



외란 모델이 고려된 듀얼 서보 갠트리형 이송계 모델 설계

장현수^a, 강유수^b, 권순환^a, 신진섭^a, 김병희^{a,b*}

Dual Servo Gantry-Type Feed System Modeling with Estimated Disturbance Model

Hyunsu Jang^a, Yoo-su Kang^b, Soonhwan Kwon^a, Jinseop Shin^a, Byeonghee Kim^{a,b*}^a Department of Mechatronics Engineering, Kangwon National University^b Department of Smart Health Science and Technology, Kangwon National University

ARTICLE INFO

Article history:

Received	27	March	2023
Revised	2	June	2023
Accepted	7	June	2023

Keywords:

Gantry-type feed system
Analytical system modeling
Estimated unspecified disturbance model
Estimated friction model

ABSTRACT

Methods to design simulation models are classified into system identification methods through experimental estimation and designing methods by analyzing dynamic elements. This study used an analytical method to design a dual-servo gantry-type feed system simulation model with unspecified disturbance and friction models for table positions appearing in low-cost machine tools. The friction model and unspecified disturbance were estimated through experiments in a static state (uniform velocity motion). To minimize the effect on the backlash, the disturbance model was estimated by changing the target speed from 100 mm/min. The feed system model of the Y1 and Y2 axes was dynamically analyzed and designed. The same command was given to the simulation model and commercial machine tools to obtain, compare, and verify the result data. The results confirmed that similar behavior was observed in both cases based on the steady-state error and time constant.

1. 서 론

공작기계는 “mother machine”이라고 불리며, 기계를 만드는 기계이다^[1]. 이처럼 공작기계 산업은 제조업의 기반이 된다. 하지만 공작기계 산업은 기술집약적 특성을 가진 산업으로 단기간 성능 확보가 어려운 산업이기 때문에 지속적인 연구가 필요한 분야이다^[2].

공작기계는 Fig. 1과 같이 크게 CNC 시스템, 서보 시스템 그리고 기계 시스템 세 가지 요소로 구성된다. CNC 시스템은 NCK, MMC(또는 MMI), PLC로 이루어지며 NCK는 파트프로그램의 해석, 경로 생성 및 보간, 위치 제어와 오차 보상 등 서보 시스템을 제어한다. MMC는 사용자와 기계 간 인터페이스 역할을 담당하

며, PLC는 서보 시스템 이외의 장치(스핀들, 입출력 장치 등) 제어에 주로 관여한다. 서보 시스템은 서보드라이브와 모터로 이루어져 있으며, 서보드라이브는 CNC 시스템에서 전달받은 지령을 바탕으로 서보모터를 제어한다. 서보드라이브의 경우 전류 루프 제어에 이용되는 세부적인 파라미터가 제조사에 의해 제공되지 않는 경우가 많다^[3]. 기계 시스템은 전기적인 힘을 기계적인 힘으로 변형하여 선형 운동을 가능케 하는 역할을 담당하며, 볼스크류와 테이블로 구성된다. 기계 시스템의 경우 질량과 감쇠, 강성을 갖는 시스템으로 표현할 수 있다.

이러한 공작기계의 시뮬레이션 모델은 설계 과정과 스마트 제조 현장에 두루 사용된다. 공작기계는 생산에 최소 20일 이상의 오랜 시간이 소요되기 때문에, 설계 과정에서는 이 기간을 최소화하기

* Corresponding author. Tel.: +82-33-244-8910

E-mail address: kbh@kangwon.ac.kr (Byeonghee Kim).

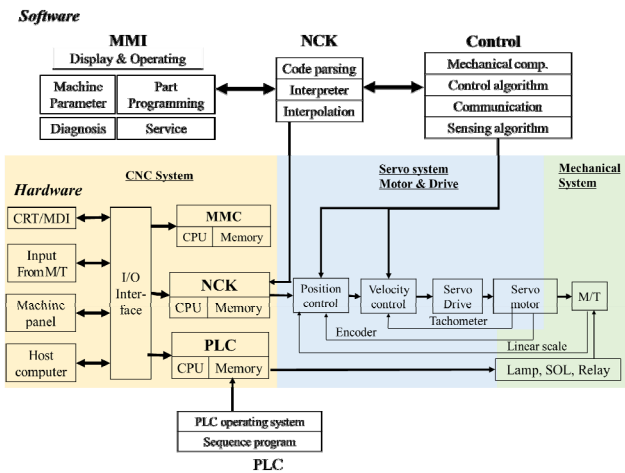


Fig. 1 Configuration of CNC system^[1]

위해 시뮬레이션 모델을 활용한다. 이는 시뮬레이션 모델을 통해 구조 및 제어 파라미터를 최적화하여 생산 시간 및 비용을 절감하기 위함이다.

