

자이로 구동장치를 이용한 공중물체의 자세제어 및 안정화

論 文

49D-8-7

An Attitude Control and Stabilization of an Unstructured Object using CMG Subsystem

李 健 寧* · 權 萬 五**
(Keon-Young Yi · Man-Oh Kwon)

Abstract - In this paper, we propose an attitude controller for an unstructured object using CMG(Control Moment of Gyro) subsystem, which has a stabilizer function.

The CMG subsystem consists of one motor for spinning the wheel and the other motor for turning the outer gimbal. While the wheel of CMG subsystem is spinning at high speed, applying force to the spin axis of the wheel leads the torque about the vertical axis. We utilize the torque to control the attitude of object in this study. For the stabilizer function, in addition, holding the load at the current position, the power applied to the gimbal motor of CMG will be cut, which result in the braking force to stop the load by gyro effect. However, due to the gear reduction connected to outer gimbal, slow load motion cannot generate the braking force. Thus, in this study, we are willing to make a holding force by applying control power to the gimbal motor from the signal of piezoelectric gyroscopic sensor that detected the angular velocity of the load.

These two features are demonstrated in experiment, carrying a beam with crane. As a result, load was started to rotate by controlling gimbal position and was stopped by turning off the gimbal power. Moreover, slow movement of the load was also rejected by additional control with gyroscopic sensor.

Key Words : CMG, Gyro actuator, gyro effect, piezoelectric vibrating gyroscope sensor, PID control

1. 서 론

본 논문에서는 CMG(control moment gyro)를 이용하여 공중 물체의 자세를 제어하기 위한 자이로 구동장치를 설계하였다. 본 연구의 역학적인 바탕은 자이로 효과(gyroscopic moment effect, gyro effect)이다. 일반적인 기계식 적분 자이로스코프의 경우 일정 속도로 회전하는 휠(wheel)을 가지고 있고, 공간상에서 회전축을 유지하려는 특성을 갖는다. 이 때, 회전축 이외의 축에 토크가 가해지면, 토크가 가해진 축에 대한 수직 축을 중심으로 회전하는 힘이 발생하게 되며, 이 회전력은 공중에 떠있는 물체를 회전시키기 위한 힘으로 이용될 수 있다.

본 연구에서 설계, 제작한 자이로 구동장치는 이러한 자이로의 역학적 특성을 이용한 것으로, 자이로 구동장치는 고속으로 회전하는 원판과, 이 원판의 회전축에 외력을 가하기 위한 자세 조정이 가능한 짐벌로 구성된다. 즉, 짐벌의 자세를 제어입력으로 하여 CMG 시스템에 부착되는 부하를 회전시켜 원하는 자세를 얻어내는 것이 제어목적이다.

물체의 자세 안정화에 CMG를 사용한 예는 1994년

Kanki, Nekomoto등의 연구[1], 1997년 Ahmed, Miller등에 의해 이루어진 연구[2]와 1998년에 Li, Bainum등에 의해 이루어진 연구[3]들이 있다. 하지만, 위의 연구들에서는 비행물체나 곤돌라(Gondola) 등을 제어대상으로 하여 일정 자세 유지에 주안점을 두었다. Kanki의 경우 곤돌라의 자세 안정화에 CMG를 이용하여 바람에 의한 진동을 제거하는 연구[1]를 수행하였으며, Ahmed는 물체가 회전하고 있을 때, 물체의 자세 안정화[2]에 대하여 연구하였다. 그리고, Li는 비행물체가 회전하는 경우에 매달려 있는 부속물들의 자세 안정화에 대하여 연구[3]하였다. Kanki의 연구를 제외한 대부분이 비행물체에 그 초점을 맞추고 있다.

본 논문은 기존의 CMG를 이용한 제어 대상 물체의 자세 안정화[4,5]뿐만 아니라 평면상의 임의 자세제어로 그 응용 범위를 확장하였다. 그러나, 큰 용량의 부하의 자세를 안정화하기 위해서는 휠의 관성이 커야하며, 이 휠의 자세를 제어하기 위한 짐벌 모터의 구동력 또한 커야한다. 따라서, 짐벌 모터와 휠 사이에는 큰 기어 감속비를 필요로 하며, 이 감속비로 인하여 자세 안정화가 불가능해진다(모터가 초고속으로 회전하여 짐벌의 자세를 고속으로 제어하여야 함). 즉, 임의의 자세 제어와 자세 안정화 두 가지를 동시에 만족하는 것은 쉽지가 않다. 이에 대한 해결책으로, 짐벌 모터와 휠 사이에 클러치를 설치하는 것이 가능하나 클러치 용량의 한계로 인하여 휠과 클러치 사이에 작은 기어 감속이 요구된다. 이 경우, 빠르게 움직이는 부하를 정지시키기 위해서는 클러치로 모터를 분리하면 자이로 효과에 의하여 제동이

* 正 會 員 : 光 云 大 電 氣 工 學 科 副 教 授 · 工 博

** 準 會 員 : 光 云 大 電 氣 工 學 科 碩 士 課 程

接 受 日 字 : 2000年 4月 10日

最 終 完 了 : 2000年 7月 6日

가능하나, 부하가 서서히 움직이는 경우에는 휠과 클러치 사이의 감속기로 인하여 자이로 효과에 의한 계동이 잘 이루어지지 않는다. 따라서, 본 연구에서는 자세 안정화 모드에서 부하가 빠르게 움직이는 경우에는 클러치 역할을 대신하여 짐벌 모터의 전원을 차단하고, 부하가 서서히 움직이는 경우에는 압전 자이로 센서로부터 얻어지는 부하의 각속도를 이용하여 짐벌 모터의 자세를 제어하여 자이로 효과에 의한 능동적 부하제동을 하고자한다.

본 논문에서 제시한 시스템의 전체 구성은 그림 1과 같다. PC에서 입력된 제어명령은 휠 속도 및 짐벌의 자세를 제어하기 위한 컨트롤러로 전달되며, 휠 모터와 짐벌 모터의 정보는 각각의 엔코더를 통해 PC로 궤환(feedback)된다. 또한 자이로 구동장치에 부착된 압전 진동 자이로 센서(Piezoelectric vibrating gyroscope sensor)를 통해 부하의 회전속도를 측정한다.

