어 구조를 보여주고 있다. 이 그림에서 RIC를 가지는 실제 플랜트  $P_x(s)$ 는 등가외란이 제거되므로  $Q_x(s)$ 의 절점주파수 이하에서 기준모델  $P_{xm}(s)$ 으로 여겨질 수 있다. 여기서  $Q_x(s)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$Q_x(s) = \frac{P_{xm}(s)K_x(s)}{1 + P_{xm}(s)K_x(s)} \quad (20)$$

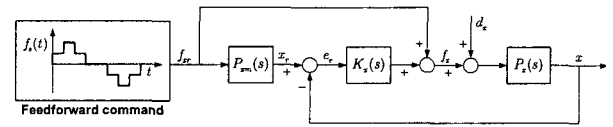


그림 6. 제안된 제어 구조.  
Fig. 6. Proposed control structure.

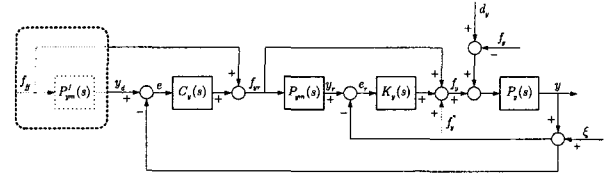


그림 7. 이중 RIC 루프를 가지는 강인 제어 시스템.  
Fig. 7. Robust control system with dual RIC loop.

따라서 제안된 펄스 시퀀스(pulse sequence)는  $P_{xm}(s)$ 에 기초하여 설계될 수 있다.

3. 수직동작 제어

탄성보의 진동이 제안된 수평동작 제어기에 의해 억제되면 수평동작이 가속 구간에서 행해지지 않는 동안, 보의 휨은 무시될 수 있다 ( $w(y, t) = 0, h(t) = y(t)$ ). 그러므로 수직동작은 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$m_y \ddot{y} + b_y \dot{y} + f_g - d_y = f_y \quad (21)$$

여기서  $m_y (= m)$ 는 이동부하의 질량이고,  $b_y$ 는 감쇠계수,  $f_g (= m_y g)$ 는 중력,  $d_y$ 는 알려지지 않은 외란을 각각 나타낸다. 주파수 영역에서 이 식은

$$y = P_y(s)(f_y + d_y - f_g) \quad (22)$$

로 다시 쓰여질 수 있고, 여기서  $P_y(s)$ 는 수직 움직임에 대한 실제 플랜트를 나타낸다.

강인 동작 제어기를 설계하기 위하여 그림 7에 보여지는 것과 같은 이중 RIC 루프를 가지는 구조를 생각하여보자. 이 그림에서  $P'_{ym}(s) [= P_{ym}(s)]$ 는 입력  $f_{ff}$ 와 출력  $y_d$ 를 가진 가상의 기준모델이다. 그러므로  $f_{ff}$ 는

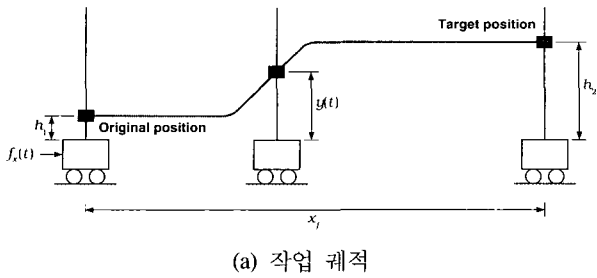
$$f_{ff} = \left[ \frac{1}{P'_{ym}(s)} \right] y_d \quad (23)$$

로 표현될 수 있고, 추종오차는  $e = y_d - (y + \xi)$ 로 정의된다. 만약  $P_{ym}(s)$ 과  $C_y(s)$ 가 다음과 같이 선택되면