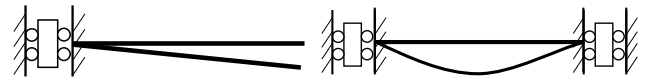
시뮬레이션 모델의 설계를 위해 Altintas를 비롯한 여러 연구자들은 실험적인 방법과 최적화 알고리즘을 이용하여 시스템의 특성을 분석하고 모델을 도출하는 방법이 제시하였고 그 성능을 검증한 바 있다^[4,6]. 기계의 마찰 특성을 파악하기 위해 Walrath를 비롯한 다양한 연구자들이 시도하였다^[7-10].

Yuxia Li는 갠트리형 공작기계의 시뮬레이션 모델을 제시하였고, 커플링으로 인한 영향이 고려되었으며, 주축에 의한 영향 역시 고려되었다. 하지만 저가형 공작기계에서 나타나는 볼스크류 위치 정밀도에 기인한 외란이 고려되지 않았다^[10]. 따라서 본 논문에서는 Yuxia Li가 제시한 모델에 볼스크류 정밀도에 의한 외란이 고려된 시뮬레이션 모델을 설계하고 이를 상용 공작기계 거동과 비교하는 것을 목적으로 한다. 갠트리형 이송계 모델은 Y1, Y2축의 커플링으로 인한 영향이 나타나며 이를 역학적 분석 방법을 통해 설계하는 것을 기본으로 마찰과 불특정 외란에 대한 모델을 추정하여 시뮬레이션 모델을 설계하였다. 제안된 모델의 타당성은 상용 공작기계와 동일한 입력을 주어 거동을 비교하는 것으로 검증하였다.

2. 본 론

2.1 시뮬레이션 모델링 방법

시뮬레이션 모델링 방법은 분석적 모델 설계 방법과 실험적으로 추정하여 모델링하는 방법으로 나눌 수 있다. 실험적 모델 추정 방법은 주파수 응답 특성 분석을 이용하여 실험적으로 모델을 추정하는 방법이다. 추정 방법을 모듈화한 경우 비전문가에 의해 수행이 가능하다는 장점이 있지만, 설계 또는 계인 튜닝 과정에서



(a) Single-drive servo system (b) dual-drive servo system

Fig. 2 Compare mode shape^[12]

문제를 일으키는 파라미터의 특성이 불가하다. 분석적 모델 설계 방법은 대상 시스템에 대한 역학적 지식이 필요하며 물리적 파라미터들을 구체적으로 알고 있을 경우에 수행이 가능하다는 단점이 있다. 하지만 실험적 모델 추정 방법과는 달리 파라미터의 개별적 수정 및 적용 가능하다는 장점이 있다.

2.2 듀얼 서보 방식 갠트리형 이송계

갠트리형 공작기계는 넓은 작업 공간 확보가 가능하여 대형 공작물 가공이 가능하다. 또한 Fig. 2와 같이 단일 이송방식에 비하여 약 6배 넓은 주파수 대역폭을 갖는다는 것이 선행 연구에 의해 확인된 바 있다^[12]. 이러한 듀얼 서보 방식 갠트리형 이송계는 두 축이 크로스빔(cross beam)에 의하여 커플링 되어있으며 서로 다른 기계적, 전기적 특성을 갖는다. 이는 요오차의 원인이 되며 시뮬레이션 모델 설계 시 고려되어야 할 부분이다. 본 논문에서는 기계적 특성에 비하여 매우 작은 전기적 특성은 동일한 것으로 가정한다.

2.3 실험 환경 구성

실험에 사용된 공작기계는 타이니로보사의 Tiny-P6012 이며, 이송 거리는 X축 600 mm, Y축 1200 mm이다. 공작기계에 사용된 볼스크류의 정밀도는 C7 급으로 $\pm 50/300$ ($\mu\text{m}/\text{mm}$)이다. 서보 시스템과 입출력 장치는 모두 이더넷(EtherCAT) 통신이 가능한 장비로 구성하였다. 서보 시스템은 델타(Delta)사의 것을 사용하였으며, 서보드라이브는 ASDA-A2-E(power 400 W), 서보모터는 ECMA10604ES를 사용하였다. 추가로 입출력 장치에 사용된 모듈은 벡호프(Beckhoff)사의 EL1008(이더넷 커플러), EL1008(디지털 입력 인터페이스), EL2008(디지털 출력 인터페이스)이다. Fig. 3 선형 스케일은 RTLC40-S(1 μm), 엔코더 헤드는 레니쇼(Renishaw)사의 Q4BCX05D10B를 사용하였다.

소프트웨어는 LinuxCNC 2.8.2를 상위 제어기로 사용하였으며 OS커널은 Debian 9, 실시간 커널은 Preempt RT 4.9.320-2를 사용하였다. 상위 제어기인 LinuxCNC와 델타 서보드라이브, 벡호프사의 입출력 모듈은 이더넷으로 통신하도록 구성하였다.