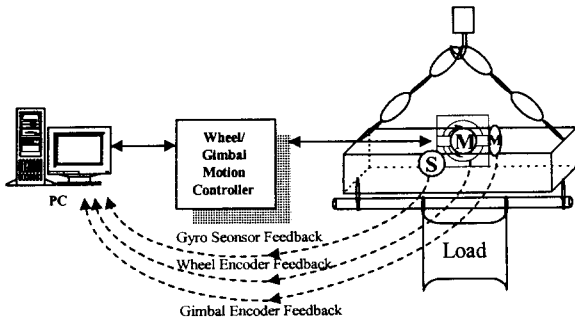


그림 1 시스템 전체 구성도
Fig. 1 Block diagram of the System

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 자이로 효과를 소개하고, 3장에서는 자이로 구동장치의 세부사항, CMG의 구조 그리고 모델링, 부하의 용량산정, 센서 및 제어기에 관하여 자세히 설명하였다. 또한 부하의 움직임과 안정화에 관한 실험 결과는 4장에서 다루어지며, 마지막으로, 5장에서는 본 논문에서 수행했던 연구에 관한 결론 및 향후 과제에 대하여 언급한다.

2. 자이로 효과

임의의 점 P에서 본 회전운동을 하는 물체의 각운동량은 물체 질량입자들 각각의 각운동량의 합인 다음의 식으로 표시할 수 있다.

$$L = \sum_i (r_i - r_p) \times m_i (\dot{r}_i - \dot{r}_p) \quad (1)$$

여기서, r_i 는 원점에서 입자까지의 벡터, r_p 는 원점에서 임의의 점 p까지의 벡터, 그리고 m_i 는 입자의 질량이다.

위의 식을 미분하면,

$$\dot{L} = \sum_i (r_i - r_p) \times m_i (\ddot{r}_i - \ddot{r}_p) \quad (2)$$

이다. 질량중심(center of mass, COM)까지의 벡터를 R이라 하고, 전체 질량을 M이라 놓으면 식 (2)는 다음으로 표시할 수 있다.

$$\dot{L} = \sum_i (r_i - r_p) \times F_i^{ext} + M(r_p - R) \times \ddot{r}_p \quad (3)$$

여기서, F_i^{ext} 는 입자에 미치는 외부의 힘이다.

앞의 식 (3)에서, P점이 질량중심($r_p = R$)인 경우를 고려하면 다음과 같다.

$$\dot{L} = N \quad (4)$$

결론적으로, 식 (4)에서 회전하는 물체의 토크는 각 운동량의 변화량과 같다는 것을 알 수 있다. 이 결과는 각운동량이 변하는 경우 회전력이 발생함을 나타내며 이에 대한 자세한 내용은 다음과 같다.

그림 1에서 L_x 는 x축 방향의 각운동량, N_y 는 y축 방향의 토크, J_w 는 휠의 관성이다. x축 상의 임의의 점 P에 힘 (F_z)을 가하면 y축을 기준으로 하는 토크(N_y)가 발생하며 그 관계는 다음 식으로 표시된다.

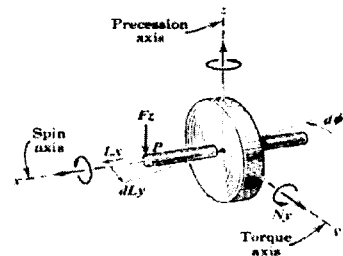


그림 2 자이로 역학
Fig. 2 A gyro dynamics

$$\frac{dL_y}{dt} = N_y, \quad L = L_x + dL_y \quad (5)$$

여기서, L은 변화된 각운동량이며, 각운동량의 변화량 dL_y 는 L_x 가 매우 크다는 가정 하에 다음의 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$d\phi = \frac{dL_y}{L_x} \quad (6)$$

이는 다음의 식 (7)과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{N_y}{L_x} \quad (7)$$

위의 식 (7)로부터 y축을 회전시키는 토크가 z축을 중심으로 하는 회전운동을 일으키는 자이로 효과가 일어남을 알 수 있다[6,7].

구현된 자이로 구동장치에서, y축을 회전시키는 토크 (F_z)는 짐벌모터를 이용하여 인가하며 그 때 부하의 회전 ϕ 는 z축을 중심으로 발생하게 된다. 반면에, 안정화 모드(stabilizer mode : 짐벌이 자유롭게 움직여 자이로 구동장치 자체적으로 현재의 부하의 위치를 유지하는 모드)에서는 위와 반대로 부하의 회전에 의해 F_z 가 발생하게 된다.

3. 자이로 구동장치

이 장에서는 자이로 구동장치의 구성과 모델링, 그리고

부하의 각속도를 측정하기 위한 자이로 센서에 대하여 다룬다. 또한, 부하의 자세제어 및 자세 안정화를 위한 제어기 구현에 대하여 설명한다.

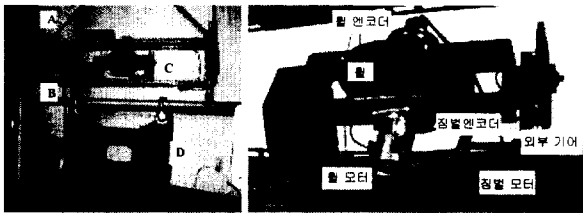


그림 3 자이로 구동장치 및 부하
Fig. 3 Gyro actuator and load

3.1 자이로 구동장치 및 제어 시스템의 구성

위의 그림은 자이로효과를 이용해 공중물체의 자세를 제어하기 위해 제작된 자이로 구동장치이다. 왼편의 그림은 자이로 구동장치는 마찰력이 거의 없는 회전고리(swivel hook)로, 지지물에 매달려 있으므로(A) 평면상에서의 회전 운동은 자유롭다. 그림의 B는 부하(D)를 매달기 위한 구조물이며, C는 자이로구동장치로 오른편의 확대된 그림과 같이 고속으로 회전하는 원판과 원판의 회전축에 외력을 가하여 자세 조정이 가능하도록 하는 짐벌로 구성되어 있다. 휠 및 짐벌에는 모터 및 엔코더가 부착되어 있으며, 이에 대한 세부사항은 다음과 같다.

휠은 일본 타마가와 세이키(Tamagawa seiki)사의 60[W] 4000[rpm] 직류모터(TRE DC servo motor, Type: Ts 3252)로 구동되며, 섬탁(Sumtak)사의 LHE 시리즈 (LHE-509-1000) 1000펄스 엔코더를 휠 회전축에 부착하여 휠 회전 속도를 감지한다[12].



