

# 사출성형 실린더의 적응제어 방식 속도 및 압력제

## Adaptive Control Based Velocity and Pressure Control for Injection Molding Cylinder

조 승 호  
 S. H. Cho

접수일: 2012년 4월 29일, 수정일: 2012년 8월 23일, 게재확정일: 2012년 8월 27일

**Key Words** : Model Reference Adaptive Control(기준모델 적응제어), Injection Molding Cylinder(사출성형 실린더), Velocity Control(속도제어), Pressure Control(압력제어), Injection Process(사출공정), Dwelling Process(보압공정)

**Abstract:** This paper deals with the issue of model reference adaptive control strategy to control the injection molding machine. Prior to controller design, a pair of transfer functions are derived for the injection and dwelling process based on mathematical models of components. As external disturbances to examine the robustness of the proposed controller, nozzle clogging and contraction of molded objects are considered and realized by proportional valve. The overall simulation system, consisting of hydraulic components, controller and sensors, is implemented using the components of commercial software SimulationX. The simulation results confirm the proposed scheme's efficiency and robustness.

### 기호 설명

<p><math>k_e</math> : 작동유의 체적탄성계수</p> <p><math>k_{el}</math> : 사출수지 체적탄성계수</p> <p><math>k_p, k_x</math> : 서보밸브 압력게인, 유량게인</p> <p><math>k_s</math> : 서보밸브 스펴변위 대 입력전압 비</p> <p><math>p_1, p_2</math> : 실린더1 좌측, 우측 챔버압력</p> <p><math>p(= p_3)</math> : 실린더2 우측 챔버압력</p> <p><math>p_4</math> : 체적실 압력</p> <p><math>p_s</math> : 공급압력</p> <p><math>p_L</math> : 부하압력</p> <p><math>A_1, A_2, A_3</math> : 피스톤 수압면적</p> <p><math>c_v</math> : 서보밸브 유량계수</p> <p><math>M</math> : 피스톤 질량</p> <p><math>Q_1, Q_2</math> : 서보밸브 통과유량</p> <p><math>Q_3</math> : 실린더2부터 체적실로의 유입유량</p> <p><math>Q_L</math> : 부하유량</p>	<p><math>u</math> : 제어입력</p> <p><math>V_1, V_2, V_3</math> : 실린더 체적</p> <p><math>V_4</math> : 금형 체적</p> <p><math>x</math> : 서보밸브 스펴변위</p> <p><math>y</math> : 피스톤 변위</p> <p><math>v</math> : 피스톤 속도</p> <p><math>\rho</math> : 작동유 밀도</p> <p><math>\Theta</math> : 적응제어기 파라미터</p> <p><math>\Gamma</math> : 파라미터 갱신 게인 행렬</p>
---	--

### 1. 서 론

유압을 동력원으로 사용하는 사출성형기는 산업계에서 가전제품, IT제품, 자동차 외부 및 내부 부품 등의 생산에 널리 사용되고 있다.<sup>1)</sup> 연속적으로 안정된 성형 품질을 얻기 위해서는 사출공정 및 보압공정을 대상으로 정밀제어가 필요하다. 이를 위해 일반적으로 PI 제어를 사용하여 사출공정에서는 속도 제어, 그리고 보압공정에서는 압력제어가 수행되고 있다. 사출성형기는 한 가지 성형품만을 생산하는 것이 아니고, 여러 종류의 금형을 교체하며 다양하게

조승호(교신저자): 홍익대학교 기계·시스템디자인공학과  
 E-mail: shcho@hongik.ac.kr, Tel: 02-320-1682

제품을 생산하기 때문에, 가동 조건 및 금형에 따라 제어기 파라미터를 변경해야 한다. 이러한 작업은 현장 기술자의 경험에 의존하여 시행착오를 거쳐 완성되는 것이 일반적이다. 더욱이 용융수지의 특성을 파악하기 어렵고, 공정마다 사출성형기의 동작 특성이 변화하기 때문에 제어 파라미터 결정에는 많은 시행착오적 공정수를 필요로 한다. 매 공정마다 PI파라미터를 조정하는 방법을 사용하고 있으나, 이를 통하여 안정된 생산품질을 보장하기는 어려운 실정이다. 본 연구에서는 사출성형 품질을 크게 좌우하는 사출 공정과 보압공정에 기준모델 적응제어(MRAC)<sup>2,4)</sup>를 각각 적용함으로써 생산품질 향상을 도모한다. 사출 및 보압공정에 대하여 각각 수학적 모델링을 수행한 후, 구해진 전달함수를 기초로 적응제어 시스템을 구축한다. 상용소프트웨어 SimulationX<sup>5)</sup>를 사용하여 전체 시뮬레이션 회로를 설계한다. 아울러 사출 및 보압공정에서 발생하는 외란에 대한 강인성에 대해서도 검토한다.