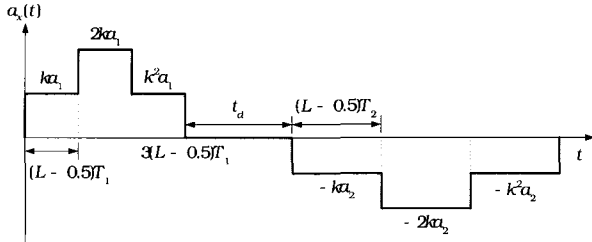
$$P_{ym}(s) = \frac{1}{m_{ym}s^2 + b_{ym}s}, \quad C_y(s) = \left[ \frac{1}{P_{ym}(s)} \right] \frac{\Lambda(s)}{s} \quad (24)$$

(15)와 그림 7로부터 기준 제어입력은

$$f_{yr} = m_{ym}[\ddot{y}_d + \Lambda(s)\dot{e}_y] + b_{ym}[\dot{y}_d + \Lambda(s)e_y] \quad (25)$$



(a) 작업 궤적



(b) 수평동작을 위한 가속도 모양

그림 8. XY 평면에서의 PTP 위치결정.

Fig. 8. PTP positioning in XY plane.

로 표현되고,  $y_r$ 과  $e_r$ 은 다음과 같이 얻어진다

$$y_r = y_d + \Lambda(s) \frac{e_y}{s}, \quad e_r = \left[ 1 + \frac{\Lambda(s)}{s} \right] e_y \quad (26)$$

그러므로 이중 RIC 루프에 기초한 강인 동작 제어입력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f_y = m_{ym} [\ddot{y}_d + \Lambda(s) \dot{e}_y] + b_{ym} [\dot{y}_d + \Lambda(s) e_y] + K_y(s) \left( e_y + \Lambda(s) \int_0^t e_y d\tau \right) + f_y^* \quad (27)$$

여기서  $f_y^* (= m_{ym}g)$ 는 중력을 보상하기 위한 입력을 나타낸다.

### III. XY 평면에서의 PTP 동작 제어

유연한 XY 시스템이 그림 1의 XY 평면에서 부하를 이동시킬 때, 시스템의 진동특성은 이동부하의 위치에 따라 변화하게 된다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 이동부하의 PTP 움직임에 대한 시스템의 수평과 수직동작은 그림 8에 보여지는 것과 같이 입력성형 방법을 고려하여 분리된다. 이동부하를 XY 평면에서  $(0, h_1)$ 로부터  $(x_f, h_2)$ 까지 위치시키는 것이 목표라면, 먼저, 이동부하의 초기 위치  $h_1$ 에 대한 주기  $T_1$ 을 가지는 제안된 입력성형을 이용하여 대차를 가속시키고,  $t = 3(L - 0.5)T_1$  후에 잔류진동을 없앤다. 다음으로, 대차가 일정속도로 움직이는 동안 이동부하를  $h_1$ 으로부터  $h_2$ 까지 이동시킨다. 그리고 이동부하의 마지막 위치  $h_2$ 에 대한 주기  $T_2$ 를 가지는 제안된 입력성형을 이용하여 대차를 감속시키고,  $t = 3(L - 0.5)(T_1 + T_2) + t_d$  후에 잔류진동을 없애고 목표점에 위치시킬 수 있다. 여기서  $t_d$ 는 이동부하를  $h_1$ 으로부터  $h_2$ 까지

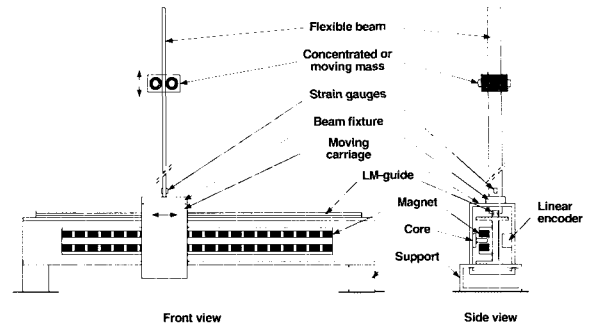


그림 9. 실험장치의 구성도.

Fig. 9. Schematics of the experimental setup.

