

유압실린더-토글 서보 메카니즘의 모델링 및 운동제어

Modeling and Motion Control for Hydraulic Cylinder-Toggle Servomechanism

조승호^{1*}

S. H. Cho

Received: 30 Jul. 2013, Accepted: 26 Aug. 2013

Key Words : Hydraulic Cylinder(유압실린더), Toggle Servomechanism(토글 서보 메카니즘), Mathematical Modeling(수학적 모델링), Control Method(제어방식)

Abstract: This paper presents a robust motion tracking control of a cylinder-toggle servomechanism for injection molding machines. Virtual design model has been developed for a five-point type toggle mechanism. A sliding function is defined and combined with PID control to accommodate mismatches between the real plant and the linear model used. From tracking control simulations, it is shown that significant reduction in position tracking error is achieved with clamping force build-up through the use of proposed control scheme.

기호 설명

- A : 피스톤 단면적
- b : 점성마찰계수
- C_h : 유압 커패시턴스(capacitance)
- C_{Li} : 누설계수
- F_s : 마찰력
- p_L : 부하압력
- n_1 : 펌프의 회전수
- V_1 : 펌프의 배제용적
- G, T_r, T_d : 비례게인, 적분게인, 미분게인
- K_{AC}, T_{AC} : AC서보모터의 게인, 시상수

1. 서론

토글 메카니즘은 다양한 형태의 기계 메카니즘에 광범위하게 사용된다. 작은 구동력으로 큰 부하를 극복 할 필요가 있는 곳, 즉 편칭머신, 단조기계, 바위분쇄기, 트럭 테일 게이트(tail gate), 공압식 리벳기, 클러치 등에 많이 응용된다. 토글 메카니즘의 또 다른 중요한 특징은 비교적 낮은 토크 입력으로 슬라이더에서 높은 힘을 발생시키는 능력이다. 토글 메카니즘을 사용한 몰드(mold)-클램핑(clamping) 공정에서 요구되는 추력(thrust)에 대한 연구가 Lin¹⁾ 등에 의하여 수행되었다. 아울러 토글 메카니즘에 대한 동역학적 해석이 Fung²⁾ 등에 의하여 유도되었다. 동특성을 해석하기 위한 수식들에는 강한 비선형성들이 커플링되어 나타나므로 산업 응용에는 한계가 따랐다. 본 연구에서는 토글 메카니즘의 기하학적 정보를 상용소프트웨어 SimulationX에 내장된 다-물체 시스템(이하 MBS; multi-body system)기법을 활용하여 3D CAD 모델링 한다. 한편 원유가격의 영향과 이산화탄소 규제 등으로 인하여, 에너지 절약형 사출성형 구동장치에 많은 관심이 집중되고 있다^{3~4)}. 고성능의 서보 응답과 고 에너지 효율의 결합은 오늘날의 사출성형기에 있어서 필수불가결하다. 이에 맞추어 AC서보모터

* Corresponding author: shcho@hongik.ac.kr

1 Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

Copyright © 2013, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

-정용량형 기어펌프가 실린더를 직접 제어하는 방식을 택한다. 사출성형 공정 동안에 클램프 실린더는 다양한 조건하에 작업이 수행되도록 요구된다. 따라서 강인한 추적제어 성능을 위하여, PID제어와 슬라이딩모드를 결합하는 방식을 도입한다. 아울러 멀티-도메인(multi-domain) 시뮬레이션을 통하여 버추얼 디자인(virtual design) 모델을 구축한다.