2.4 분석적 모델 설계

공작기계는 앞서 언급했듯이 CNC 시스템, 서보 시스템, 기계 시스템으로 구성된다. CNC시스템은 LinuxCNC를 사용하였으며,

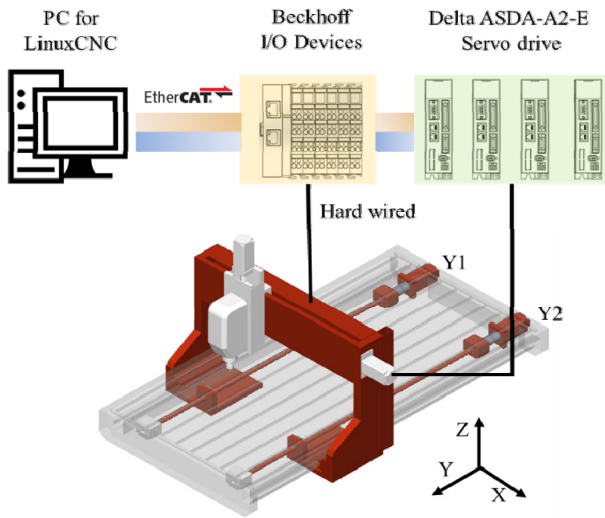


Fig. 3 Hardware configuration of dual-servo gantry type machine tool

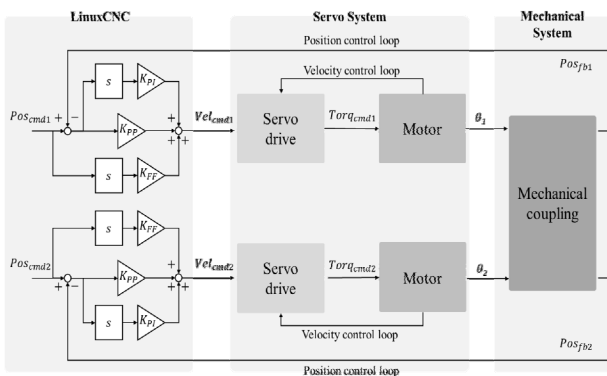


Fig. 4 Feed-drive control system of dual-servo gantry type machine tool

속도 지령 값을 출력한다. 서보 시스템은 델타 사의 서보드라이브와 모터로 구성하였다. 모터에서 출력된 각도(또는 토크)는 기계 시스템의 입력이 되며 출력 값은 테이블의 위치이다. 이때 적용된 제어 파라미터는 상용 공작기계와 같은 값을 사용하였다. LinuxCNC 내부 PID 및 피드포워드 제어 루프는 오픈 소스를 참고하여 모델링하였다. Fig. 4는 LinuxCNC와 서보 시스템 그리고 기계 시스템으로 이루어진 제어 루프를 단순화하여 나타낸 모식도이다.

서보 시스템의 경우 서보드라이브와 서보모터로 이루어져 있으며, 속도 지령을 받아 각도를 출력하는 시스템이다. 서보드라이브에 적용된 파라미터 또한 상용 공작기계와 동일하게 적용하였으며, 속도 제어 루프는 델타사의 메뉴얼을 참고하여 모델링하였다. Fig. 5에는 서보 시스템을 나타내었다.

기계 시스템은 Y1, Y2축에 대해 고려하였고, 크로스빔에 대한 영향과 주축의 위치에 의한 영향이 고려되었다. 모델링에 사용된 자유물체도는 Fig. 6와 같이 나타낼 수 있으며, 도출된 운동방정식

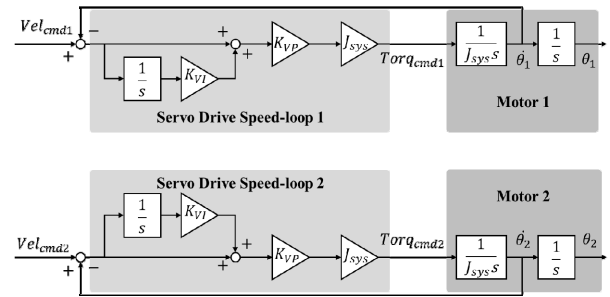


Fig. 5 Dual servo system of feed-drive system

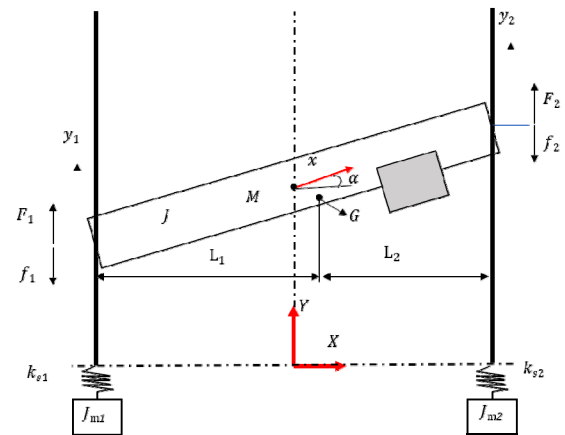


Fig. 6 Free body diagram of dual-servo gantry type machine tool

은 다음과 같다.

$$M\ddot{y} = F = F_1 - f_1 + F_2 - f_2 \quad (1)$$

$$J_{MB}\ddot{\alpha} = L_1(F_1 - f_1) + L_2(F_2 - f_2) \quad (2)$$

식 (1)과 식 (2)에 사용된 파라미터는 Table 1에 나타내었다. 식 (1)을 라플라스 변환하여 다음과 같이 정리한다.