그림 4 자이로 구동장치 제어부
Fig. 4 The controller for gyro actuator

이 엔코더는 커플러를 통하여 휠 회전축에 결합되어 있으며, 2차 버터워스 필터(Butter-worth filter)를 이용하여 진동 및 축 이음새에 의한 잡음을 최소화하였다. 이는 정상상태에서 잡음에 대한 휠 회전 속도의 변화를 최소화하기 위한 것으로, 휠 회전 속도가 일정하지 않다면 동일한 각도로 짐벌각을 기울였을 경우, 휠 회전 속도에 따라 각기 다른 부하 회전이 발생하게 된다. 따라서, 휠 회전 속도를 일정하게 유지하는 것이 안정한 제어를 위한 첫 단계라고 할 수 있다.

짐벌은 18:1의 평 기어헤드(Spur gearhead 110453)와 결합되어있는 맥슨(Maxon)사의 15[W] 직류모터(A-max 110852)로 구동되며, 4:1의 감속기를 통하여 내부 짐벌과 연결되어

있다[13]. 결론적으로 총 72:1의 기어비로 짐벌과 연결되어 있는 것이다. 내부 짐벌각은 짐벌모터에 장착되어 있는 500 펄스 엔코더(HEDL 55 시리즈 110516)를 사용하여 감지한다. 짐벌 전체의 질량은 24.55[kg]이며, 부하를 고정하기 위하여 설치된 구조물의 질량은 9.3[kg]이다. 휠에 대한 관성은 식 (8)을 이용해 구하고

$$J_{wheel} = \frac{1}{2} mr^2 \quad (8)$$

부하의 관성은 직육면체로 간략화 하여 다음의 식 (9)로 구한다[7].

$$J_{load} = \frac{1}{12} m(a^2 + l^2) \quad (9)$$

여기서, a는 부하의 두께이며, l은 부하의 가로길이이다 (높이에 무관). 부하의 질량은 53[kg], 두께는 25[mm]이며, 가로길이는 680[mm]이므로 식 (9)에 의해 부하의 관성은 2.045[kgm²]이다.

표 1 주요 기기 설명

Table 1 The main device explanation

명칭	설명
휠 모터부	Tamagawa사의 60[W] 직류모터(1000 펄스 엔코더)
짐벌 모터부	Maxon사의 15[W] 직류 모터 (72:1 기어비로 내부 짐벌과 연결, 500펄스 엔코더)
휠 질량/지름/두께	2.69[kg]/200[mm]/10.5[mm]
짐벌 질량	24.55[kg]
부하 질량/폭 /두께	53[kg]/680[mm]/25[mm]
앵글 질량	9.3[kg]
휠 모터 구동부	Advanced Motion Control사의 12A8E(전류 구동 방식)
짐벌 모터 구동부	Advanced Motion Control사의 5A5(전류 구동 방식)
주 제어기	386DX PC

휠 및 짐벌 모터 구동부는 그림 4에서 볼 수 있으며, 이에 대한 설명은 다음과 같다. 휠 모터 구동부는 어드벤스드 모션 컨트롤(Advanced Motion Control)사의 12A8E 전원 구동 모듈(power driver module)을 이용한 24[V] 전류 구동 방식이며, 짐벌 모터의 구동부도 동일 회사의 5A5 전원 구동 모듈(power driver module)을 이용한 12[V] 전류 구동 방식이다[14]. 모터의 전류 제어 명령은 주 제어기(386DX-33 PC)에 내장된 액시움(Axiom)사의 AX5411 A/D-D/A 컨버터(analog to digital - digital to analog converter)[15]를 통하여 각각의 모터 구동부에 전달된다. 또, 자이로 센서를 이용한 회전 인식 장치에서 출력되는 신호 값 역시 AX5411 A/D-D/A 컨버터를 이용하여 12비트의 디지털 값으로 변환된다. 그리고, 엔코더 정보를 처리하기 위하여 어드벤처(Adventech)사의 PCL833 3축 펄스-카운터[16]를 주 제어기에 장착하여 사용하였다.

제어기의 데이터 입·출력은 C언어를 사용하였고, 각 신호의 샘플링 주기는 10[ms]이다. 그리고, 모든 엔코더 정보는 제어 프로그램에서 4채배해서 사용한다.

3.2 자이로 구동장치 모델링

먼저, 짐벌모터에 인가되는 전압에 대한 짐벌의 자세변화는 원판부하를 갖는 모터의 위치제어로 해석할 수 있으며, 이에 대한 운동방정식은 모터의 회전자 인덕턴스를 무시하는 경우 다음과 같이 표현할 수 있다[8]. 여기서, k_t 는 토크 상수, k_b 는 역기전력 상수, f_m 과 τ_m 은 각각 시스템의 마찰계수와 시정수이며, R_a 는 권선저항이다. 그리고, J_{gr} 과 J_c 는 각각 짐벌 모터의 회전자 관성과 휠의 지름방향 관성이며, $J_{gr} = 0.245 \times 10^{-5} [kgm^2]$ 이다.

$$G_1(s) = \frac{\theta_{gc}(s)}{v_a(s)} = \frac{k_m}{s(\tau_m s + 1)} = \frac{1}{s} \frac{16.144}{32s + 1}$$

$$k_m = \frac{k_t}{(k_t k_b + f_m R_a)} = 16.144 \quad (10)$$

$$\tau_m = \frac{(J_{gr} + J_c) R_a}{(k_t k_b + f_m R_a)} = 34 [s]$$

다음으로, 휠의 질량이 짐벌의 질량보다 상대적으로 무겁다고 가정하고, 휠의 관성과 자이로 구동장치에 부하가 부착된 경우를 고려하여 식 (10)으로부터 결정되는 짐벌각(θ_{gc})에 대한 부하로 전달되는 수직방향의 회전 ϕ 를 표시하면 다음과 같다.

