유압 클러치 액추에이터 시스템의 제어를 위한 모델링

김윤태*1). 최세범 1)

한국과학기술원 기계공학과¹⁾

Control-oriented Modeling of a Hydraulic Clutch Actuator System

Yuntae Kim^{*1)} · Seibum Choi¹⁾

¹⁾ Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, 291 Daehak-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34131, Republic of Korea

Abstract : 유압 클러치 액추에이터는 변속 시에 클러치 토크를 결정하는 중요한 요소이다. 변속의 성능을 향 상 시키기 위해서는 토크를 정확히 제어할 필요가 있다. 그리고 토크를 제어하기 위해서는 압력을 정확히 제 어해야한다. 이 시스템은 솔레노이드와 유압 시스템이 존재하며, 이 시스템은 비선형성이 크기 때문에 모델링 과 제어기 구성에 어려움이 있다. 시스템의 특성과 거동을 기반으로 네 가지 구간으로 나누고 control-oriented model을 구성하였다. 실제 차량에서 주로 사용되는 ramp input으로 제안된 모델과 실험 데이터가 비교되었다. 더불어 실제 시스템에는 센서가 없기 때문에 feedforward 제어기를 구성하였으며, AMESim 모델을 plant로 검증 하였다.

Key words : 유압 클러치 액추에이터(hydraulic clutch actuator), 제어를 위한 모델(control-oriented model), 압력 제어 (pressure control), 피드 포워드 제어(feedforward controller)

Nomenclature	s : supply
	ex : tank
m : mass, kg	d : desired
c : damping coefficient, N/(m/s)	1. 서 론
k : spring coefficient, N/m	
x : displacement, m F : force, N P : pressure, Pa Q : flow rate, m ³ /s A : area, m ²	차량의 효율을 위해서 기어 변속은 필수적이다. AT(automatic transmission)나 DCT(dual clutch transmission)의 경우, 차량에서 직접적으로 변속 을 제어하게 된다. 이때에 clutch-to-clutch shift 가 발생하게 된다. 기존에 붙어있던 클러치를 분리 시키고 다음 변속을 위한 클러치를 결합시키는 작
Subscripts	업을 수행한다. 이 작업을 수행시켜주는 것이 클러
c : clutch piston	지 액주에이터이다. 일반적으로 건식 DCT의 경우
0 : pre-compressed	모터가 사용되고, AT나 습식 DCT의 경우 유압 클러
mag : solenoid	치 액추에이터가 사용된다. 유압 클러치 액추에이

*김윤태, E-mail: romanceh@kaist.ac.kr

터는 몇가지 장점을 가지고 있다. 첫번째로, 모터 와 유압 클러치 액추에이터를 비교했을 때 모터는 10배 이상의 무게/일률 비율 (weight/power ratio) 을 가진다. 즉, 같은 일률 (power)을 가지는 두 액추에이터가 있다면 유압 클러치 액추에이터가 더욱 가볍다. 두번째로 변속시에 클러치 판이 접 촉하면서 마찰과 마모가 발생하는데, 이때 윤활 (lubrication)을 해준다. 특히 높은 토크 전달이 필요한 경우, 큰 마찰이 발생하고 온도가 상승한 다. 온도가 상승하게 되면서 마모가 더욱 심해지 고, 마찰 특성이 달라져 제어에 어려움이 생긴다. 이러한 상황을 유압 클러치 액추에이터의 경우 윤 활 효과로 줄여주는 장점이 있다. 하지만 유압 클 러치 액추에이터는 복잡한 구조와 유체의 사용으 로 인한 비선형성과 이력 현상 (hysteresis)가 존 재하기 때문에 모델링과 제어에 어려움이 있다. 변속에서 승차감에 영향을 끼치는 요소는 output 토크이기 때문에 결과적으로 변속 제어에서 토크 를 제어하는 것이 중요하다. 그렇기 때문에 좋은 변속을 위해서는 정확한 토크 제어가 필요하며, 정확한 토크 제어를 위해서는 클러치 액추에이터 의 정확한 제어가 필요하다. 클러치 액추에이터에 서 정확한 제어를 수행하지 못한다면, 변속에 시 간이 오래 걸리거나 변속에서 승차감이 나빠지는 효과가 나타날 것이다. 때문에 유압 클러치 액추 에이터의 경우 정확한 압력 제어가 필요하다.