Table 1 Parameter of machining tool

Parameter		Value [Unit]
Position loop Pgain	K_{PP}	60
Position loop Dgain	K_{PD}	1.2
Position loop feed-forward gain	FF_{PV}	0.5
Ball-screw lead	l	10 [mm]
Velocity loop Pgain	K_{VP}	500
Velocity loop Igain	K_{VI}	100
System inertia	J_{sys}	206.6205 [$\times 10^{-4}$ kgm ²]
Mass of Table and etc.	M	141.27 [kg]
Length of crossbeam	L	880 [mm]
Rotary inertia of crossbeam	J	7.7286 [kgm ²]

$$Y(s) = \frac{Ff_1(s)}{Ms^2} + \frac{Ff_2(s)}{Ms^2} \quad (3)$$

이때, $Ff_1 = F_1 - f_1$ 이며, $Ff_2 = F_2 - f_2$ 이다. 정리된 식 (3)을 입력 힘 Ff 에 대한 위치 y 의 출력 전달함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{Y(s)}{Ff_1(s)} = \frac{Y(s)}{Ff_2(s)} = \frac{1}{Ms^2} \quad (4)$$

y 와 y_1, y_2 의 관계는 요오차 α 가 매우 작을 때,

$$y_1 = y + L_1 \sin \alpha \approx y + L_1 \alpha \quad (5)$$

$$y_2 = y - L_2 \sin \alpha \approx y - L_2 \alpha \quad (6)$$

와 같다. 또한 이는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$y_1(s) = Y(s) + L_1 \alpha(s) \quad (7)$$

$$y_2(s) = Y(s) - L_2 \alpha(s) \quad (8)$$

회전 운동량에 대한 식 (2)는 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\ddot{\alpha} = \frac{L_1(F_1 - f_1)}{J_{MB}} + \frac{L_2(F_2 - f_2)}{J_{MB}} \quad (9)$$

이를 라플라스 변환하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha(s) = \frac{L_1}{J_{MB}s^2} Ff_1 - \frac{L_2}{J_{MB}s^2} Ff_2 \quad (10)$$

식 (10)을 토대로 입력 힘 Ff 에 대한 요오차 α 의 출력으로 전달함수를 도출하면,

$$\frac{\alpha(s)}{Ff_1} = \frac{L_1}{J_{MB}s^2} \quad (11)$$

$$\frac{\alpha(s)}{Ff_2} = -\frac{L_2}{J_{MB}s^2} \quad (12)$$

식 (11), 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다. 식 (7)과 식 (8)에서 식 (13)-(16)을 도출하였으며, 최종적으로 식 (13)-(16)은 기계 시스템의 역학적 분석을 통해 구해진 전달함수이다. 다음의 수식이 나타내는 의미는 각 축에 작용하는 입력 힘 Ff_1, Ff_2

에 대한 각 축의 위치 출력 y_1, y_2 에 대한 전달함수이다. 이를 이용하여 분석적 시뮬레이션 모델을 설계하였다. 시뮬레이션 최종 모델은 다음의 전달함수와 2.5장에서 추정된 외란 모델을 포함하여 설계하였다.

$$\begin{aligned} \frac{y_1(s)}{Ff_1(s)} &= \frac{Y(s)}{Ff_1(s)} + \frac{L_1 \alpha(s)}{Ff_1(s)} \\ &= \frac{1}{Ms^2} + \frac{L_1^2}{J_{MB}s^2} = \frac{J_{MB} + ML_1^2}{MJ_{MB}s^2} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{y_2(s)}{Ff_1(s)} &= \frac{Y(s)}{Ff_1(s)} - \frac{L_2 \alpha(s)}{Ff_1(s)} \\ &= \frac{1}{Ms^2} + \frac{L_1 L_2}{J_{MB}s^2} = \frac{J_{MB} + ML_1 L_2}{MJ_{MB}s^2} \end{aligned} \quad (14)$$

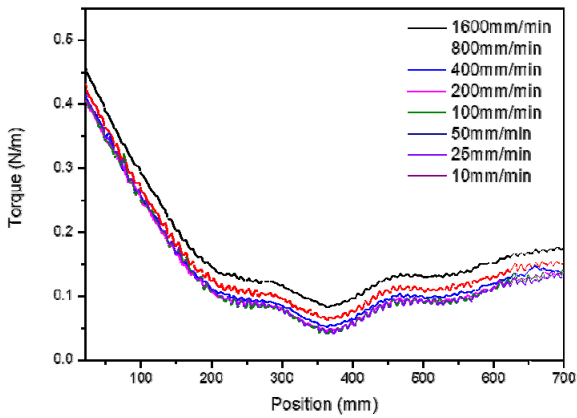
$$\begin{aligned} \frac{y_1(s)}{Ff_2(s)} &= \frac{Y(s)}{Ff_2(s)} + \frac{L_1 \alpha(s)}{Ff_2(s)} \\ &= \frac{1}{Ms^2} + \frac{L_2 L_1}{J_{MB}s^2} = \frac{J_{MB} + ML_1 L_2}{MJ_{MB}s^2} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{y_2(s)}{Ff_2(s)} &= \frac{Y(s)}{Ff_2(s)} - \frac{L_2 \alpha(s)}{Ff_2(s)} \\ &= \frac{1}{Ms^2} - \frac{L_2^2}{J_{MB}s^2} = \frac{J_{MB} - ML_2^2}{MJ_{MB}s^2} \end{aligned} \quad (16)$$