움직이는데 필요한 시간이다. 이동부하의  $(0, h_1)$ 로부터  $(x_f, h_2)$ 까지 PTP 움직임을 위한 힘 모양의 설계는 간단하다. 그림 10(b)는 제안된 방법을 변형함으로써 얻어진 가속도 모양을 보여주고 있다. 여기서 보여지는 입력성형 방법에 따라 만약 목표위치가  $x_f$ 로 주어지면, 목표위치에 도달하기 위하여 대차에 가해지는 가속도는 다음과 같이 주어진다.

$$a_1 = \frac{8x_f}{kT_1} \left[ (11+k)(T_1+T_2) + \frac{2(3+k)t_d}{(L-0.5)} \right]^{-1} \quad (28)$$

여기서  $k$ 는 (8)의  $\lambda$ 이다. 또한 시스템의 가속 에너지는 감속 에너지와 같아야 하므로, 즉,  $T_1 a_1 = T_2 a_2$ 이 성립해야 하므로  $a_2 = (T_1/T_2)a_1$ 로 구해진다.

### IV. 실험

본 논문의 실험에 이용된 실험장치가 그림 9에 보여지고 있다. 이 그림에 보이는 것처럼 이동부하를 가진 얇은 유연보가 선형모터의 대차부분에 고정되어 있다. 이동부하는 AC 서보 모터와 감쇠기어로 구동되는 두 개의 고무가 코팅된 바퀴에 의해 유연보를 따라 움직인다. 유연보의 끝 부분, 바닥 근처에 붙여진 스트레인 게이지가 보의 휨을 측정하기 위하여 사용되지만 되먹임 센서로 사용되지는 않는다. 제어 주기는 1kHz이고 수평 위치는 2 $\mu$ m의 분해능을 가지는 선형 엔코더(encoder)에 의해 측정된다.

#### 1. 수평동작 제어

먼저, 고정된 부하를 가진 시스템의 수평동작에 대한 제안된 제어방법의 성능을 실험적으로 검증하였다. 이러한 목적을 위하여 대차는 (19)에서 제안된 제어방법에 의해 구동되고 이송부의 위치와 유연보 끝단에서의 스트레인 신호가 측정되었다. 수평동작을 위한 기준모델은 불확실성을 최대한 줄이기 위하여 이중 적분기로 선택되었고, RIC의 제어기  $K_x(s)$ 는 보의 1차, 2차 모드 고유 진동에 의해 발생하는 섭동을 억제하기 위한 충분한 대역폭을 줄 수 있는 비례·적분·미분(PID) 제어기로 선택되었다.

$$P_{xm}(s) = \frac{1}{m_{xm}s^2}, \quad K_x(s) = K_x^p + \frac{K_x^i}{s} + K_x^d s \quad (29)$$

그러므로 수평동작에 대한 제안된 제어기는

$$f_x = m_{xm}\ddot{x}_r + K_x^D(\dot{x}_r - \dot{x}) + K_x^P(x_r - x) + K_x^I \int_0^t (x_r - x) dt \quad (30)$$

로 주어지고,  $m_{xm}$ 은 1.0이고  $(K_x^P, K_x^I, K_x^D)$ 는 (5000, 5000, 50)으로 선택되었다. 여기서  $x_r$ 은 성형된 명령  $f_s$ 를 가지는 기준모델  $P_{xm}(s)$ 의 출력이다. 따라서 설계된 폐루프 시스템의 외란 억제 특성을 보여주는  $Q_x(s)$ 는 (20)으로부터 다음 식과 같이 얻어질 수 있다.