유압 클러치 액추에이터의 정확한 압력 제어가 요구 되지만 복잡한 구조, 비선형성과 이력 현상 으로 인해 어려움이 있다. 때문에 실제 차량의 유 압 클러치 엑추에이터에서는 맵 기반 제어를 사용 한다. 각종 상황에 대한 전류(input) - 압력 (output) 맵을 구성하고 desired output에 따른 input 값을 시스템에 인가해준다. 하지만 이러한 맵은 steady state에 대해서 얻어냈기 때문에 transient state에 대해서는 정확도가 떨어진다. 뿐만 아니라, disturbance나 system uncertainty에 대해서 대응이 어렵다. 그리고 AT에서는 여러 개 의 유압 클러치 액추에이터가 사용되는데, AT가 고 단화 됨에 따라서 더욱 많은 상황이 발생하고 맵 이 방대해진다. 때문에 맵을 구성하는 데에 시간 과 노력이 많이 요구된다. Fig. 1은 실제 차량에서 예비 충전 (pre-filling)을 빠르게 수행하기 위해 높은 input을 넣어준다. Δt 와 ΔP 가 적절하지 않 다면 과도 충전 (over-filling)이나 부족 충전 (under-filling)이 발생하며, 이로 인해 output 토 크의 진동이 발생하고 승차감에 악영향을 끼치게 된다. 때문에 실제 차량의 압력 제어에서는 두가지 변수에 대해서 조율 (tuning)을 계속해서 수행하고 공수가 많이 들게 된다.





때문에 본 연구에서는 맵 기반의 제어가 아닌 모 델 기반의 제어를 위해 유압 클러치 액추에이터의 모델링과 그에 따른 제어기를 설계하려 한다.

유압 클러치 액추에이터의 모델링과 제어에 대한 연구는 다양하게 진행되어왔다.

모델링은 대부분 같은 식을 기반으로 했다. 스 풀과 clutch piston의 힘 평형 식, 오리피스 (orifice) 유량 식, 부피 탄성 계수 (bulk modulus) 식이 사용 된다. 그리고 추가적으로 솔레노이드의 모델링이 진행 되었다. 각 연구에 있어 시스템의 차이가 있기 때문에 전체를 다 모델링 하지 않고, 몇가지 구성 요소에 대해서만 모델링을 진행하기도 하였다.

모델을 continuous하게 풀기 위해 오리피스 유량 식의 선형화가 진행되었다¹⁾⁻³⁾. 이후, 라플라스 변 환 (Laplace transform)을 통해서 시뮬레이션 모델 을 구성했다. 하지만 오리피스 유량 식을 선형화 했기 때문에 선형화 된 지점 근처에서만 모델링의 완성도가 높다. 위 연구들에서는 솔레노이드의 모 델링이 포함되지 않았다. 하지만 솔레노이드가 유 압 클러치 액추에이터의 구성요소 중 가장 큰 활동 지수 (activity index)를 가지고 있고, 솔레노이드 desired pressure input이다. 클러치 토크의 전달 를 고려해준다면 액추에이터의 거동을 잘 나타낼 은 클러치 판이 결합된 이후에 이루어지기 때문에 수 있고 다양한 상황에 대하여 강건성을 가진다⁴⁾.

시스템의 차이로 clutch piston을 제외한 스풀과 솔레노이드의 모델링을 진행하였다⁵⁾. 솔레노이드 를 모델링할 때 전류 - 스풀 위치가 비례한다고 하였다. 하지만 Fig. 2과 같이 솔레노이드에서 전 류, 스풀의 위치, 스풀에 가해지는 힘은 서로 연 관되어 있기 때문에 이와 같은 가정은 모델의 불 확실성을 높인다.

Control-oriented model이 clutch piston에 대해 서 구성되었다⁶⁾⁻⁷⁾. 물리적 현상을 기반으로 구간 을 나누고, 적절한 가정을 통해 모델을 구성했다.



Fig. 2 Solenoid map

제어에서 유압 클러치 액추에이터에 대해 모델 링을 진행했음에도 불구 하고, 실제 차량에서 사 용하는 제어 input과 동일한 제어 input을 넣어주 었다^{1), 3)}. 그리고 feedforward와 feedback을 통해 서 제어 input의 값을 조절해주었다. 압력 센서, clutch piston의 위치 센서를 사용하여 제어기를 구성하기도 한다⁸⁾. 하지만 실제 차량의 경우 센서 가 존재하지 않기 때문에 이와 같은 방식은 사용 할 수 없다.

본 연구에서는 기존 연구에서의 한계점을 개선 시키는 모델이 제안되었다. 솔레노이드를 모델링 하고, 스풀과 clutch piston의 힘 평형 식, 오리피 스 (orifice) 유량 식, 부피 탄성 계수 (bulk modulus) 식을 물리적 현상과 적절한 가정을 통해 제어에 직접 활용이 가능한 control-oriented model을 구성하였다.

2. 모델링

본 장에서는 유압 클러치 액추에이터 시스템의 구성요소인 솔레노이드와 유압 시스템에 대한 모 델링을 진행하였다.

2.1 솔레노이드 모델링

솔레노이드는 기존에 다양한 방법으로 모델링 이 진행되었다⁹⁾⁻¹⁰⁾.