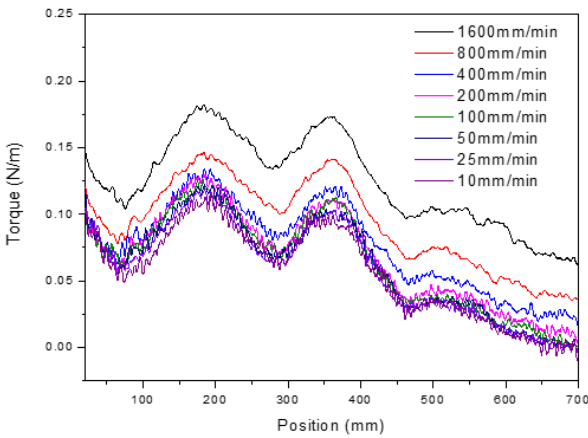
2.5 외란 모델 추정

갠트리형 공작기계는 각축이 기계적으로 다른 특성을 가질 수 있으며, 이로 인하여 각 축이 다른 거동을 나타낼 수 있다. 본 논문에서는 다른 마찰 특성을 실험을 통해 데이터를 확보하고, 확보된 데이터를 기반으로 기존에 검증된 마찰 모델에 근사하여 추정하였다. 외란 모델을 추정하기 위해 다양한 속도 조건에서 등속도 운동 시의 토크 데이터를 획득하였다.

등속도 운동 시 힘의 합력은 외란으로 인한 힘이다. 본 논문에서는 외란을 위치에 관한 외란과 속도에 의한 마찰 외란으로 가정하여 모델을 추정하였다. 식 (16)의 $f(pos)$ 는 위치에 의한 외란 함수이며, 백래시에 대한 영향을 제외하기 위하여 100 mm/min의 속도로 이송 중 목표 속도로 변경하여 데이터를 획득하였다. 데이터 획득을 위한 목표 속도는 10, 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600 mm/min 이며 Fig. 7(a)에 Y1축의 위치-토크 그래프, Fig. 7(b)에 Y2축의 위치-토크 그래프를 나타내었다. Fig. 7에서 위치에 따른 외란이 있음을 확인할 수 있고, Y1축 기준 1600 mm/min 의 위치-토크 데이터를 식 (17)의 푸리에급수로 근사하였다.



(a) Y1 axis



(b) Y2 axis

Fig. 7 Position-torque graph according to position under various speed conditions of axis

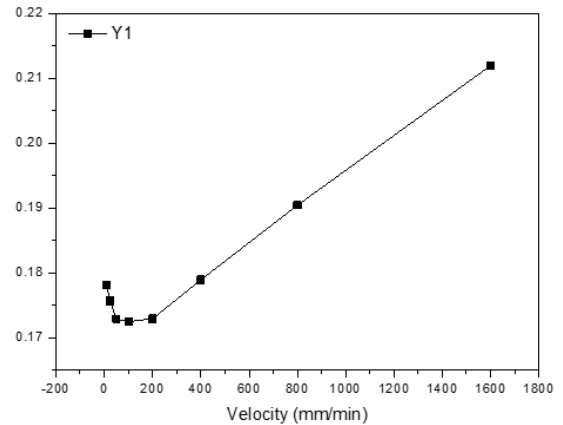
Table 2 Estimated parameter of Y1 axis

$a_0 = 190.4$	$a_1 = 145.2$	$a_2 = 70.29$
$a_3 = 20.71$	$a_4 = -1.152$	$a_5 = -13.96$
$a_6 = -2.943$	$a_7 = -1.921$	$b_1 = -42.5$
$b_2 = -29.66$	$b_3 = -34.060$	$b_4 = -18.72$
$b_5 = -6.96$	$b_6 = -1.814$	$b_7 = 1.664$
$\omega = 6.754 \times 10^{-6}$		