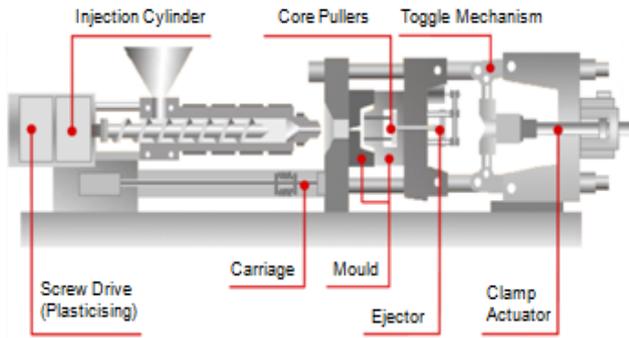


Fig. 1 Basic design of an injection molding machine

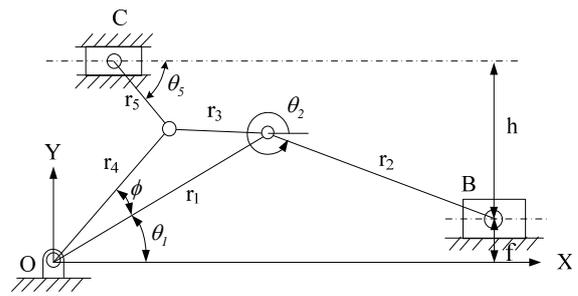
2. 토글 메카니즘 서보시스템

2.1 기본특성

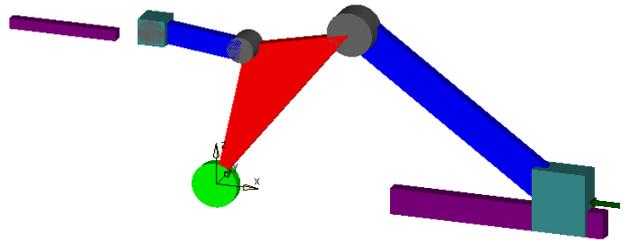
본 연구의 기저를 형성하는 사출성형기의 기본 설계도가 Fig. 1에 나타나있다. 클램프 액추에이터, 즉 유압실린더와 토글 메카니즘이 주요 고찰 대상이다. 토글 메카니즘에 대한 도식적 표현과 MBS에 의하여 구현된 3D CAD모델이 Fig. 2에 각각 나타나있다. Fig. 2(a)에서 C점은 슬라이드 운동을 하는 크로스헤드(cross head)를 나타내며 유압실린더에 의하여 구동된다. 그리고 B점은 가동형판(moving platen)을 나타낸다. AC서보모터-정용량형 기어펌프를 사용하므로 실린더의 위치, 속도 또는 힘의 제어기능이 유압 펌프로 부터 AC모터로 이동된다. 속도제어가 배제용적 제어를 대신한다.

2.2 모델링

클램핑 유닛은 세 개의 부 시스템, 즉, 전기시스템, 유압시스템, 기계적인 토글 메카니즘으로 구성된다. 이를 나타내는 버추얼 디자인 모델이 Fig. 3에 도시되어있다. 그림에서 오른쪽 상단이 MBS로 구현한 토글 메카니즘을 나타낸다. 제어기 설계를 위해서 각각의 부 시스템에 대한 수학적 모델링이 필요하며, 해당 블록선도가 Fig.4에 나타나있다. 단순화된 선형모



a) Schematic



b) 3D CAD model

Fig. 2 Five-point type toggle mechanism

Table 1 Component specifications

Parameters		Value
Double rod cylinder	Piston diameter	80mm
	Rod diameter	55mm
	Stroke	519mm
Pump	Volumetric displacement	100cm ³ /rev
Asynchronous AC motor	Gain	200rev/(min·V)
	Time constant	0.037s

델을 유도하기 위한 이상 조건으로서 공급압력은 일정하고, 압력과 위치에 따른 캐비테이션은 무시하였다. 임의의 작동점에서 마찰계수가 일정하다고 가정하였다. 피스톤변위에 따라 변하는 토글의 질량부하를 나타내기 위하여 등가질량(reduced mass; m_{red})을 도입하였다. 주요 파라미터들이 Table 1에 나타나있다. Fig. 4를 기초로 AC서보모터의 입력전압과 피스톤 속도 사이의 개회로 전달함수를 구하면 식(1)과 같다. AC서보모터의 동특성이 실린더-토글 메카니즘 부하에 비하여 매우 빠르다는 가정하에 비례요소로 모델링 하였다.

$$\frac{v_C(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{s(s^2 + a_1s + a_2)} \quad (1)$$