## 2. 시스템 모델링

사출공정 및 보압공정을 수학적으로 모델링하기 위한 시스템이 Fig. 1에 도시되어 있다. 실린더1, 실린더2는 각각 사출 실린더 및 부하를 나타낸다. 실린더1은 유압-서보밸브에 연결되어 사출 및 보압공정에 생성된 제어신호에 대응하여 유량을 공급한다. 한편 실린더2와 체적실은 초크를 통하여 연결된다. 체적실 출구 측에 연결된 밸브의 개도를 제어함으로써 사출 시의 노즐 상태의 영향 혹은 경화 과정에서 수지의 영향을 고찰한다.

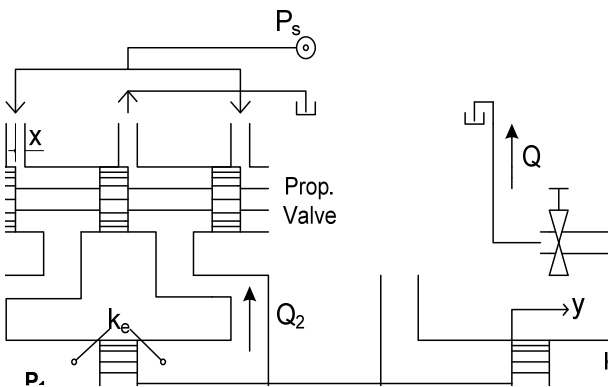


Fig. 1 Model of injection molding machine

위 시스템의 부하압력  $p_L$  및 부하유량  $Q_L$ 은 다음 식으로 정의된다.

$$p_L = p_1 - \frac{A_1}{A_2} p_2, Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (1)$$

동작점  $p_L = 0, Q_L = 0$ 의 주위에서  $Q_L$ 을 선형 근사하면 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = k_x x - k_p p_L \quad (2)$$

### 2.1 사출공정

사출공정에서 사출 중인 금형 내의 압력  $p_4$ 는 0으로 가정한다. 실린더 속도제어를 수행하는 사출공정에서는 실린더2로 부터 사출되는 수치유량  $Q_3$ 를 초크 유동으로 가정하고 다음식으로 표현한다.

$$Q_3 = \frac{\pi d^4}{128\mu} \frac{1}{L} (p_3 - p_4) \quad (3)$$

여기서  $d, L, \mu$ 는 각각 초크의 오리피스 지름, 길이 및 작동유의 점도이다. 관로 동특성을 무시하면, 사출 공정에 있어서 연속방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{p}_1 = \frac{k_e}{V_1} (Q_1 - A_1 v) \quad (4)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{k_e}{V_2} (-Q_2 + A_2 v) \quad (5)$$

$v$ 는 실린더 속도이며,  $v = dy/dt$ 이다. 실린더 및 실린더2 헤드 측의 면적은 동일하므로  $A_1 = A_3$ 로 다음 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{p}_3 = \frac{k_{el}}{V_3} (-Q_3 + A_1 v) \quad (6)$$

피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\dot{v} = A_1 p_1 - A_2 p_2 - A_1 p_3 \quad (7)$$

실린더 스트로크의 중앙 부분을 동작점으로 하면, 이점에서는  $V_1/A_1 = V_2/A_2$ 가 성립하므로, 식(4), (5), (7)로 표현되는 서보밸브 측의 연속방정식과 운동방정식은 다음식 (8), (9)로 정리된다. 이때 서보밸브 스펴변위 대 입력전압 비를 일정하게 가정하였다.

$$\dot{p}_L = -C_1 p_L - C_2 v + C_3 u \quad (8)$$

$$\dot{v} = C_4 (p_L - p_3) \quad (9)$$

그리고 부하측에 관한 식(6)은 다음식으로 된다.