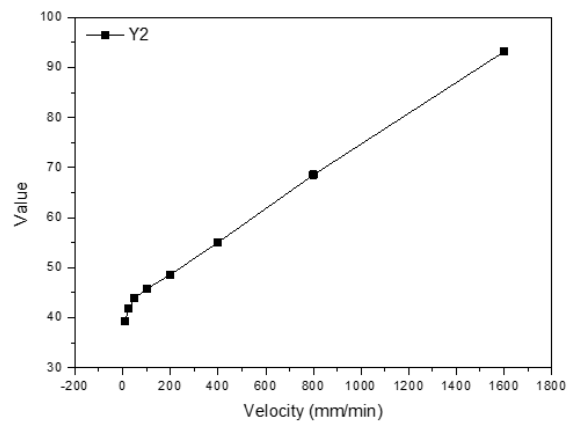
Table 3 Estimated parameter of Y2 axis

$a_0 = 80.13$	$a_1 = 14.83$	$a_2 = 15.67$
$a_3 = 5.989$	$a_4 = 0.8628$	$a_5 = 3.759$
$a_6 = -5.342$	$b_1 = 25.17$	$b_2 = -14.33$
$b_3 = -15.41$	$b_4 = -20.63$	$b_5 = -3.707$
$b_6 = -2.882$	$\omega = 7.299 \times 10^{-6}$	

$$f(pos) = a_0 + \sum_{i=0}^n a_i \cos(pos \cdot \omega) + b_i \sin(pos \cdot \omega) \quad (17)$$



(a) Y1 axis



(b) Y2 axis

Fig. 8 a_0 Value according to velocity of Y1 & Y2 axis

Y1축은 $n = 7$, Y2축은 $n = 6$ 으로 근사하였다. pos 는 엔코더에서 획득한 위치 값이며, ω 는 추정된 계수이다. Y1축과 Y2축에 대한 추정 계수 값은 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었다.

이렇게 근사한 그래프와 다른 속도에서 획득한 데이터를 비교하였을 때, 오프셋 값인 a_0 이외의 위치에 관한 함수로 인한 변화는 없다고 가정할 수 있다. 따라서 위치에 관한 추정값을 상수로 하고 a_0 를 속도에 대한 함수로 다시 근사하였다. 실험을 통해 속도에 따른 a_0 값을 구하였고, Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 각각 Y1, Y2축의 a_0 값을 나타낸다. Fig. 8에서 확인할 수 있듯이 Y1축의 경우 스트라이브 효과가 있는 마찰 모델을 확인하였고, 속도에 대한 함수로 다음과 같이 근사할 수 있다.

$$f(v) = f_c + f_v v + f_s e^{\frac{v}{v_s}} \quad (18)$$

이때 계수는 $f_c = 132.1$, $f_v = 0.02183$, $f_s = 9.858$, $v_s = -0.0226$ 로 추정하였다. 비슷한 방식으로 Y2축의 경우 물방 마찰과 점성 마찰에 의한 영향이 지배적인 것을 확인하였고, 속도에