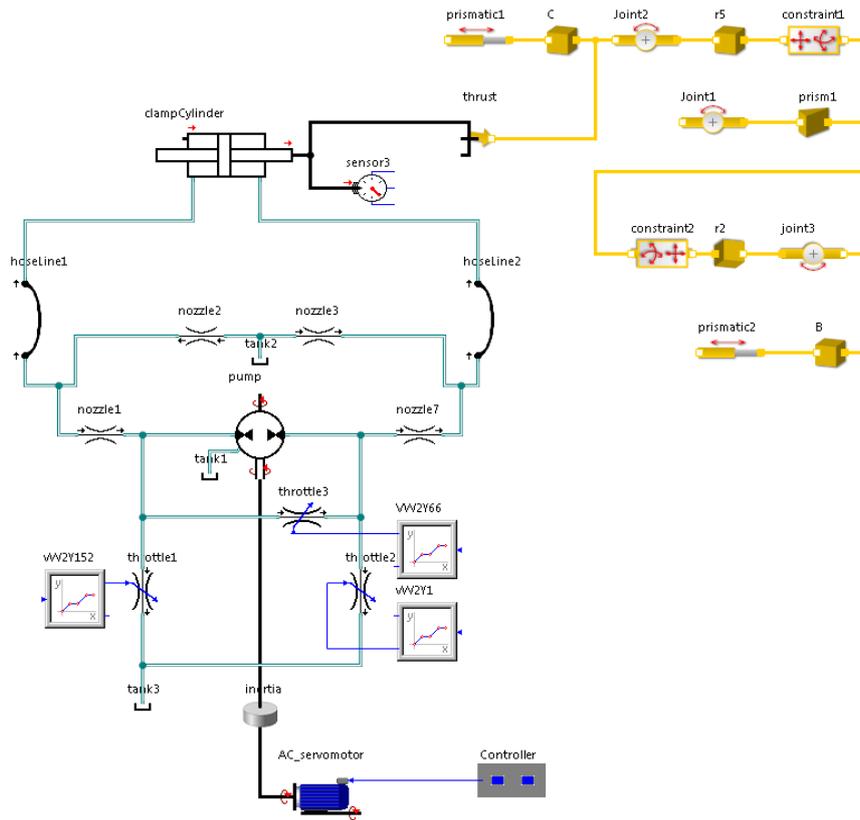


Fig. 3 Virtual design model for a cylinder-toggle servomechanism

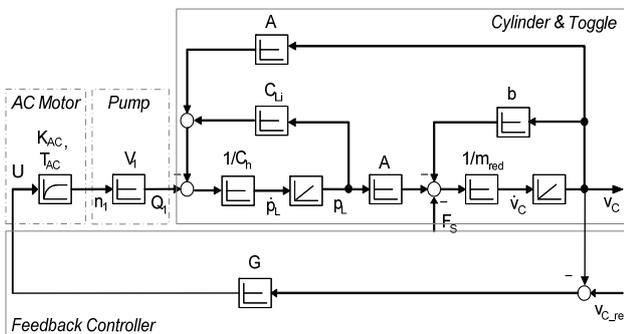


Fig. 4 Component-based block diagram

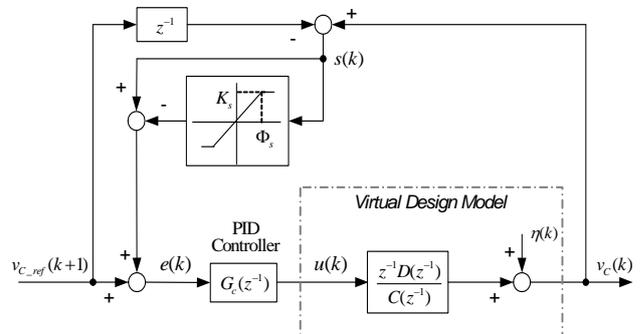


Fig. 5 Sliding mode tracking control scheme

여기에서

$$a_1 = (G_{Li}/C_h + b/m_{red}) \quad (2)$$

$$a_2 = (bG_{Li} + A^2)/(m_{red}C_h) \quad (3)$$

$$K_V = (K_{AC}V_iA)/(m_{red}C_h) \quad (4)$$

3. 제어기 설계

제어시스템에 가해지는 기준(reference) 입력신호가 시변(time varying)일 때 피드백 제어기만으로는 원하는 제어성능을 보장할 수 없다. 따라서 본 연구