$$\dot{p}_3 = -C_5 p_3 + C_6 v \quad (10)$$

따라서 식(8)~(10)으로부터 입력  $u$ 로부터 실린더 속도  $v$ 까지의 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{v}{u} = \frac{C_3 C_4 (s + C_5)}{s^3 + (C_1 + C_5)s^2 + (C_1 C_5 + C_2 C_4 + C_4 C_6)s + C_7 + C_8} \quad (11)$$

위의 유도 과정에서 관계된 계수들은 다음과 같다.

$$C_1 = \frac{2k_e k_p}{V_1}, C_2 = \frac{k_e}{V_1}(A_1 + A_2), C_3 = \frac{2k_e k_x k_s}{V_1},$$

$$C_4 = \frac{A_1}{M}, C_5 = \frac{k_{el}}{V_3} \frac{\pi d^4}{128 \mu L}, C_6 = \frac{k_{el} A_1}{V_3},$$

$$C_7 = C_1 C_4 C_6, C_8 = C_2 C_4 C_5 \text{이다.}$$

### 2.2 보압공정

보압공정에서 실린더2의 우측 체적실의 압력  $p_3$ 와  $p_4$ 는 같다고 가정해서  $p$ 로 정의한다. 서보밸브로부터 실린더1까지의 작동유의 압축성을 무시하면, 사출공정과 동일하게 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{v} = C_4 (p_L - p) \quad (12)$$

$$\dot{p} = \dot{C}_6 \dot{y}, \dot{C}_6 = \frac{k_{el} A_1}{V_3 + V_4} \quad (13)$$

식(8),(12) 그리고 식(13)으로부터, 입력  $u$ 로부터 실린더2 우측 체적실의 압력  $p$ 까지의 전달함수가 구해진다.

$$\frac{p}{u} = \frac{\frac{C_3 C_4 \dot{C}_6}{C_1}}{s^2 + \frac{C_2 C_4}{C_1} s + C_4 \dot{C}_6} \quad (14)$$

### 2.3 기준모델

기준모델은 목표 응답의 동특성을 고려하여 다음과 같은 2차식으로 설계한다.

$$t_m(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (15)$$

여기서  $\zeta$ 는 감쇠비,  $\omega_n$ 은 고유진동수이다. 사출성형기의 사출공정 및 보압공정을 고려했을 경우 오버슈트의 발생은 바람직하지 않기 때문에  $\zeta = 1$ 로 한다.

## 3. 적응 제어계의 구성

사출공정 및 보압공정의 플랜트 식(11),(14)에 대해서 적응 제어계를 설계한다. 본 연구에서 사용한 적응제어계의 전체구조 블록선도가 Fig. 2에 나타나 있다. 플랜트의 파라미터를 기지로 가정했을 경우에 페루프 전달함수를 설계 사양의 전달함수에 일치시키는 EMM(Exact Model Matching)수법에 의해 얻어진 보상기 파라미터를 조정 가능 파라미터로 치환하는 방법에 따른다.

### 3.1 이산화

사출공정 플랜트의 전달함수(11)을 고려하여,  $\delta$ 변환<sup>2,4)</sup> 후의 전달함수를 식(16)으로 정의한다.

보압공정에서는 전달함수(14)를 참고하여 플랜트를 2차 시스템으로 가정할 수 있으므로 식(17)의 전달함수를 정의한다. 또한 두 공정에 대한 기준모델 전달함수로서 식(18)을 도입하였다.

$$t_1(\delta) = \frac{r(\delta)}{p(\delta)} = \frac{r_2 \delta^2 + r_1 \delta + r_0}{\delta^3 + p_2 \delta^2 + p_1 \delta + p_0} \quad (16)$$

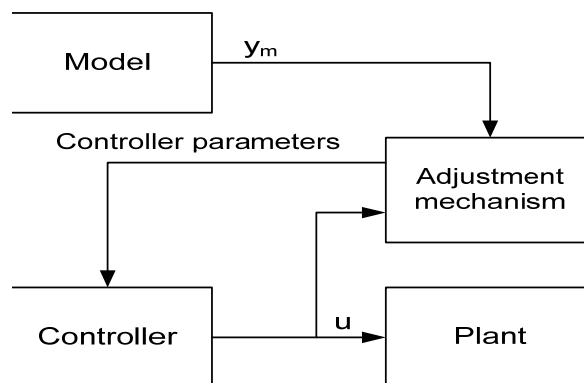


Fig. 2 Structure of adaptive controller

$$t_2(\delta) = \frac{r(\delta)}{p(\delta)} = \frac{r_1 \delta + r_0}{\delta^2 + p_1 \delta + p_0} \quad (17)$$

$$t_m(\delta) = \frac{r_m(\delta)}{p_m(\delta)} = \frac{r_{m1} \delta + r_{m0}}{\delta^2 + p_{m1} \delta + p_{m0}} \quad (18)$$

### 3.2 제어계 설계

사출공정과 보압공정에서 플랜트의 차수는 다르지만, 제어계 설계수법은 동일하므로 여기서는 사출공정에 대한 설계과정만을 기술한다.