솔레노이드 모델링을 할 때, 아래와 같은 가정 을 두었다.

- Leakage flux, fringing effect, eddy current는 무시한다.
- Iron core의 clearance는 작다.
- Magnetic saturation, magnetic field non-linearity, hysteresis는 무시한다.

솔레노이드는 Fig. 3와 같은 회로를 가진다. 이를 식으로 표현한다면.

$$V = iR + L \cdot di/dt \tag{1}$$

그리고 가정에 따라 식을 전개한다면,

$$F_{mag} = f(x, i) \tag{2}$$

로 나타낼 수 있다. V는 전압, i는 전류, L은 솔레노이드의 inductance, F_{mag}는 솔레노이드의 힘을 의미한다. 식 (1)과 식 (2)에 따라 Fig. 4 과 같이 솔레노이드를 모델링 할 수 있다.

이 맵은 정상 상태에 대해서 얻어냈기 때문에 과도 상태에 대해 나타내지 못한다는 한계를 가 지고 있다. 또한, 솔레노이드는 실제로 이력 현 상을 보이고 이로 인해 유압 클러치 액추에이터 에 영향을 끼치게 되는데 위와 같은 모델링을 사 용한다면 이력 현상을 표현하지 못하는 한계점이 존재한다. 만약 유압 클러치 액추에이터에서 이 력 현상이 크게 발생한다면, 이를 보정해줄 수 있는 방법이나 이력 현상 모델링이 필요할 것이 다.



Fig. 3 Solenoid electrical circuit



2.2 유압 시스템 모델링

유압 시스템의 구조는 Fig. 5과 같다.



Fig. 5 Hydraulic clutch actuator structure

유압 시스템은 몇가지 특징을 가지고 있다. 첫 번째는 self-feedback system을 형성한다는 것이 다. 솔레노이드의 반대편에 feedback chamber가 있 어, 솔레노이드의 힘이 증가함에 따라 시스템 내 부에 유체가 들어오며 압력을 형성하여 솔레노이 드의 힘을 feedback chamber의 압력으로 인한 힘 이 대응해준다. 때문에 솔레노이드에 가해지는 전 류와 시스템 내부의 압력이 비례하는 모습을 보인 다.

두번째는 filling phase를 가진다. 이는 clutch piston이 움직이는 구간으로, 이외의 구간과는 다 른 압력의 거동을 보이게 된다. Filling 이외의 구 간에서는 들어오는 유체가 압력을 높이는 데에 사 용이 되지만, filling 구간에서는 들어오는 유체 가 clutch piston을 움직이는 데에 사용이 되기 때 문이다. 이로 인해 솔레노이드에 가해지는 전류와 시스템 내부의 압력이 비례하는 모습을 보이지 않 는다.



Fig. 6 Input current & output pressure

앞선 특징들로 모델링은 filling과 filling 이외 의 구간을 나누어서 진행한다. 더불어 물리적 현상 을 기반으로 구간을 나누어서 모델링을 진행한다. 구간은 Fig. 7과 같이 나누었다.



Fig. 7 Divided regions

첫번째 구간은 솔레노이드의 힘이 증가함에 따라, 스풀이 움직이는 1-1 구간, 스풀이 움직이다가 유 체가 들어오며 압력이 증가하는 1-2 구간으로 나누 었다.

두번째 구간은 filling 구간으로 clutch piston 이 움직이는 구간이다.

세번째 구간은 clutch piston이 끝에 도달하고 clutch가 붙은 이후의 구간으로, 솔레노이드의 힘 이 증가함에 따라 self-feedback system의 특징으 로 압력이 증가하는 구간이다.

네번째 구간은 시스템 내부의 압력이 supply의 압력과 같아진 구간이다. 솔레노이드의 힘이 증가 하지만 더 이상 feedback chamber에서 대응할 수 없 어 스풀이 밀리게 되는 4-1 구간, 스풀이 끝에 도 달하고 변화가 없는 4-2 구간으로 나누었다.

2.2.1 첫번째 구간

첫번째 구간은 filling 이외의 구간으로 selffeedback system이라는 특징으로 스풀의 force balance equation을 사용한다.

m\overline{\mathbf{x}} + k\overline{x} = F_{mag} - F_0 - PA (3) 여기서 m은 스풀의 무게, c는 스풀의 damping coefficient, k는 스풀 리턴 스프링의 spring stiffness, x는 스풀의 위치, F_{mag}는 솔레노이드 의 힘, F₀는 리턴 스프링의 pre-compressed force, A는 feedback chamber의 넓이를 의미한다.

가정으로, quasi-static을 둔다면 아래와 같 이 식을 정리할 수 있다.