$$Q_x(s) = \frac{50s^2 + 5000s + 5000}{s^3 + 50s^2 + 5000s + 5000} \quad (31)$$

$m$ 이 5.04kg,  $h$ 가 0.5m,  $v_{max}$ 가 2.5m/s,  $x_f$ 가 0.4m인 경우의 실험 결과가 그림 10에 보여지고 있다. 그림 10(a)는 제안된 앞먹임 제어기에 의한 성형된 명령과 되먹임 제어 입력을 가지는 실제 명령을 보여준다. 이 그림으로부터 성형된 명령과 실제 명령 사이의 차이가 매개변수의 불확실성, 비선형 마찰력, 보의 진동으로 인한 외란 등을 포함하는 등가외란으로 해석될 수 있음을 알 수 있다. 그림 10(b)는 위치 응답과 목표 위치를 보여주고 있다. 그림 10(c)는 오차 ( $e_x = x_f - x$ )와 모델 추종 오차 ( $e_r = x_r - x$ )를 보여주고 있다. 대차의 오차는 목표 위치에 도달한 후 20 $\mu$ m를 초과하지 않고 모델 추종 오차는 140 $\mu$ m 이하로 제한되고 있음을 볼 수 있다. 그리고 그림 10(d)로부터, 1차 모드 공진이 대차가 목표 위치에 도달한 후 잘 억제되었음을 확인할 수 있다.

2. XY 평면에서의 PTP 동작 제어

다음으로 XY 평면에서의 PTP 위치결정 실험이 행해졌다. 주어진 작업은 XY 평면에서 이동부하를 한 지점에서 다른 지점으로 이동하는 것이다. 앞먹임 제어기는 그림 8에서와 같이 설계되었고, (30)에 있는 수평동작 제어기가 전체 시스템을 안정화시키고 보의 잔류 진동을 제거하기 위하여 사용되었다. 그리고 (27)에 있는 궤적추종 제어기가 이동부하의 수직동작을 제어하는데 이용되었다. 기준모델은 이중 적분기 시스템으로 선택되었고, RIC의 보상기  $K_y(s)$ 는 PD 제어기로 선택되었다.

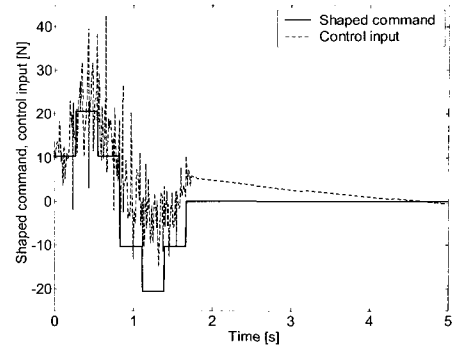
$$P_{ym}(s) = \frac{1}{m_{ym}s^2}, \quad K_y(s) = K_y^P + K_y^D s \quad (32)$$

그러므로 수직동작을 위한 제안된 제어기는

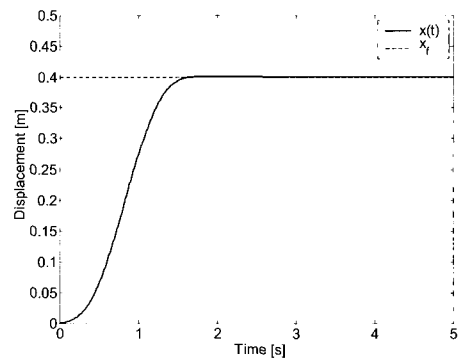
$$f_y = m_{ym}(\ddot{y}_d + \Lambda \dot{e}_y) + K_y^D(\dot{e}_y + \Lambda e_y) + K_y^P(e_y + \Lambda \int_0^t e_y dt) + m_{ym}g \quad (33)$$

로 표현되고, 여기서  $m_{ym}$ 은 0.8이고  $(K_y^P, K_y^D, \Lambda)$ 는 (100, 30, 100)으로 선택되었다.

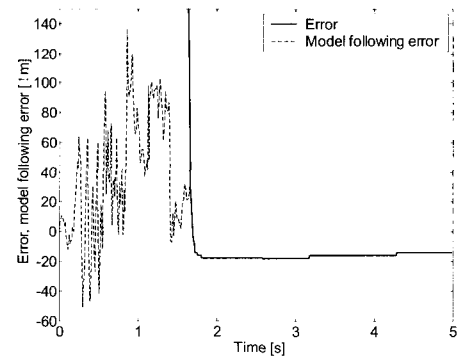
그림 11은 이동부하가  $(X, Y) = (0, 0.6)$ m에서  $(0.4, 0.4)$  m로 움직일 때의 결과를 보여주고 있다. 이 그림에서 알 수