$$(J_{gr} + J_c) \frac{d^2 \theta_{gc}}{dt^2} + f_m \frac{d\theta_{gc}}{dt} = J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} - J_l \frac{d^2 \phi}{dt^2}$$

$$J_w = M_w \frac{r^2}{2} = 1.37 \times 10^{-3} [kgm^2] \quad (11)$$

$$J_l = M_l \frac{(a^2 + b^2)}{12} = 0.2 [kgm^2]$$

$$J_c = M_w \frac{r^2}{4} + M_w \frac{h^2}{12} = 0.69 \times 10^{-3} [kgm^2]$$

여기서, M_w 는 휠의 질량, r 은 휠의 반경, h 는 휠의 두께이다. 그리고, M_l 은 부하의 질량, a 는 부하의 가로길이, b 는 부하의 세로길이, J_w 는 휠의 중심방향 관성[10], f_m 은 짐벌 모터의 운동마찰력이다. 따라서, $\dot{\theta}_c(0) = \theta_c(0) = 0$, $\dot{\phi}(0) = \phi = 0$ 라 초기 조건을 정의하고, ϕ 와 θ_{gc} 사이의 전달함수를 구하고, 근사화($J_c \gg J_{gr}, f_m \approx 0$)하면, 다음과 같다.

$$G_2(s) = \frac{\phi(s)}{\theta_{gc}(s)} = - \frac{(J_{gr} + J_c) s + f_m}{J_l s - J_w \omega_w} \quad (12)$$

따라서, 자이로 구동장치 시스템(system) 전체의 전달함수 $G(s)$ 는 식(13)과 같이 구할 수 있다.

$$G(s) = - G_1(s) G_2(s)$$

$$= \frac{1}{s} \frac{(J_{gr} + J_c) k_m s + k_m f_m}{J_l \tau_m s^2 + (J_l - J_w \omega_w \tau_m) s - J_w \omega_w} \quad (13)$$

$$= \frac{1}{s} \frac{b_1 s + b_0}{s^2 + a_1 s - a_0}$$

식 (13)에서, 음의 부호는 해석의 용이함을 위하여 인위적으로 곱한 값이며(휠 모터의 극성을 바꾸어 연결하면 됨), a_0 , b_0 , b_1 은 휠의 구조 및 회전속도, 그리고 모터의 규격

으로부터 결정되는 양의 상수이며, a_1 은 부하의 관성에 따라 양 또는 음의 상수가 된다. 식 (13)에서 특성방정식의 근은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\lambda_1 = 0, \lambda_2 = \frac{-a_1 + \sqrt{a_1^2 + 4a_0}}{2}, \quad (14)$$

$$\lambda_3 = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 + 4a_0}}{2}$$

위의 식(14)에서 $\sqrt{a_1^2 + 4a_0} > |a_1|$ 이기에, λ_2 는 a_1 의 부호와 관계없이 복소 평면의 우반면(RHP)에 존재한다. 즉, 시스템 전체 전달함수는 불안정한 극점을 포함하고 있다[4].

본 실험에서 적용된 부하의 경우에는 $a_0 = 0.064$, $a_1 = -2.04$ 이고, 이 경우 $\lambda_2 = 2.04$, $\lambda_3 = -7.8 \times 10^{-3}$ 가 된다. 즉, λ_2 가 불안정한 극점이 된다.

3.3 휠 및 짐벌 모터의 근사적인 용량 산정

자이로 구동장치는 휠에 의해 전체 용량이 결정되어지기 때문에 휠의 형상과 재질을 가장 먼저 결정해야 한다. 휠이 결정되면 그에 알맞은 휠 모터와 짐벌 모터의 용량을 산정해야 한다.

3.3.1 휠 모터의 근사적인 용량 산정

휠 모터의 근사적인 용량을 산정하기 위해서 휠 모터는 가속구간에서 등가속도로 가속하고, 정상상태 속도(ω_{wss})가 되면 그 속도를 유지한다고 가정한다. 이 경우, 가속구간에서 가속도는 ω_{wss}/t_{ua} [rad/sec²]로 일정하게 되며, 여기서 t_{ua} 는 가속시간이다. 가속구간에서 모터 토크와 휠 토크 사이의 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$(J_{wr} + J_w) \frac{\omega_{wss}}{t_{ua}} = T_{um} - B_{um} \frac{\omega_{wss}}{T_{ua}} t \quad (15)$$

여기서, J_{wr} 은 휠 모터의 회전자 관성, J_w 은 휠의 관성, T_{um} 은 휠 모터 토크, 그리고 B_{um} 은 회전 마찰력이다. 위의 식 (15)에서 운동 마찰력을 무시하고, $J_w \gg J_{wr}$ 이므로 식을 다시 정리하면,

$$T_{um} = J_w \frac{\omega_{wss}}{t_{ua}} \quad (16)$$

이다. 따라서, 식 (16)을 이용하여 휠 모터의 근사적인 용량을 산정하면 다음과 같다[9].

$$P_{um} = T_{um} \omega_{wss} [Kgm^2 rad^2 / sec^3]$$

$$= 9.8 J_w \frac{\omega_{wss}^2}{t_{ua}} [W] \quad (17)$$

결과적으로, 식 (17)로 부터 휠의 관성, 최종 회전속도 및 가속시간이 주어지면 휠 모터의 근사적 용량을 구할 수 있으며, 실제 모터의 정격은 앞서의 근사화를 위한 가정을 고려할 때 식 (17)의 계산 값보다 더 커야한다. 하지만, 직류 모터의 경우 기동특성이 좋으므로 기동 시 빨리 가속하고 일정한 단계에 도달하면 천천히 가속하는 방법(자속의 포화 구간을 고려한 지수함수 형태로 가속하는 방법)을 적용하면

같은 용량의 모터를 가지고 가속시간을 좀더 단축할 수 있다.