에서는 Fig. 5에 제시되어 있는 것과 같이 이산시간 슬라이딩 함수를 설정하여 추적제어기를 설계하였다. 앞장에서 구한 식(1)로 표현되는 개회로 전달함수를 Z-변환하여 이산시간 전달함수를 구한다. 이산시간 표현식(5)에서 $C(z^{-1}) = 1 + c_1z^{-1} + c_2z^{-2}$, $D(z^{-1}) = d_0 + d_1z^{-1}$ 로 표현되며, 여기에서 다항식 계수들은 식(1)의 파라미터들로 구성된다. 그리고 모델링 오차 $\eta(k)$ 를 포함하는 일반화된 형태의 표현식은 식(6)로 나타내진다. 식(6)에서 $u(k)$ 와 $v_C(k)$ 는 측정가능한 입출력을 나타낸다. 여기에서 만일

$$Z \left\{ \frac{1-e^{-Ts}}{s} \cdot \frac{K_v}{(s^2+a_1s+a_2)} \right\} = \frac{z^{-1}D(z^{-1})}{C(z^{-1})} \quad (5)$$

$$v_c(k) = \frac{z^{-1}D(z^{-1})}{C(z^{-1})} u(k) + \eta(k) \quad (6)$$

$\eta(k) = 0$ 이면, 완전 추적제어 법칙은 추적오차가 식(7)을 만족하도록 구성된다. 식(6)과 식(7)로부터 제어오차 신호는 PID제어 상태 하에서 식(8)와 같이 유도된다.

$$v_c(k+1) - v_{c_ref}(k+1) = 0 \quad (7)$$

$$e(k) = \frac{1}{G_c(z^{-1})} \cdot \left[\frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})} \cdot v_{c_ref}(k+1) \right] \quad (8)$$

$$s(k) = v_c(k) - v_{c_ref}(k) \quad (9)$$

그러나 만일 $\eta(k) \neq 0$ 이면 제어오차 신호 식(8)에 의하여 조건식(7)을 만족할 수 없다. 이를 보상하기 위하여 식(9)로 정의되는 슬라이딩 함수를 도입한 후, 슬라이딩 경계층 내부와 외부에 대하여 제어법칙을 식(10)과 같이 구성한다. 식(10)과 식(11)에서 K_s 와 Φ_s 는 각각 슬라이딩 제어기 게인과 경계층 폭을 나타낸다.

$$e(k) = \frac{1}{G_c(z^{-1})} \cdot \left\{ \frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})} \cdot \left[s(k) + v_{c_ref}(k+1) - K_s \text{sat} \left(\frac{s(k)}{\Phi_s} \right) \right] \right\} \quad (10)$$

$$\text{sat} \left(\frac{s(k)}{\Phi_s} \right) = \begin{cases} +1 & \text{for } \Phi_s \leq s(k) \\ \frac{s(k)}{\Phi_s} & \text{for } -\Phi_s < s(k) < \Phi_s \\ -1 & \text{for } s(k) \leq -\Phi_s \end{cases} \quad (11)$$

식(9)와 (10)에 의하여 슬라이딩 함수 동특성을 표현하는 식(12)이 유도된다. 따라서 슬라이딩 경계층 내부에서 슬라이딩 함수의 동특성은 식(13)으로 표현된다. 식(13)은 1차 필터식을 나타내며, 입력이 $\eta(k+1)$, 고유치가 λ 이다.

$$s(k+1) = s(k) - K_s \text{sat} \left(\frac{s(k)}{\Phi_s} \right) + \eta(k+1) \quad (12)$$