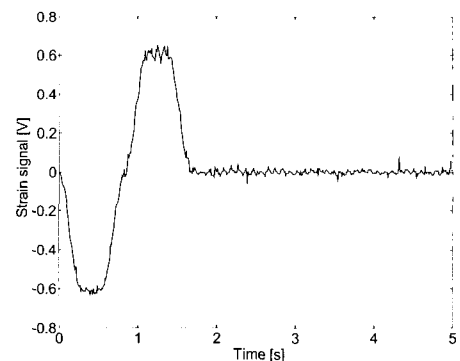
(a) 성형된 제어입력과 실제 제어입력



(b) 위치 응답

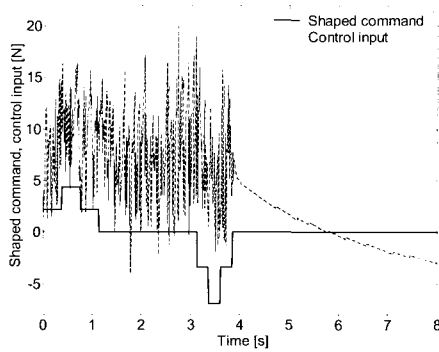


(c) 오차와 모델 추종 오차

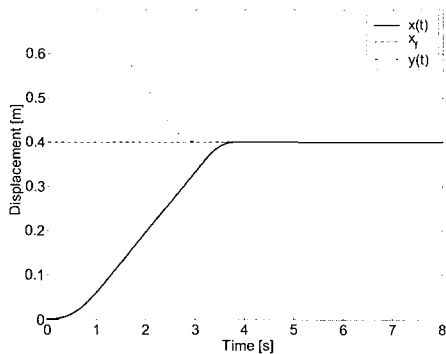


(d) 유연보로부터의 스트레인 신호

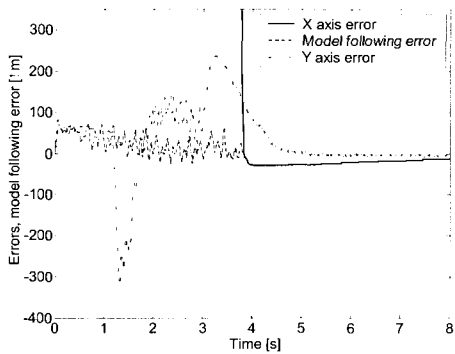
그림 10. 수평동작 제어의 실험결과  
Fig. 10. Experimental results of horizontal motion control.



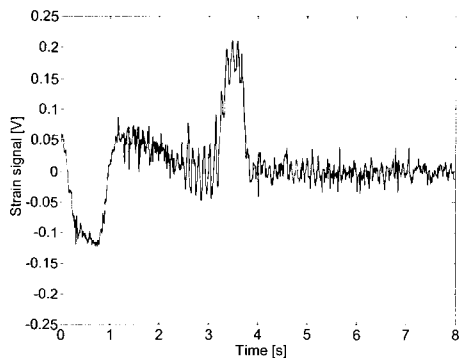
(a) 성형된 제어입력과 실제 제어입력



(b) 대차와 이동부하의 위치



(c) 대차의 오차와 모델 추종 오차, 이동부하의 오차



(d) 스트레인 신호

그림 11. XY 평면에서의 PTP 제어 실험 결과  
Fig. 11. Experimental results of PTP control in XY plan

있듯이, 대차는  $3T_1/2$  동안 첫 펄스 시퀀스에 의해 가속되고  $t_d$  동안 고정속도로 움직인다. 이동부하는  $3T_1/2$  후에 출발하고  $t_d$  동안 목표위치로 움직인다.  $3T_1/2 + t_d$  후에 대차는 두 번째 펄스에 의해  $3T_2/2$  동안 감속되고 목표위치에 멈춘다. 이 실험에서  $h_1$ 에 대한  $T_1$ 은 0.474s이고  $h_2$ 에 대한  $T_2$ 는 0.753s,  $t_d$ 는 2s,  $k=1$ ,  $L=1$ 이다. 그림 11(a)는 수평동작에 대한 성형된 제어입력과 실제 제어입력을 보여주고 있다. 그림 11(b)는 수평동작에 대한 위치 응답, 목표 위치와 수직동작에 대한 궤적을 보여주고 있다. 대차의 오차와 모델 추종 오차, 이동부하의 오차는 그림 11(c)에 보여지고 있다. 이 그림으로부터 수평 오차는 목표 위치에 도달 후  $30\mu\text{m}$ 을 넘지 않고 모델 추종 오차는  $100\mu\text{m}$  이하로 제한되고 있음을 알 수 있다. 스트레인 신호는 그림 11(d)에 보여지고 있고 대차가 목표 위치에 정지한 후 1차 모드 잔류진동이 사라졌음을 확인 할 수 있다.