임의의 모닉(Monic)다항식  $q(\delta), f(\delta)$ 를 도입

한다.

$$q(\delta) = \delta^2 + q_1\delta + q_0, f(\delta) = \delta + f_0 \quad (19)$$

$v(k)$ 를 기준입력으로 해서 피드포워드보상기  $G(\delta)$ 를 아래와 같이 구성한다.

$$G(\delta) = \frac{f(\delta)r_m(\delta)}{p_m(\delta)} \quad (20)$$

$$k(\delta)p(\delta) + h(\delta)r(\delta) = q(\delta)(-r_2p(\delta) + f(\delta)r(\delta)) \quad (21)$$

여기서 Diophantine 방정식을 도입해  $q(\delta), f(\delta)$ 의 차수가 각각 1,2가 되는 것에 주의해서 플랜트를 아래와 같이 구성한다.

$$y(k) = \frac{r_2}{f(\delta)}u(k) - \frac{k(\delta)}{f(\delta)q(\delta)}u(k) - \frac{h(\delta)}{f(\delta)q(\delta)}y(k) = \Theta^T\Omega(k) \quad (22)$$

여기서

$$\Theta = [r_2, k_1, k_0, h_2, h_1, h_0]^T$$

$$\Omega(k) = \left[ \frac{1}{f(\delta)}u(k), \frac{1}{f(\delta)}\omega(k) \right]^T$$

$$\omega(k) = \left[ \frac{\delta}{q(\delta)}u(k), \frac{1}{q(\delta)}u(k), \frac{\delta^2}{q(\delta)}y(k), \frac{\delta}{q(\delta)}y(k), \frac{1}{q(\delta)}y(k) \right]^T$$

파라미터 벡터  $\theta$ 의 추정치  $\hat{\theta}(k)$ 를 도입해 추정기(Estimator) 출력  $\hat{y}(k)$ 를 다음 식으로 한다.

$$\hat{y}(k) = \hat{\Theta}(k-1)^T\Omega(k) \quad (23)$$

여기서

$$\hat{\Theta}(k) = [\hat{r}_2(k), \hat{k}_1(k), \hat{k}_0(k), \hat{h}_2(k), \hat{h}_1(k), \hat{h}_0(k)]^T$$

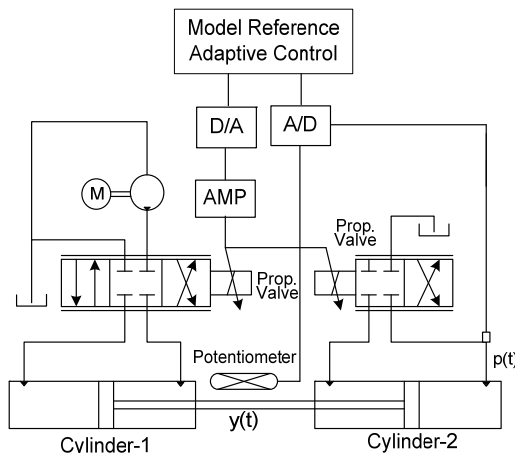


Fig. 3 Schematic diagram for simulation system

이때 추정오차를

$$e(k) = \hat{y}(k) - y(k) \quad (24)$$

로 설정하여, 조정가능 파라미터 갱신 논리로서 아래의 최소화승법을 이용한다

$$\hat{\Theta}(k) = \hat{\Theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\Omega(k)e(k)}{1 + \Omega^T\Gamma(k-1)\Omega(k)} \quad (25)$$

$$\hat{\Gamma}(k) = \hat{\Gamma}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\Omega(k)\Omega^T(k)\Gamma(k-1)}{1 + \Omega^T\Gamma(k-1)\Omega(k)} \quad (26)$$