3.3.2 짐벌 모터의 근사적인 용량 산정

짐벌 모터의 근사적인 용량은 다음의 과정을 거쳐 산정할 수 있다. 먼저, 휠이 회전하지 않는 경우의 짐벌 모터와 휠 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$(J_{gr} + J_c) \frac{d^2 \theta_{gc}}{dt^2} = T_{gm} - f_{gm} \frac{d\theta}{dt} \quad (18)$$

여기서, J_{gr} 은 짐벌 모터의 회전자 관성, J_c 는 , T_{gm} 은 짐벌 모터 토크, f_{gm} 은 회전마찰계수이다. f_{gm} 을 0, $J_{gr} \gg J_c$ 이라 가정하고 수식을 정리하면 다음과 같다.

$$T_{gm} = J_c \frac{d^2 \theta_{gc}}{dt^2} \quad (19)$$

이 식에 휠이 고속 회전하고 있는 경우 발생하는 자이로 효과에 의한 복원력을 고려하면, 위의 식은 다음의 관계로 다시 쓸 수 있다.

$$T_{gm} = J_c \frac{d^2 \theta_{gc}}{dt^2} + J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} - J_l \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (20)$$

이 식으로부터 실험 중 자이로 구동장치를 지면에 내려놓은 경우나, 매우 무거운 부하를 인가하여 짐벌을 구동하는 경우가 적은 부하가 가해진 상태보다 적은 힘으로 짐벌각을 쉽게 변화시킬 수 있는 현상을 설명할 수 있다. 즉, 부하의 각 변위가 없는 경우에는 식 (20)의 우변 첫 항만의 구동력이 필요하며, 부하가 클 수록 우변 마지막 항이 증가하여 우변 두 번째 항으로 표시되는 자이로 복원력의 영향이 감소하게 된다. 이 관계로부터, 부하를 회전시키기 위한 짐벌 모터 토크는 우변 첫 항을 무시할 때(짐벌 각속도와 부하 각속도에 따라 차이가 있으나 실제적으로 두 번째 항에 비하여 상당히 작다) 다음과 같다.

$$J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} - J_l \frac{d^2 \phi}{dt^2} \leq T_{gm} \leq J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} \quad (21)$$

따라서, 짐벌 모터 토크가 최대인 경우를 기준으로 짐벌 모터의 용량을 산정하면,

$$\begin{aligned} P_{gm} &= T_{gm} \omega_g = J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} \omega_g [Kgm^2 rad^2/s^3] \\ &= 9.8 J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} \omega_g [W] \end{aligned} \quad (22)$$

이다. 여기서, ω_g 는 짐벌 모터의 회전속도이다. 부하의 회전속도를 ω_l 이라 정의하면, 위의 식(22)은 다음과 같다[8].

$$P_{gm} = J_w \omega_w \omega_l \omega_g \quad (23)$$

결과적으로, 휠의 관성과 각속도는 아는 값이고, 부하의 회전속도 및 요구되는 짐벌 회전속도가 주어지면 식 (23)으로부터 짐벌 모터의 용량을 산정할 수 있다. 그러나 여기서 산정되는 값은 휠의 지름방향 관성(식 (20)의 우변 첫 항)과 마찰력 등을 무시한 근사적인 용량이므로 실제의 짐벌 모터 용량은 $J_w \omega_w \omega_l \omega_g [W]$ 이상이어야 한다.

3.4 휠과 부하와의 관계 및 자이로 구동장치의 용량 산정

자이로 구동장치의 용량 산정을 위해서는 휠에 가해지는

토크와 부하에 전달되는 토크와의 관계를 알아야한다. 이 관계로부터, 최대 부하수용능력(설계목표)이 주어지면 이를 만족하기 위한 휠의 관성 및 회전속도, 그리고 짐벌 모터의 용량 또한 결정되게 된다. 앞 절에서는 휠의 형상이 정해졌다고 가정하여 휠 모터 및 짐벌 모터의 용량을 산정했으나, 여기서는 부하에 주어지고 휠의 형상을 정하는 문제를 다룬다.

3.4.1 휠에 의한 토크와 부하각 변화와의 관계

휠에 의한 토크와 부하 토크 사이의 관계는 식 (20)을 다음과 같이 다시 표현하여 생각할 수 있다.

$$T_{gm} - J_c \frac{d^2 \theta_{gc}}{dt^2} - J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} = -J_l \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (24)$$

이 식은 부하의 회전마찰이 없다(회전 고리로 연결되어 마찰을 무시할 수 있음)고 가정하여 얻어진 것으로, 좌변의 세 항은 앞서의 가정에서와 같이 짐벌의 지름방향 관성이 자이로 효과에 비하여 작으며, 짐벌에 토크가 충분히 가해져 부하가 움직이기 시작한 후 토크를 제거한 경우로 생각하여 다음으로 다시 쓸 수 있다.

$$J_w \omega_w \frac{d\phi}{dt} = -J_l \frac{d^2 \phi}{dt^2} \quad (25)$$

이 때, 부하의 초기위치($\phi(0)$)를 편의상 0, 부하의 초기 회전속도($\dot{\phi}(0)$)를 ω_l 이라 정의하고 부하각의 최종 변위를 구하면 다음과 같은 부하와 휠과의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\phi_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} s\phi(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{J_l \omega_l}{J_l s^2 + J_w \omega_w s} = \frac{J_l \omega_l}{J_w \omega_w} \quad (26)$$

식 (26)에서 휠의 각운동량(분모항)이 일정한 경우 부하의 관성이나 각속도가 크면, 부하각의 최종 변위도 커짐을 알 수 있다. 따라서, 수용부하에 대한 특성(관성, 회전속도)이 주어지면 휠의 최대 회전속도를 결정할 수 있고, 이어서 휠의 관성 또한 구할 수 있다. 그러나, 실질적으로 자이로 효과는 좌 · 우 90도 이내에서만 유효하며, 안정한 제어를 위한 짐벌각의 여유각도를 고려해야 한다. 본 논문에서 최대 부하는 $0.2[kgm^2]$ 이며, 부하회전은 $90[deg/sec]$ 로 설정하고 이를 제어하기 위한 휠의 각운동량(회전속도 및 관성)과 이 휠의 자세를 제어하기 위한 휠 모터의 정격을 산출할 수 있다. 여기서, 기계적 특성을 고려하여 휠의 회전 속도를 $3000[rpm]$ 으로 가정하고, 부하가 주어진 시간까지 등가속도로 되었다면 $\omega_l = 9.0[deg/sec]$ 가 된다.

$$\begin{aligned} J_w &= \frac{J_l}{\phi_{ss}} \frac{\omega_l}{\omega_w} = \frac{0.208}{\pi/2} \frac{9\pi/180}{2\pi \cdot (3000/60)} \\ &= 6.6 \times 10^{-5} [kgm^2] \end{aligned} \quad (27)$$

따라서 요구되는 휠의 관성은 위의 식(27)과 같이 구해진다. 즉, $0.066 \times 10^{-3} [kgm^2]$ 이며, 이것은 현재의 휠 관성이 $1.37 \times 10^{-3} [kgm^2]$ 이므로, 실험에서 사용된 자이로 구동장치는 동일한 운전조건의 경우 부하의 관성을 최대 20배정도 감당할 수 있는 여유가 있다. 그러나, 부하의 회전속도가 증가하면 그에 반비례하여 최대 수용 가능한 부하 관성이 감소한다.