$$s(k+1) = \left(1 - \frac{K_s}{\Phi_s} \right) s(k) + \eta(k+1) \quad (13)$$

$$1 - \frac{K_s}{\Phi_s} = \lambda \quad (14)$$

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션은 크게 나누어 개회로와 폐회로를 대상으로 하여 수행하였다. 개회로 시뮬레이션은 AC서보모터에 입력을 가하여 Fig. 2의 C점, 즉 크로스헤드의 속도와 위치를 고찰하는 과정이다. 이때 가동형판의 속도와 위치도 아울러 고찰하였다. AC서보모터에 주파수 1Hz의 구형파(square wave)를 진폭에 변화를 주어 가하였다. 진폭이 2배정도 차이가 나도록 가하여 과도상태와 정상상태를 비교하기 용이하게 하였다. 그 결과가 Fig. 6에 토크 파형과 함께 나타나 있다. 각속도 파형으로부터 정착시간이 대략 0.2초 정도 됨을 알 수 있다. 이에 따른 크로스헤드와 가동형판의 속도파형이 Fig. 7에 나타나 있다. AC서보모터의 각속도와 토크파형에서 나타났던 고주파수 성분들이 필터링되어 나타나지 않음에 주목할 필요가 있다. 이는 개회로 전달함수 표현식(1)이 타당함을 시사한다. 더욱이 크로스헤드의 정상상태 응답이 비교적 규칙적으로 나타나는 데 반하여, 가동형판의 속도파형은 입력진폭이 증가할수록 불규칙하게 나타난다. 이는 토글 메카니즘에 내재된 비선형성에 기인하는 것으로 사료된다. 크로스헤드와 가동형판의 변위파형이 Fig. 8에 나타나 있다. 속도파형에서 나타났던 주파수 성분들이 보이지 않는 이유는 적분의 영향으로 추정된다. 초기상태로부터 출발할 때 속도와 위치 응답 파형에서의 지연은 AC서보모터와 유압시스템에 내재된 비선형특성에 기인하는 것으로 사료된다. Fig. 7에서 AC서보모터에의 입력진폭이 200rpm일 때의 개회로 응답파형을 분석하여, 고유진동수(ω_n)=5Hz, 감쇠비(ζ)=0.3, 그리고 개회로 게인(K_v)=0.1218(m/s)/Volt의 2차 시스템으로 근사화 하였다. 입력진폭이

Table 2. Controller parameters

	G	T_i	T_d	K_s/Φ_s
PID	0.05	2.0	0.0006	
PID-Sliding Mode	0.05	2.0	0.0006	0.5

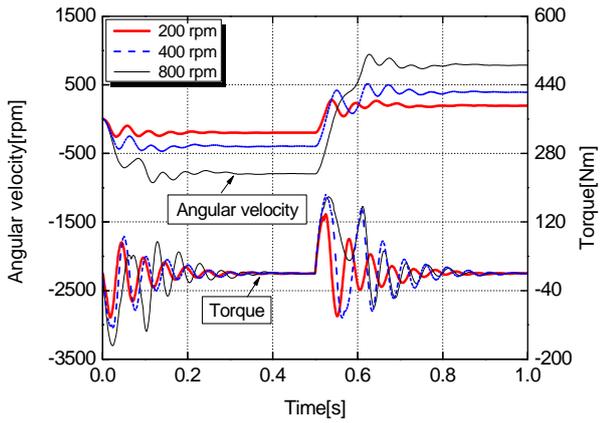


Fig. 6 Angular velocity and torque of AC servomotor (open-loop control)

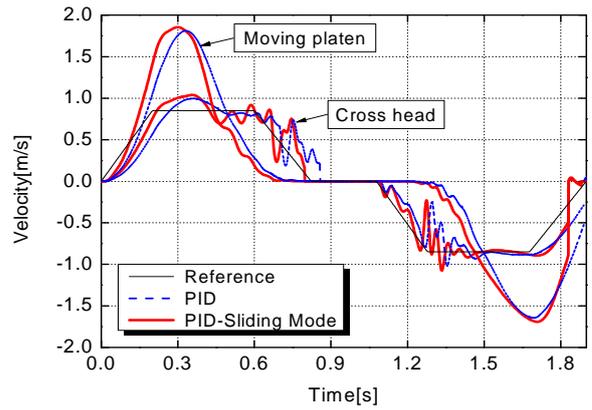


Fig. 9 Velocity of cross head and moving platen (PID and PID-Sliding Mode)