$\Gamma(k)$ 는 조정 파라미터 갱신을 위한 계인 행렬로  $\Gamma(-1) = \alpha I, \alpha > 0$ 을 초기값으로 한다. 또한 I는 6차 단위행렬이다. 이상으로 부터  $\delta$  MRAC를 실시하는 제어입력  $u(k)$ 는 다음식으로 주어진다.

$$u(k) = \frac{1}{\hat{r}_2(k)} [-\hat{\Psi}(k)\omega(k) + G(\delta)v(k)] \quad (27)$$

$$\hat{\Psi}(k) = [\hat{k}_1(k), \hat{k}_0(k), \hat{h}_2(k), \hat{h}_1(k), \hat{h}_0(k)]^T \quad (28)$$

#### 4. 시뮬레이션 시스템의 구성

본 연구에서 사용한 시뮬레이션 시스템의 개략도가 Fig. 3에 나타나있다. 전체 시스템은 유압원, 서보밸브, 유압실린더1, 부하장치 및 컨트롤러로 구성되어 있다. 또 부하장치는 부하를 모사하는 유압실린더2와 비례제어밸브로 구성된다. 사출 및 보압을 실시하는 유압실린더1 및 부하 측의 유압 실린더의 로드는 만능 조인트로 결합되어있다. 부하장치 내에 있는 비례제어밸브는 보압공정 시 압력상승을 발생시키고, 사출공정 시 서서히 발생하는 사출 노즐의 막힘에 의한 파라미터 변동을 구현한다. 또한 금형 내에서 수지가 수축하는 것에 상응하는 외란을 발생시키는 기능도 한다. 실린더의 변위는 선형 포텐시옴터에 의하여 측정되고 실린더2 우측 체적실의 압력은 압력센서에 의하여 측정되어 A/D 컨버터를 거쳐 PC에 입력된다. 보상기는 설계된 알고리즘에 따라서 제어입력을 생성해 D/A 컨버터를 거쳐 서보밸브의 제어를 실시한다. 기준 입력 및 기준 모델의 신호생성도 보상기 내에서 실시한다. 본 연구에서는 모든 시뮬레이션에 대해 유압원의 압력을 5Mpa, 그리고 샘플링 시간을 10ms로 설정했다. 주요 시스템 파라미터가 Table 1에 나타나있다. 시뮬레이션은 동적 시스템의 설계 및 해석에 사용되는 상용 소프트웨어 SimulationX를 사용하여 수행하였다.

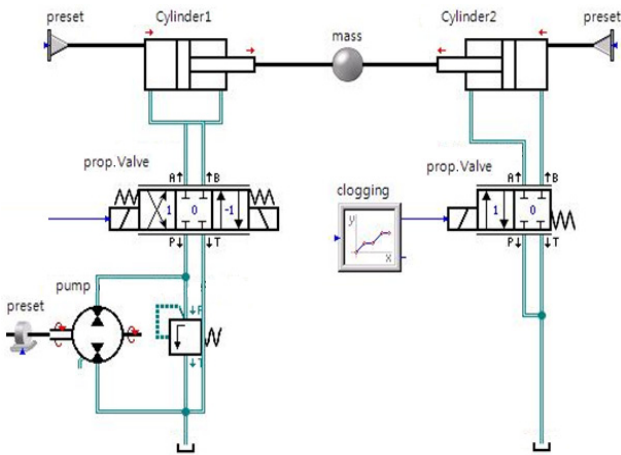


Fig. 4 SimulationX circuit

Table 1 System parameters

Parameter		Value
Cylinder	Cross section	$12.6 \times 10^{-4} \text{m}^2$
		$8.4 \times 10^{-4} \text{m}^2$
	Stroke	150mm
	Mass	3kg
	Temperature	$40 \pm 3^\circ\text{C}$
	Bulk modulus	0.9GPa
Supply pressure		5MPa
Sampling time		10ms

4.1 기준모델의 선정

기준입력은 속도제어에서는  $v = 2.5 \text{ cm/s}$ , 압력제어에서는  $p = 5.0 \text{ MPa}$ 로 설정하였다. 기준모델 전달함수로서 다음 식을 사용하였다.

$$t_m(s) = \frac{400}{(s + 20)^2} \quad (29)$$

설계 다항식은 다음과 같이 설정했다.

속도제어  $f(\delta) = \delta + 100, q(\delta) = \delta^2 + 10\delta + 25$

압력제어  $f(\delta) = q(\delta) = \delta + 100$

적응게인의 초기값은  $\alpha = 1 \times 10^4$ 로 하였다. 속도제어 및 압력제어 때의 조정 가능 파라미터는 초기값과 무관하게 다음과 같이 선택했다.