3.4.2 자이로 구동장치 용량 산정

앞 절의 결과에서는 부하와 휠의 조건이 주어진 경우 부하각의 최종 변위를 알아보았다. 그러나 실제 부하 위치 제어에서는 앞서 언급한 것과 같이 짐벌각의 제한된 움직임을 고려해야한다. 이 움직임을 자이로 구동장치의 근사적인 용량은 식 (11)을 이용하여 근사적으로 산정이 가능하다. 식 (11)의 양변을 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$(J_{gr} + J_c)[s^2 \Theta_{gc}(s) - s\theta_{gc}(0) - \dot{\theta}_{gc}(0)] + f_m[s\Theta_{gc}(s) - \theta_{gc}(0)] = J_w \omega_w [s\Phi(s) - \phi(0)] - J_l [s^2 \Phi(s) - s\phi(0) - \dot{\phi}(0)] \quad (28)$$

부하의 초기 조건을 앞서와 같게 $\phi(0) = 0, \dot{\phi}(0) = \omega_l$, 짐벌의 초기조건을 $\theta_{gc}(0) = 0, \dot{\theta}_{gc}(0) = \omega_g$,이라 하고, 식 (28)을 정리하면 다음과 같다.

$$\Theta_{gc}(s) = \frac{-s[J_l s - J_w \omega_w] \Phi(s) + (J_{gr} + J_c) \omega_g + J_l \omega_l}{s[(J_{gr} + J_c)s + f_m]} \quad (29)$$

그러므로, 짐벌각의 최종 위치는 식(30)과 같다.

$$\theta_{gc} = \lim_{s \rightarrow 0} s \Theta_{gc}(s) = \frac{(J_{gr} + J_c) \omega_g + J_l \omega_l}{f_m} \quad (30)$$

식 (30)에서 부하에 대한 짐벌각의 범위를 알아낼 수 있다. 하지만, 짐벌 모터의 운동마찰력(f_m)은 기어비 및 기구적인 결합상태에 따라 다르므로 쉽게 알아내기 어렵다. 그러나, 이미 완성된 장치에 대하여는 위의 식을 기반으로 다양한 부하에 대한 실험을 통한 추정이 가능하나 본 연구에서는 논외로 한다.

3.5 속도 인식 자이로 센서 장치

지금까지의 해석은 짐벌이 자유롭게 움직이는 것으로 가정하여 해석하였다. 그러나, 높은 짐벌 기어비(72:1, 1절 참조)는 부하를 제동하기 위한 안정화 모드에서 짐벌이 자유롭게 움직이는 것을 방해한다.

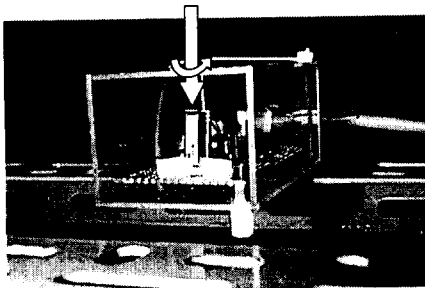


그림 5 속도 인식 자이로 센서 장치

Fig. 5 The rate gyro sensor device

따라서, 안정화 모드에서 짐벌이 자유롭게 움직일 수 있도록 기구적으로 클러치(clutch)를 설치하거나, 부하의 회전 속도를 감지하여 부하의 자세를 제어하는 방법이 필요하다. 하지만, 첫 번째 방법의 경우 클러치의 용량에 제한을 받을 수 있고, 두 번째 방법의 경우 회전을 감지할 수 있는 센서(sensor)를 필요로 한다. 본 연구에서는 압전 진동 자이로

센서(piezoelectric vibrating gyroscope sensor)를 이용한 속도 인식 자이로 센서 장치를 구성하여, 부하의 회전 속도를 측정하여 능동적으로 부하를 제동하는 방법을 채택하였다.

사용된 자이로 센서는 $\pm 90 [deg/sec]$ 의 회전 속도를 측정할 수 있는 것으로 무라타(Murata Mfg Co., Ltd)사의 ENC-05E이다.

속도 감지를 위한 실제 장치(상세 회로는 참고문헌[5]참조)는 그림 5의 화살표로 나타났다.

3.6 제어기 구성

본 연구에서 실제 구현이 용이한 PID제어기를 이용하여 제시된 시스템의 효율성을 보여준다. 먼저, 휠 모터 제어를 위해 PID제어방법을 이용했으며, 각 이득 및 제어결과는 앞 연구[5]에서 효과적으로 수행했음을 증명하였기에 본 논문에서는 논외로 한다.

짐벌의 자세 제어기 또한 PID제어방법을 사용하였으나, 부하 구동의 경우 및 제동의 두 가지 경우로 나누어 제어하였다. 즉, 부하 구동의 경우에는 부하의 상태에는 관계없이 운전자가 설정한 짐벌 각변위 및 이동시간에 따라 짐벌이 이동하도록 한 것이고, 다른 한가지 방법은 부하를 정지시키는 경우(안정화모드)로 일단 모터 전원을 차단하여 자이로 효과에 의하여 어느 정도 부하가 제동되면 제작된 부하 각속도 센서의 출력 값을 이용해 부하의 자세를 안정화하는 것이다. 본 연구에서 부하의 회전각 제어가 아닌 회전 속도에 초점을 맞추고 있는 이유는 실제로 현장에서 자이로 구동장치를 운전할 때, 부하의 회전각도는 사용자가 시각을 이용하여 대략적으로 판단하며(부하의 회전각도를 정확하게 제어해야하는 필요성이 절실히 요구되지 않음) 다만, 원하는 회전 각 부근에서 정지된 자세를 요구하기 때문이다. 따라서, 위치각을 인식하기 위한 고가의 자이로 센서를 사용하는 것보다는 본 연구에서 제시하는 각속도 센서에 의한 속도 제어가 더욱 경제적이다.

4. 실험

제시한 시스템의 효율성을 보여주기 위하여 다음과 같은 실험을 하였다. 맨 먼저, 제작한 센서의 특성 검사 및 센서 이득을 알아내기 위한 실험을 하였다. 휠 속도는 전류 포화 없이 기준 궤적을 잘 추종하여 58초 정도에 3000[rpm]에 도달하게 되며, 정상상태 속도 또한 고속으로 일정하게 회전한다는 것을 앞선 연구[5]에서 밝혔으므로, 본 논문에서는 논외로 한다. 따라서 본 논문에서는 짐벌 자세에 따른 부하의 움직임 및 부하 운전 특성 시험에 중점을 두었다.