V. 결론

유연보를 가진 XY 시스템의 PTP 위치제어를 위한 강인 동작 제어방법이 제안되었다. 수평동작 제어기는 유연보의 1차 모드 진동을 억제하기 위한 앞먹임 제어기와 대차의 고정밀 위치결정 성능을 얻기 위한 뒤먹임 제어기로 구성된다. 해석적 주파수 식을 가지는 시스템의 모델링에 기초한 입력성형 진동억제 방법이 제안되어 전체 페루프 시스템의 강인성을 증가시키기 위한 강인 내부루프 보상에 합쳐졌다. 그리고 수직동작 제어기는 이중 RIC 루프에 기초하여 제안되었다. 제안된 방법이 불확실성과 외란이 존재하는 시스템을 안정화시키고 진동을 억제할 수 있음을 보이기 위하여 실험을 하였고, 실험결과는 이동부하를 가진 유연한 XY 위치결정 시스템의 잔류진동 없는 정확한 PTP 위치결정 성능을 보여주었다.

참고문헌

[1] S. Park, W. K. Chung, Y. Youm, and J. W. Lee, "Natural frequencies and open-loop responses of an elastic beam fixed on a moving cart and carrying an intermediate lumped mass," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 230, No. 3, pp. 591-615, 2000.  
 [2] S. Park and Y. Youm, "Motion of a moving elastic beam carrying a moving mass-analysis and experimental verification," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 240, No. 1, pp. 131-157, 2001.  
 [3] M. Nakao, K. Ohnishi, and K. Miyachi, "A robust decentralized joint control based on interference estimation," *Proc. 1987 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, pp. 326-331, 1987.  
 [4] W.-H. Chen, D. J. Ballance, P. J. Gawthrop, and J. O'Reily, "A nonlinear disturbance observer for robotic manipulators," *IEEE Trans. Industrial Electronics*, Vol. 47, No. 4, pp. 932-938, 2000.

[5] B. Yao, M. Al-Majed, and M. Tomizuka, "High performance robust motion control of machine tools: An adaptive robust control approach and comparative experiments," *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, Vol. 2, No. 2, pp. 63-76, 1997.

[6] H. A. Zhu, G. S. Hong, C. L. Teo, and A. N. Poo, "Internal model control with enhanced robustness," *Int. J. Systems Sci.*, Vol. 26, No. 2, pp. 277-293, 1995.

[7] B.-K. Choi, C.-H. Choi, and H. Im, "Model-based disturbance attenuation for CNC machining centers in cutting process," *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, Vol. 4, No. 2, pp. 157-168, 1999.

[8] B. K. Kim, W. K. Chung, H. T. Choi, I. H. Suh, and Y. H. Chang, "Robust optimal internal loop compensator design for motion control of precision linear motor," *Proc. 1999 IEEE Int. Symposium on Industrial Electronics*, pp. 1045-1050, 1999.

[9] B. K. Kim, H. T. Choi, W. K. Chung, I. H. Suh, H. S. Lee, and Y. H. Chang, "Robust time optimal controller design for HDD," *IEEE Trans. Magnetics*, Vol. 35, No. 5, pp. 3598-3600, 1999.

[10] B. K. Kim, W. K. Chung, and I. H. Suh, "Robust synchronizing motion control of twin-servo systems based on network modeling," *Proc. 2000 IEEE Int. Conf. on Decision and Control*, pp. 1019-1024, 2000.