속도제어  $\hat{\theta}(0) = [1, 0, 0, 0, 0, 0]^T$

압력제어  $\hat{\theta}(0) = [1, 0, 0, 0]$

4.2 속도제어 시뮬레이션

구축한 적응제어계로 속도제어를 실시한 결과를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타냈다. 이때 부하 축의 비례밸브

브는 3L/min의 유량이 흐르도록 고정하고 있다. Fig. 5는 초기값으로부터 제어를 실시한 결과이며 Fig. 6은 연속적으로 시뮬레이션을 실시해서 조정 파라미터의 최종값을 다음 시뮬레이션의 초기값에 적용해 제어를 실시한 3번째의 시뮬레이션 결과이다. 제어가 진행됨에 따라 오버슈트가 감소하며 목표값에 수렴하는 것을 볼 수 있다. 다음에 파라미터 변동에 대한 강인성을 확인했다. 가동 중에 사출 노즐이 서서히 조여지는 경우를 적용하기 위해, 부하 장치 축의 비례밸브에 5초 후 3L/min으로부터 매초마다 0.25L/min의 비율로 조임을 주어 시뮬레이션 한 결과가 Fig. 7에 나타나있다. 외란의 영향으로 속도의 추종성이 떨어지는 것을 볼 수 있다. 이때의 조정 가능 파라미터는 오차의 증감에 대응하고 갱신을 실시하지만, 적응게인  $\Gamma$ 이 이미 매우 작게되어 있기 때문에 충분한 적

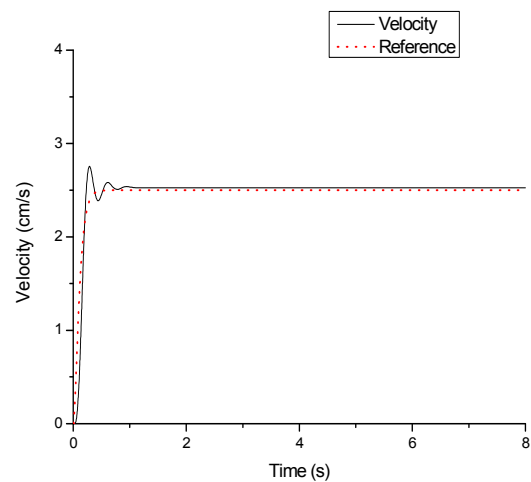


Fig. 5 Simulation result: velocity tracking (1<sup>st</sup>)

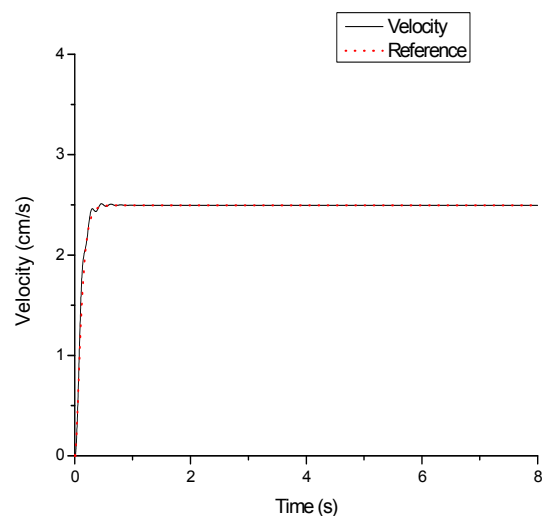


Fig. 6 Simulation result: velocity tracking (3<sup>rd</sup>)

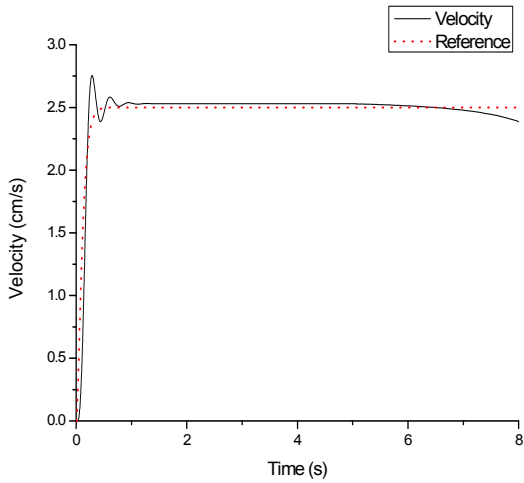


Fig. 7 Simulation result: velocity tracking under disturbance (1<sup>st</sup>)