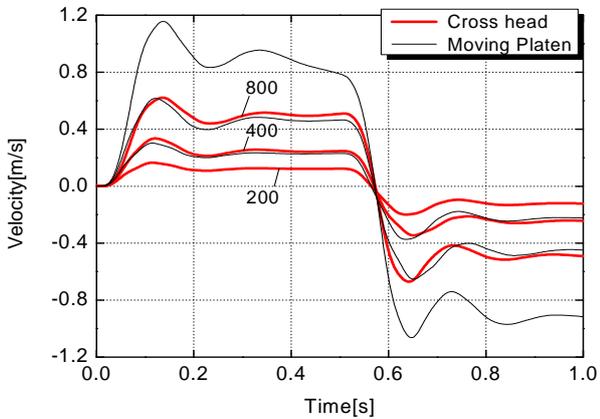


Fig. 7 Velocity of cross head and moving platen (open-loop control)

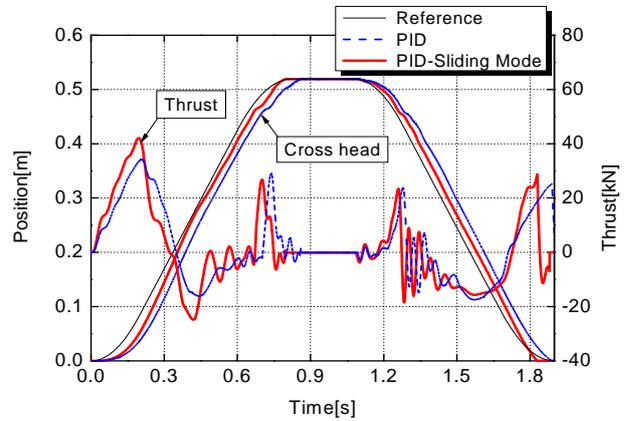


Fig. 10 Cross head position with thrust (PID and PID-Sliding Mode)

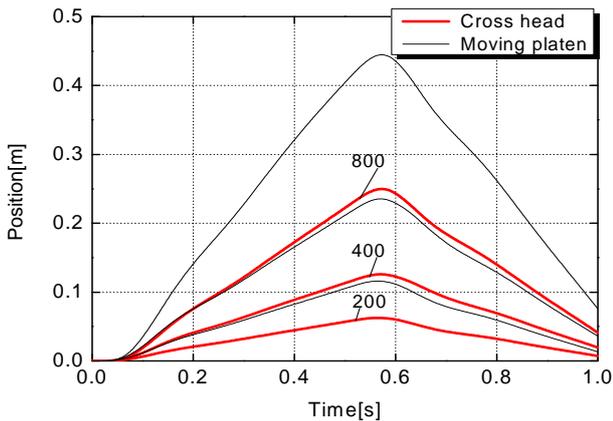


Fig. 8 Position of cross head and moving platen (open-loop control)

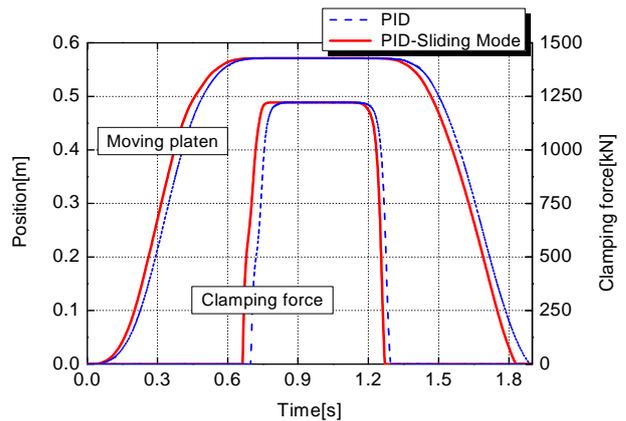


Fig. 11 Moving platen position with clamping force (PID and PID-Sliding Mode)

400rpm, 800rpm일 때의 개회로 응답과형도 위의 해석과 거의 동일한 결과로 근사화가 가능하였다. 이로부터 2장의 식(2)와 식(3)의 설계 파라미터,

$a_1 = 2\zeta\omega_n = 18.84$, $a_2 = \omega_n^2 = 985.96$ 를 추정하였다. 폐회로 응답특성을 고찰하는 시뮬레이션은 PID제어와 PID-Sliding Mode제어로 나누어 실행되었다.