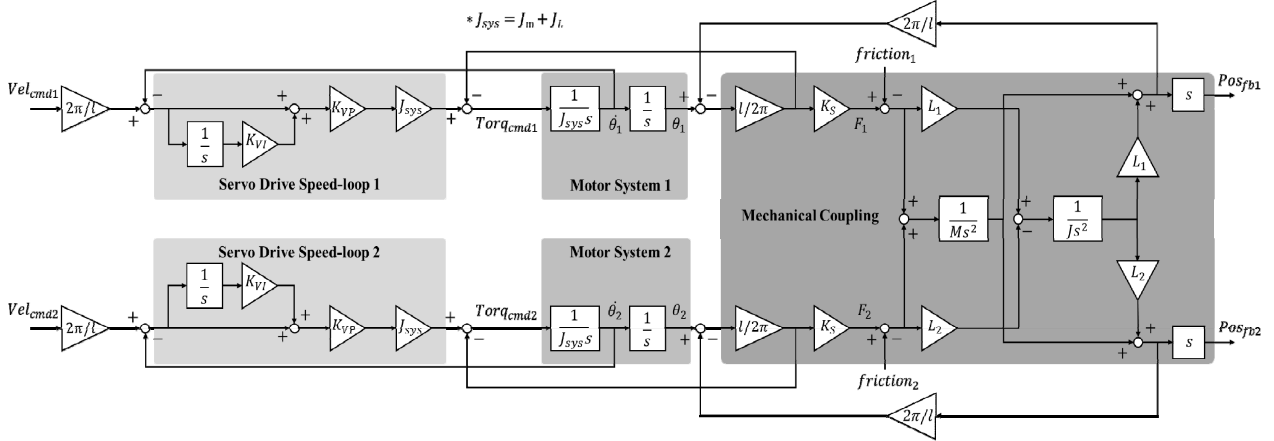


Fig. 9 Final model of machine tool control system

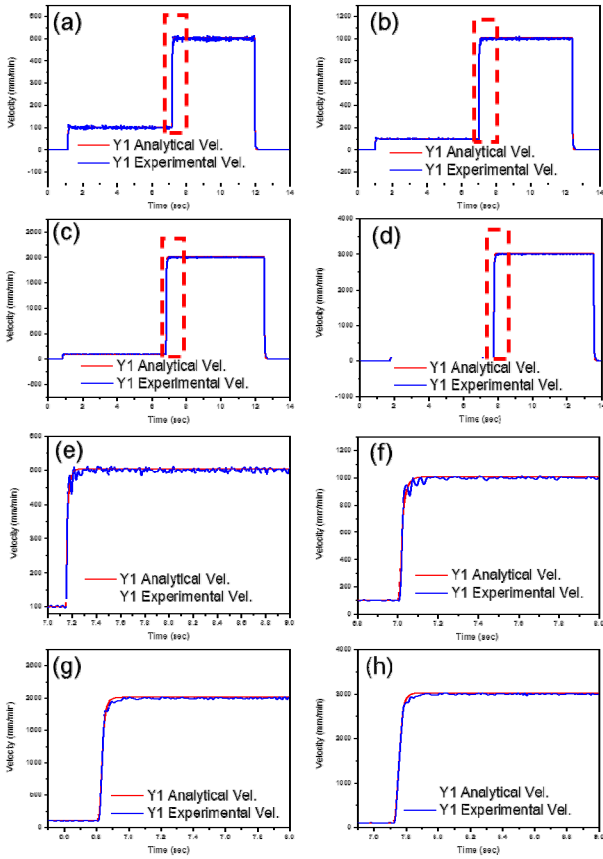


Fig. 10 Experimental result & analytical simulation result of Y1 axis (a) at F500, (b) at F1000, (c) F2000, (d) F3000, (e) enlarged (a), (f) enlarged (b), (g) enlarged (c), (h) enlarged (d)

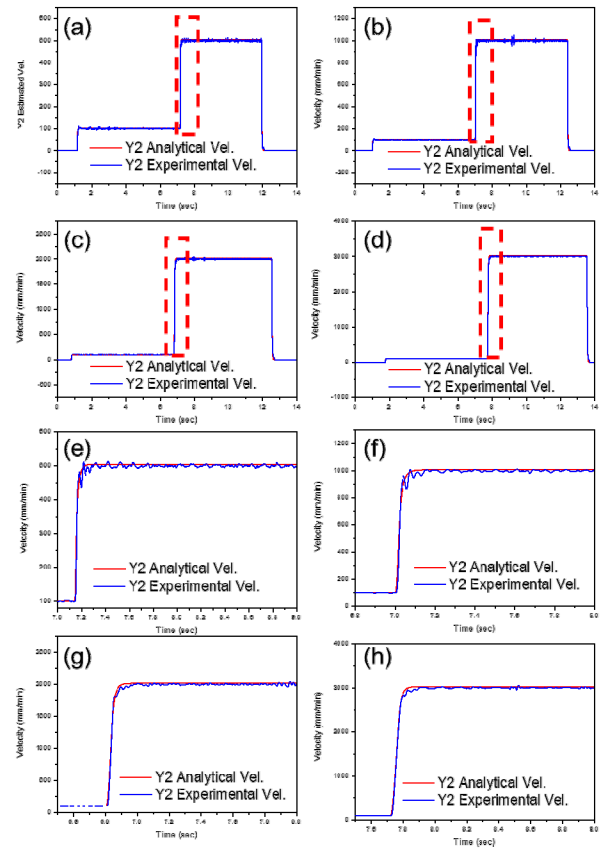


Fig. 11 Experimental result & analytical simulation result of Y2 axis (a) at F500, (b) at F1000, (c) F2000, (d) at F3000 (e) enlarged (a), (f) enlarged (b), (g) enlarged (c), (h) enlarged (d)

대한 함수로 식 (19)와 같이 근사하였다.

$$f(v) = f_c + f_v v \quad (19)$$

이때 계수는 $f_c = 40$, $f_v = 0.0336$ 으로 추정하였다.

2.6 최종 모델 도출 및 시뮬레이터 성능 검증

제어 시스템(LinuxCNC), 서보 시스템 그리고 기계 시스템으로 이루어진 최종 모델은 Fig. 9와 같으며, 본 논문에서 갠트리형 이송계(Y1, Y2 축)는 병렬 방식으로 제어된다. 시뮬레이션 지령은 상용 공작기계의 지령 값과 같은 위치 지령을 사용하여 수행했다.

속도 조건은 500, 1000, 2000, 3000 mm/min이며, 외란 모델 추정에서 백래시의 영향을 배제하기 위한 조건과 마찬가지로 100 mm/min 이송 중 목표 속도로 변경하였다. 시뮬레이션 결과는 Fig. 10와 Fig. 11에 나타내었다. 상용 공작기계와 다양한 속도 조건에서 시정수는 최대 0.8 ms차이, 정상상태 오차는 최대 0.794 % 차이로 상용 공작기계와 유사한 거동을 보임을 확인하였다.