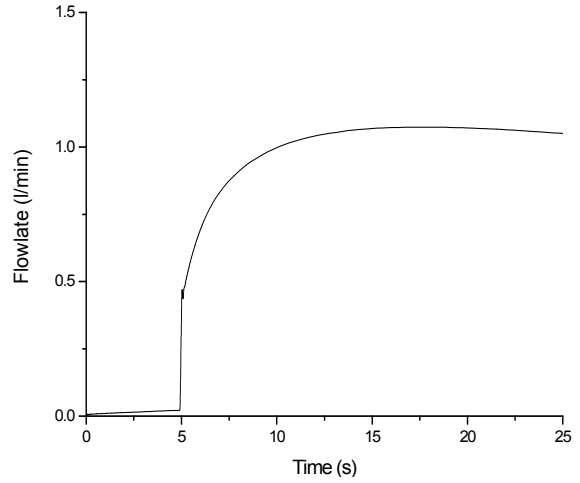


Fig. 10 Stepwise disturbance in flowrate of proportional valve

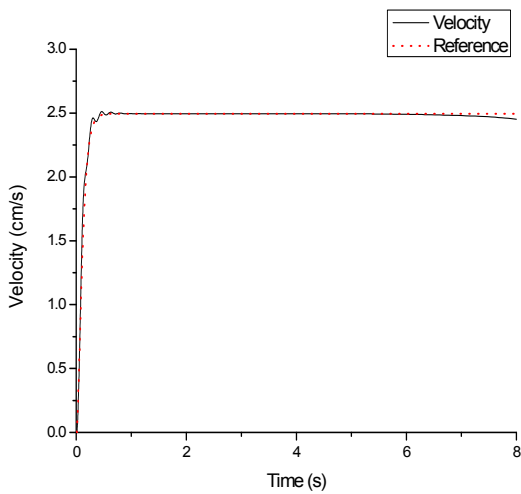


Fig. 8 Simulation result: velocity tracking under disturbance (3<sup>rd</sup>)

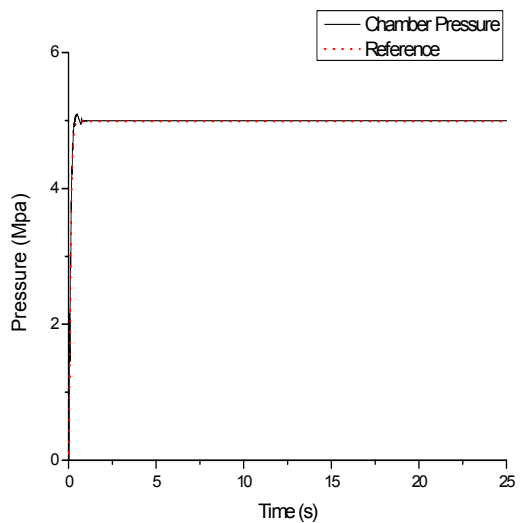


Fig. 9 Simulation result : pressure tracking

응 능력을 가지지 않았다. 따라서 갱신이 되는 게인 행렬  $I$ 이 어느 정도 작아졌을 경우에, 이것을 초기화하는 게인 리셋 갱신논리에 옮겨 시뮬레이션 한 결과가 Fig. 8에 나타나있다. 게인 갱신논리의 변경에 의해 파라미터 변동이 존재하는 경우에도 강인성을 가지는 것을 확인 할 수 있다.

#### 4.3 압력제어 시뮬레이션

시뮬레이션으로 압력제어를 실시한 결과가 Fig. 9에 나타나있다. 조정 파라미터 갱신 초기에는 오버슈트가 발생되지만 2초 안에 목표치에 수렴한다.