시뮬레이션에 사용된 파라미터 값들이 Table 2에 나타나있다. 크로스헤드의 기준 속도파형은 DCT(Dry Cycle Time)⁵⁾ 1.9초가 되도록 설정하였다. 서로 다른 운동모드 하에서 추적 성능을 조사하기 위해서 가속 모드, 등속모드, 감속모드, 그리고 정지모드를 결합하여 구성되었다. Fig. 9에 크로스헤드와 가동형판의 속도파형과 함께 나타나있다. 0.3초 근방에서 가동형판의 속도가 크로스헤드의 속도보다 약 1.8배 정도 높게 나타나고 있다. 이는 토글 메카니즘에 내재된 증폭특성에 기인하는 것으로 고속사출성형을 구현하는데 필수불가결한 요소이다. PID-Sliding Mode제어가 PID제어에 비해 응답이 빠르고, 추적성능이 우수함을 보여주고 있다. 크로스헤드가 감속운동을 할 때 진동현상을 보이는 것은 토글 메카니즘과 유압시스템에 내재된 비선형특성에 기인하는 것으로 사료되며, 향후 계속적인 연구가 필요하다. 그러나 Fig. 11에 나타난 것과 같이 사출제품의 성능을 최종적으로 좌우하는 가동형판의 위치와 형체력에 영향이 없음을 주목할 만하다. Fig. 10에는 크로스헤드의 위치 추적성능과 추력이 함께 도시되어 있다. 폐회로 구성이 기본적으로 속도 피드백 방식으로 구성되었음에도, 위치 추적성능도 비교적 우수함을 보여주고 있다. PID-Sliding Mode제어가 PID제어에 비해 응답이 빠르고, 추적성능이 우수하다. Fig. 11에는 가동형판의 위치제어 성능과 형체력이 함께 도시되어 있다. PID-Sliding Mode제어에서 형체력 형성이 0.05초 정도 빠르게 이루어지고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 토글 메카니즘을 MBS기법으로 3D CAD모델링 한 후, AC서보모터-정용량형 기어펌프를 사용하는 유압실린더와 인터페이스 시켜 버추얼 디자인 모델을 구축하였다.

고성능의 서보응답과 고 에너지 효율의 결합은 오늘날 사출성형기에 있어서는 필수불가결하다. 사출성형 공정에서 클램프 실린더는 다양한 작동 조건하에서 작업이 수행되도록 요구된다. 따라서 강인한 추적

제어 성능이 요구되므로 PID제어와 슬라이딩 모드를 결합하는 방식을 도입하였다. 토글 메카니즘의 크로스헤드와 가동형판의 속도, 변위응답 특성을 고찰하기 위하여, 개회로 시뮬레이션을 수행하였다. 이로부터 전달함수의 설계 파라미터 값을 추출하여 제어기 설계에 이용하였다.

슬라이딩모드를 결합에 의하여 응답속도를 빠르게 하는 효과가 현저하여, 그 결과 가동형판의 응답성이 향상되고 아울러 형체력이 빠르게 형성되므로 DCT의 단축도 가능하였다.

후 기

이 논문은 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 연구임 (No. 2012-0007947)

참 고 문 헌

- 1) W.Y. Lin, K.M. Hsiao, "Study on improvements of the five-point double-toggle mold clamping mechanism", Proc. Inst. Mech. Engrs., Part C, J. Mech. , 218, pp. 761~753, 2004.
- 2) R.F. Fung, C.C. Hwang, C.S. Hwang and W.P. Chen, "Inverse dynamics of a toggle mechanism", Computer and Structures, 63, pp. 91~99, 1997.
- 3) S. Helduser, "Development trends in Electrohydraulic drives and controls", 6th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Germany, 2, pp. 29~64, 2008.
- 4) S. Helduser, "Electric-hydrostatic drive - An innovative energy-saving power and motion control system", Proc. Inst. Mech. Engrs., Part I, Journal of Systems and Control Engineering, 213, pp. 427~437, 1999.
- 5) EUROMAP 6, "Determination of duration of the dry cycle," Version 2.0, pp. 1~5, 2007.