4.1 회전 인식 장치의 출력과 부하 회전의 관계

설계 제작한 각속도 센서의 출력과 각속도와의 관계를 알아내기 위한 반복적인 실험을 수행한 결과 센서의 선형성을 [10] 확인하였으며, 센서의 이득을 계산하기 위하여 다음과 같은 실험을 하였다.

먼저, 휠 및 짐벌 모터가 회전하지 않는 상태에서 손을 이용하여 자이로 구동장치를 회전시킨 후 일정각도(180° :

그림 6에서의 면적에 해당됨.) 회전 후 다시 손으로 정지시켰다. 이에 대한 센서의 출력 값을 기록하면, 그림의 면적이 전체 각변위를 나타내므로 계산된 면적과 정해진 회전각의 관계로부터 센서 이득이 쉽게 구해진다. 그림 6은 이와 같은 방법으로 구해진 이득값(0.0773)을 이용한 센서 응답 특성의 일부분을 타낸다.

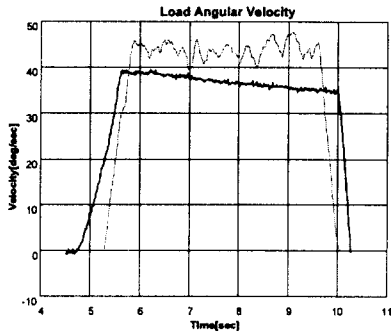


그림 6 부하의 회전 속도 변화
Fig. 6 Variation of load angular velocity

그림에서 상부에 표시된 각속도에 포함된 잡음은 손으로 회전시킬 때 발생하는 진동에 기인한 것이며, 부하를 인가했을 경우는(그림의 굵은 선) 진동이 감소하였음을 보여준다. 이 신호는 2차 버터워스 필터로 필터링 된 후 제어기에서 사용된다.

4. 2 부하 자세제어 실험

앞서 서론에서 언급했던 바와 같이 클러치를 사용하지 않고도 부하의 움직임을 제어할 수 있음을 보여주기 위하여 그림 3에 나타난 부하를 인가한 경우와 그렇지 않은 경우에 대한 시험 운전을 하였다. 짐벌의 초기 위치는 0으로 하여 아래 표 2에 나타난 바와 같이 짐벌 자세를 제어하였다.

표 3 실험 동작 순서

Table 3 Fault simulation results

시간	동작
기동 - 70[sec]	안정화 모드
70[sec] - 75[sec]	(+) 목표값(+15°)유지
75[sec] - 90[sec]	안정화 모드
90[sec] - 95[sec]	(-) 목표값(-5°)유지

각 구간에서 짐벌각의 변화는 순간적으로 변화도록 하였으며(짐벌 가속시간에 관한 연구는 앞선 연구[5]에서 하여 논의로 함), 표에 표시한 안정화 모드에서는 모터에 가해지는 전원을 차단하는 경우 실험과 부하속도가 감소한 후 감지된 속도에 의하여 능동적으로 제동하는 두 가지 경우로 구분하여 실험하였다.

짐벌 모터의 자세 제어는 PID제어 기법을 이용하여 하였으며, 부하를 구동하는 경우의 제어기 이득은 각각 비례이득(KP)은 2.1, 적분이득(KI)은 0.15 그리고, 미분이득(KD)은 1.85로 하였다. 반면, 안정화 모드에서 짐벌모터를 제어하기

위해서 사용한 이득값은 앞서의 제어기와는 다르게 각각 비례이득(KP) 0.02, 적분이득(KI) 0.0001 그리고, 미분이득(KD)은 0.009로 하였다. 두 제어기의 이득이 큰 차이를 보이는 것은 제환 신호가 다름에 기인하며 (전자는 위치, 후자는 속도) 이 이득값은 부하를 인가한 상태에서 실험적으로 구하였다.

그림 7은 안정화 모드에서 제어 입력이 없는 경우의 그래프이다. 좌측 그림에서 굵은 선은 부하의 회전속도, 가는 선은 짐벌각을 나타낸다.

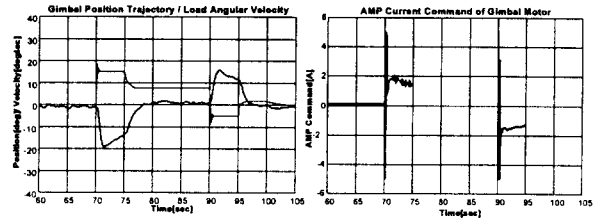


그림 7 짐벌 및 부하 움직임(전원 차단형 안정화 모드)
Fig. 7 Motion of the gimbal and Load (stabilization with voltage cut)

주어진 시간에서 짐벌의 위치가 다소의 진동과 함께 목표 위치로 이동함을 알 수 있으며 안정화 모드로 전환한 시점에서 짐벌각이 목표값의 반 정도로 후퇴함을 볼 수 있다. 이 후퇴각의 크기는 부하가 증가함에 따라 감소하는데, 이는 가해진 짐벌 토크가 부하를 회전시키고, 이 회전하는 부하에 의한 자이로 효과에 의하여 짐벌을 역회전시킨 것이다. 이후, 짐벌은 일정 위치를 유지하며 모터로의 전류명령도 "0"임을 알 수 있다. 그러나, 앞서 지적한 것과 같이 짐벌 모터로 연결되는 기어로 인하여 작은 각속도로 계속 움직이고 있음을 볼 수 있다.