속도제어와 동일하게 파라미터 변동에 대한 강인성을 확인했다. 다음으로 보압공정 중에 수치 외란의 급격한 체적 감소에 대응하는 파라미터 변동을 가정해 이것에 대한 시뮬레이션을 실시했다. 이것은 금형내 수지의 냉각 중에 발생하는 공동(Cavity)이 무너지는 현상을 모사한 것이다. 시뮬레이션 시작 후 5초간은 변동이 없는 보압제어를 실시한 후, Fig. 10에 도시된 것과 같이 부하 측 비레벨브를 급격히 개방하여 그 후 일정 유량을 유지하였다. 이 경우에 대한 시뮬레이션 결과가 Fig. 11에 나타나있다. Fig. 11에 포함된 확대된 그림으로 부터 부하 측 비레벨브의 유량변화가 외란으로 작용한 것을 확연히 알 수 있다. 외란의 작용과 함께 보압압력은 저하되지만 빠르게 회복하는 것을 볼 수 있다. 이때 비레벨브로부터의 누유량은 매초 약 10cc로 이 체적은 본 연구에서 설정한 금형의 약 20%수준으로 실제 사출성형기의 경우에 비교해 충분히 큰 수치이기 때문에 강인성을 확인할 수 있다.

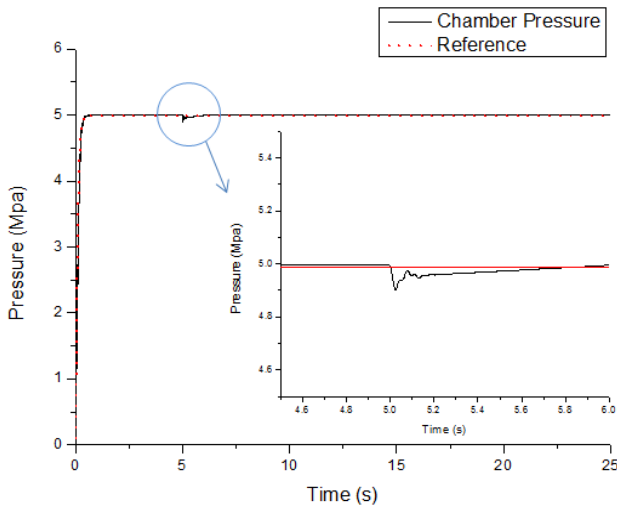


Fig. 11 Simulation result: pressure tracking (under stepwise disturbance)

사출 및 보압공정으로 이루어진 연속공정에 대한 시뮬레이션을 위해서는 속도제어로 부터 압력제어의 스위칭이 문제가 되며, 향후 이에 대한 계속적인 연구가 필요하다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 사출성형기의 사출공정 및 보압공정에 대하여  $\delta$ 오퍼레이터에 의한 기준모델 적응제어를 적용하였다. 사출공정의 속도제어와 보압공정의 압력제어에 이를 이용한 결과, 각각의 공정에서 설정한 목표치에의 추종성이 높기 때문에 실제 적용을 기대할 수 있었다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 조정 가능 파라미터의 수렴치를 미리 구한 후, 실제로 적응제어를 수행할 때 초기치로 설정함으로써 기준모델에의 수렴시간을 큰 폭으로 단축할 수 있었다.
- 2) 사출공정 시에 발생하는 노즐의 막힘에 의한 영향은 조정가능 파라미터 갱신을 위한 계인 행렬

을 리셋하여 보상할 수 있었다.

- 3) 사출공정 및 보압공정에서 발생하는 외란을 비례 제어밸브의 유량특성으로 모델링한 후, 이를 시뮬레이션 모델에 구축하여 강인성 테스트를 가능하게 하였다.
- 4) 보압공정 시에 발생하는 금형 내 수지의 수축 및 무너짐 등에 의해 체적 감소를 외란으로 모델링한 후, 적응제어기가 이에 충분히 강인성을 가짐을 보였다.

### 후 기

이 논문은 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 연구임(No. 2011-0027001)

### 참고문헌

- 1) 장주섭, “사출성형기 유압시스템의 특성 검토를 위한 해석 모델 개발”, 유공압시스템학회 논문집 Vol. 8, No. 4, pp. 1~8, 2011.
- 2) K. Yamahashi, K. Takahashi and S. Ike, “Application of a Model Reference Adaptive Control Theory Using  $\delta$ -operator to an Electrohydraulic Servo System”, Hydraulics and Pneumatics, Vol 22, No. 2, pp. 184~190, 1991.(in Japanese)
- 3) B. Yao., F. Bu., J. Reedy and G. Chiu, Adaptive robust motion control of singled-rod hydraulic actuators: Theory and experiments, IEEE/ASME Trans. Mechatronics, Vol 5, No. 1, pp. 79~91, 2000.
- 4) Åström and Wittenmark, Adaptive Control, Second Edition, Dover, 2008.
- 5) SimulationX homepage: www.iti.de