[11] B. K. Kim and W. K. Chung, "Unified analysis and design of robust disturbance attenuation algorithms using inherent structural equivalence," *Proc. 2001 American Control Conf.*, pp. 4046-4051, 2001.

[12] M. J. Corless and G. Leitmann, "Continuous state feedback guaranteeing uniform boundedness for uncertain dynamic systems," *IEEE Trans. Automatic Control*, Vol. 26, No. 5, pp. 1139-1144, 1981.

[13] B. K. Kim and W. K. Chung, "Performance predictable design of robust motion controllers for high-precision servo systems," *Proc. 2001 American Control Conf.*, pp. 2249-2254, 2001.

[14] N. C. Singer and W. P. Seering, "Preshaping command inputs to reduce system vibration," *ASME J. of Dyn. Syst., Meas. and Contr.*, Vol. 112, pp. 76-82, 1990.

[15] C. L. Teo, C. J. Ong, and M. Xu, "Pulse input sequences for residual vibration reduction," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 211, No. 2, pp. 157-177, 1998.

[16] H. K. Khalil, *Nonlinear Systems*, Macmillan, 1992.

[17] B. K. Kim and W. K. Chung, "Performance tuning of sliding mode controllers : Structural analysis approach," *Proc. 2001 American Control Conf.*, pp. 1513-1518, 2001.

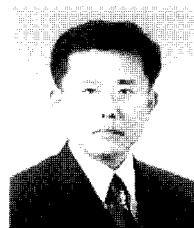
[18] B. K. Kim and W. K. Chung, "Advanced design of disturbance observer for high performance motion control systems," in *Proc. 2002 American Control Conf.*, 2002.



**김 봉 근**

1971년 10월 8일생. 1994년 부산대학교 생산기계공학과 졸업. 1996년 포항공과대학교 기계공학 (석사). 2001년 포항공과대학교 기계공학 (박사). 2001년~2002년 포항공과대학교 공정산업의 지능 자동화 연구센터 연구원. 2002

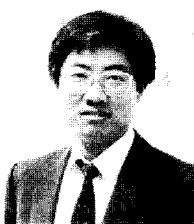
년~현재 University of California at Berkeley 기계공학과 연구원. 관심분야는 고속/고정밀 제어, 로봇의 동작 및 힘 제어, 원격제어, 제어 시스템 설계 및 분석 등.



**박 상 덕**

1963년 2월 7일생. 1988년 영남대학교 기계설계과 졸업. 1990년 포항공과대학교 기계공학 (석사). 2000년 포항공과대학교 기계공학 (박사). 1989년~현재 (제)포항산업과학연구원 기전연구팀 책임연구원. 관심분야는 검사용 이

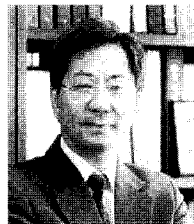
동로봇의 설계, 중량물 취급용 로봇 설계, 유연로봇/유연구조물 진동 해석 및 제어, 자동화 시스템 설계 등.



**정 완 균**

1959년 2월 24일생. 1981년 서울대학교 기계설계학과 졸업. 1983년 한국과학기술원 기계공학 (석사). 1987년 한국과학기술원 생산공학 (박사). 1987년~현재 포항공과대학교 기계공학과 교수. 관심분야는 여유자유도 로봇의

제어, 이동로봇 및 수중로봇의 설계 및 제어, 기계 시스템의 강인제어 등.



**염 영 일**

1942년 1월 2일생. 1968년 Utah State of University 기계공학과 졸업. 1970년 University of Wisconsin 기계공학 (석사). 1973년 동대학원 공학역학(석사). 1976년 동대학원 공학역학 (박사). 1987년~현재 포항공과대학교 기계공학과

교수. 현 주임교수 및 BK21사업단장. 관심분야는 인간신체/로봇의 기구학 및 동역학 분석, 관절의 동작 분석, 인공 팔과 다리의 설계와 분석, CAD, 의전공학 등.