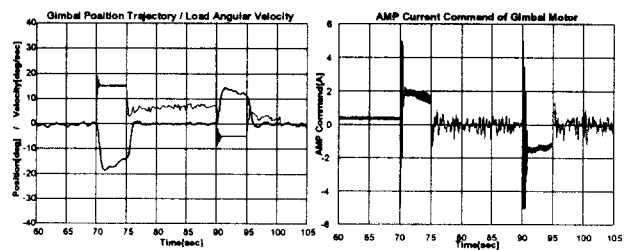


그림 8 짐벌 및 부하 움직임(부하 미인가시)
Fig. 8 Motion of the gimbal and load(without load)

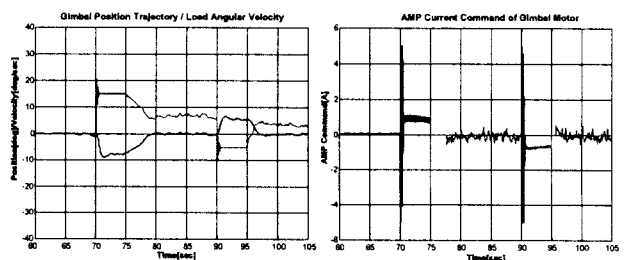


그림 9 짐벌 및 부하의 움직임(부하인가)
Fig. 9 The motion of the gimbal and load(with load)

반면, 안정화 모드에서 전원차단 후 자이로효과에 의해서 부하가 어느 정도(5[deg/sec]) 정지한 후 PID 제어기법을 이용해 짐벌 자세를 제어했을 때는 그림 8에서 볼 수 있듯이 부하를 완전히 정지시키기 위하여 짐벌각이 조금씩 움직이면서 제어를 했다는 것을 알 수 있다. 이에 따른 전류 명령은 우측 그림에 나타났으며, 좌측 그림의 굵은 실선으로 표시된 부하의 각속도가 거의 "0"이라는 사실로부터 부하의 움직임이 없다는 것을 알 수가 있다. 즉, 부하 각속도를 제한 시켜 짐벌과 모터 사이의 높은 감속기어에도 불구하고 부하를 원만히 정지시킬 수 있었다. 부하가 있는 경우에는 그림 9에서 보여 주듯이 진동에 의한 잡음이 더욱 감소한 특성곡선을 얻을 수 있었다. 다만, 앞서의 실험과는 달리 부하의 완전 정지를 위한 제어 시점을 판단하기 위한 부하의 정지상태를 2[deg/sec]로 하여 특성 곡선의 전원 차단 구간(75-78초)이 존재하는 차이를 보인다. 앞서와 같이 5[deg/sec]로 하여 실험을 하면, 부하의 관성이 커서 좋지 않은 과도 특성을 보이게 되므로 그 값은 부하에 따라 적절히 선정하여야 한다.

5. 결 론

본 논문은 제안된 자이로 구동장치를 이용해 공중물체의 자세 제어와 안정화에 관한 연구결과를 보여주었다. 먼저, 제시한 시스템에 대한 수학적 해석과, 시스템을 설계하기 위한 모터 선정 및 휠 규격, 그리고 시스템의 용량 산정을 위한 이론적 근거를 보여주었다. 또한, 제작된 시스템에 대한 제어 실험을 해 보임으로서 크레인 등의 건설장비에 직접 응용이 가능함을 보여주었다. 제시된 시스템의 부하 구동법은 본 연구에 앞서 연구와 동일하나, 부하 자세 안정화 방법은 짐벌과 연결되는 모터의 높은 감속비에도 불구하고 미세한 부하의 회전을 자체 제작한 자이로 센서로 얻어진 부하의 각속도를 통해 능동적으로 제어하여 멈추게 하는 진일보한 제어기이다. 본 연구에서 제안된 자이로 구동장치는 실제 공사현장에서 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대되며, 현재 실용화하기 위해 보다 큰 규모의 시스템(10톤 규모)을 가지고 실험이 진행되고 있으며 무선 조정 기능을 추가하고 있다.

감사의 글

이 논문은 1999년도 광운대학교 교내 학술연구비 지원에 의해 연구되었음.

참 고 문 헌

[1] Hiroshi Kanki and ea al, "Development of CMG Active Vibration Control Device for Gondola," JSME Int. J. Series C, Vol. 37, No. 3, pp. 468-470, 1994.
 [2] Jasim Ahmed and et al, "An Actively Controlled Control Moment Gyro/GyroPendulum Testbed," Proc. 97 IEEE Int. Conf. on Control Applications. pp. 250-252, 1997.
 [3] Feiyue Li and et al, "Rapid Reorientation Maneuvers

of Experimental Spacecraft with a Pendulum Appendage," J. of Guidance Control & Dynamics, V.21 N.1, pp. 164-171, 1998.

[4] Keon Young Yi, Young Gu Chung, "An Implementation of a Gyro Actuator for the Attitude Control of an Unstructured Object," IEEE Int. Conf. Robotic and Automation., Vol. 2, pp. 1626 - 1631, 1999.
 [5] 정영구, 이진영, "자이로 구동장치를 이용한 공중물체의 자세제어," 대한 전기학회 하계 학술대회 논문집, Vol. B, pp. 563-565, 1999.
 [6] Vernon D. Barger, Martin G. Olsson, Classical Mechanics, McGRAW-HILL, 1995.
 [7] J. L. Merian, L. G. Kraige, ENGINEERING MECHANICS, WILEY, 1993.
 [8] Chi-Tsong Chen, Analysis and Synthesis of Linear Control System, Pond Woods Press, 1978.
 [9] Benjamin C. Kuo, Automatic Control Systems, Prentice Hall, 1995.
 [10] Norman S. Nise, CONTROL SYSTEM ENGINEERING, Addison-Wesley, 1995.
 [11] Murata Sensor Datasheet.
 [12] Sumtak, Rotary Encoder Vol.04, 1998.
 [13] Maxon, The maxon A-max, 1998.
 [14] ADVANCED MOTION CONTROLS, PWM Servo Amplifiers Catalog and Technical Manual, 1996.
 [15] AXIOM, AX5411 General Purpose DA&C Board User's Manual 4th Edition, 1994.
 [16] ADVANTECH, PCL-833 3-axis Quadrature Encoder and Counter Card PC-LabCard Series User's Manual 1st Edition, 1994.

저 자 소 개



이 건 영 (李 健 寧)

1959년 8월 2일생. 1982년 한양대 공대 전기공학과 졸업. 1984년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1993년 동 대학원 졸업(공학박). 현재 광운대 전기공학과 부교수
 Tel : 02-940-5142, Fax : 02-942-0107
 E-mail: keonyi@daisy.gwu.ac.kr



권 만 오 (權 萬 五)

1972년 6월 10일 생. 1998년 광운대 공대 전기공학과 졸업. 1999년~현재 동 대학원 전기공학과 석사과정
 E-mail: mokwon@explore.gwu.ac.kr