3. 결론

분석적 방법으로 설계된 시뮬레이션 모델은 자유물체도와 상용 공작기계에 적용된 파라미터를 기반으로 설계되었으며, 외란 모델이 고려되었다. 듀얼 서보 방식 갠트리형 공작기계의 외란 모델은 위치와 속도에 관한 함수로 나타낼 수 있으며, 속도에 의한 함수는 마찰에 관한 영향으로 해석하였다. 하지만 위치에 관한 함수는 C7급 볼스크류의 정밀도 및 조립 불량으로 인한 불평형 요소와 관련이 있을 것으로 판단되며, 위치에 관한 외란 모델을 기반으로 상용 공작기계의 마찰 보정 및 조립 보정 작업을 진행할 수 있을 것으로 판단된다.


최종 모델에는 백래시와 가감속 모델이 고려되지 않았고, 이로 인해 시정수에서 오차가 발생했을 수 있으며, 속도가 변화하는 시점의 초기 위치 오차가 발생할 수 있다. 따라서 추후 진행될 연구에서는 제어기의 가감속 모델을 추정하여 이를 고려한 시뮬레이션 모델을 도출할 예정이다.

후 기

이 연구는 2022년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원과(20012834) 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(P0020616, 2022년 산업혁신인재성장지원사업).

References

- [1] Suh, S. H., Kang, S. K., Chung, D. H., Stroud, I., 2008, Theory and Design of CNC systems, Springer Science & Business Media, Berlin.
- [2] Lee, S. W., 2010, Trends and prospects of the machine tool industry, Journal of SME Finance, 30:4 89-110.<<https://www.kodit.co.kr/kodit/cm/cntnts/cntntsView.do?mi=2649&cntntsId=11273>> .
- [3] Sato, R., Tsutsumi, M., 2005, Modeling and Controller Tuning Techniques for Feed Drive Systems, Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 669-679, <https://doi.org/10.1115/IMECE2005-80596>.
- [4] Sencer, B., Altintas, Y., 2011, Identification of 5-axis Machine Tools Feed Drive Systems for Contouring Simulation, Int. J. Autom. Tech., 5:3 377-386, <https://doi.org/10.20965/ijat.2011.p0377>.
- [5] Lee, S., 2022, Kinematic Analysis and Development of Robot Simulator for Open-Source Six-Degree-of-Freedom Robot Arm, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 31:5 338-345, <https://doi.org/10.7735/ksmte.2022.31.5.338>.
- [6] Erkorkmaz, K., Wong, W., 2007, Rapid Identification Technique for Virtual CNC Drives, Int. J. Mach. Tools Manuf., 47:9 1381-1392, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2006.08.025>.
- [7] Walrath, C. D., 1984, Adaptive Bearing Friction Compensation based on Recent Knowledge of Dynamic Friction, Automatica, 20:6 717-727, [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(84\)90081-5](https://doi.org/10.1016/0005-1098(84)90081-5).
- [8] Li, B., Hullender, D., DiRenzo, M., 1998, Nonlinear Induced Disturbance Rejection in Inertial Stabilization Systems, IEEE Transactions on control systems technology, 6:3 421-427, <https://doi.org/10.1109/87.668042>.
- [9] Tsai, M. C., Chiu, I. F., Cheng, M. Y., 2004, Design and Implementation of Command and Friction Feedforward Control for CNC Motion Controllers, IEE Proceedings-Control Theory and Applications, 151:1 13-20, <https://doi.org/10.1049/ip-cta:20040100>.
- [10] Haessig Jr, D. A., Friedland, B., 1991, On the Modeling and Simulation of Friction, J. Dyn. Sys., Meas., Control., 113:3 354-362, <https://doi.org/10.1115/1.2896418>.
- [11] Li, Y., Zhao, W., Cheng, Y., Yang, Q., Zhang, J., 2011, Research on Dual-driving Synchronous Control System Modeling of Gantry-type Machine Tools with Traveling Bridge, IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing, 1-6, <https://doi.org/10.1109/ISAM.2011.5942322>.
- [12] Park, H. K., Kim, S. S., Park, J. M., Cho, T. Y., Hong, D. H., 2001, Dynamics of Dual-drive Servo Mechanism, IEEE International Symposium on Industrial Electronics Proceedings, 7098632, <https://doi.org/10.1109/ISIE.2001.932020>.

	<p>Hyunsu Jang Master in the Department of Smart Health Science and Technology, Kangwon National University. His research interest are Modeling and Identification of Feed System. E-mail: jang2780@kangwon.ac.kr</p>
	<p>Yoo-su Kang Ph.D. in the Department of Mechatronics Engineering, Kangwon National University. His research interest is CNC. E-mail: kus2172@kangwon.ac.kr</p>
	<p>Soonhwan Kwon Ph.D. Candidate in the Department of Smart Health Science and Technology, Kangwon National University. His research interest is Precision Control of Feed Derive System. E-mail: didantm@kangwon.ac.kr</p>
	<p>Jinseop Shin Master's Course in the Department of Smart Health Science and Technology, Kangwon National University. His research interest is CNC. E-mail: js_of_yadang@kangwon.ac.kr</p>
	<p>Byeonghee Kim Professor in the Department of Mechatronics Engineering, Kangwon National University. His research interest is Precision Control of Machine Tools. E-mail: kbh@kangwon.ac.kr</p>