1-1 구간은 1-2 구간은 $P = \frac{1}{4} (F_{mag} - F_0 - kx), \ x = x_{01}$

으로 나타내어진다.

식 (5)에서 스풀의 위치는 self-feedback system이라는 특징에 따라 솔레노이드의 힘을 압력이 대응 해주기 때문에 크게 변하지 않을 것이라 생각하여 constant하다는 가정을 두었다.

2.2.2 두번째 구간

두번째 구간은 filling 구간으로 clutch piston의 움직임이 있기 때문에 이 또한 고려해 주어야 한다. 식 (3)과 더불어 아래와 같은 식 들을 활용한다.

$$Q = f(x, P) \tag{6}$$

 $m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c + k_c x_c = P A_c - F_{0c} \quad (7)$

식 (6)은 orifice flow rate equation과 leakage flow rate를 의미한다. 그리고 식 (7) 은 clutch piston의 force balance equation이 다.

가정으로, quasi-static과 clutch piston으로 들어오는 유량이 시스템 내부로 들어오는 유량 이 같다는 것을 둔다면 아래와 같이 식을 정리 할 수 있다.

$$x = \frac{1}{k} \Big(F_{mag} - F_0 - PA - f_{jet}(P, x) \Big)$$
(8)
$$0 = f(x, P)$$
(9)

 $A_c \dot{x}_c = Q$ (10)

 $P = \frac{1}{A_c} (k_c x_c + F_{0c})$ (11)

식(8)-(10)에서 등호 왼쪽이 output이 되고, 오른쪽이 input이 된다. 식(11)으로부터 얻어진 압력을 식(8)의 input으로 넣어주는 형태로 모 델을 구성하였다.

2.2.3 세번째 구간

세번째 구간은 첫번째 구간과 마찬가지로 filling 이외의 구간이기 때문에 아래와 같은 식을 전개할 수 있다.

$$\mathbf{P}' = \frac{1}{A} \left(F_{mag} - F_0 - kx \right), \ x = x_{03}$$
(12)

$$\tau \dot{P} + P = P' \tag{13}$$

식 (12)만을 사용할 경우, 두번째 구간에서 세 번째 구간으로 넘어갈 때 압력이 불연속적으로 $x = \frac{1}{n} (F_{mag} - F_0 - PA), P = P_{ex} [bar]$ (4) 나타난다. 하지만 실제 압력 반응은 연속적으로 나타나기 때문에 식 (13)과 같은 low pass filter (5) 을 두어 연속성을 보장하였다.

2.2.4 네번째 구간

네번째 구간은 첫번째, 세번째 구간과 마찬가지 로 filling 이외의 구간이기 때문에 아래와 같은 식을 전개할 수 있다.

$$x = \frac{1}{k} (F_{mag} - F_0 - PA), P = P_s$$
 (14)
2.1 솔레노이드 모델링4-2 구간은

 $P = P_s, x = x_{max}$ (15)으로 나타내어진다.

3. 시뮬레이션 결과



Fig. 8 Proposed model structure

앞선 제 2장의 모델링을 MATLAB/Simulink를 통해 시뮬레이션을 구성하면 그림과 같은 Fig. 8를 가진 다.

Current input 이 솔레노이드 모델에 인가되면, 솔 레노이드 힘이 output으로 나타나게 된다. 솔레노 이드 힘을 유압 모델에 인가하면 각 구간에 따라 스풀/clutch piston의 위치, 시스템 내부의 압력이 output으로 나타난다. 이 output을 기반으로 현재 의 구간을 판별하게 된다.

Control-oriented model의 시뮬레이션은 실험 데 이터와 유체의 거동이 포함될 때 주로 쓰는 simulation tool인 AMESim을 통해 구성된 시뮬레이 션과 비교가 되었다. 그리고 AMESim 모델을 plant 로 생각하고 제어기를 검증하려 한다.

3.1 Ramp input 결과

Clutch-to-clutch shift에서는 일반적으로 두개

의 clutch 토크가 ramp의 모양으로 교차하게 되며, 고무 링이 있기 때문에 마찰이 존재한다. 하지만 때문에 ramp input에 대한 결과를 확인하였다.



Fig. 9 Comparison of experiment data with proposed model and AMESim model



Fig. 10 Various ramp input

대부분의 구간에서 실험 결과와 시뮬레이션 모 델의 결과가 잘 맞는 것을 확인할 수 있다. 하지 만 실험 결과와 비교했을 때, filling 구간이나 filling 이후 짧은 구간에서 압력의 차이가 나타 난다. 첫번째로 filling 구간에서의 차이는 모델 을 간단히 표현하면서 나타난 결과이다. 실제 시 스템에서는 clutch piston에 leakage를 막기위해

기울기를 바꾸어 가며 토크를 높이고 낮추게 된다. control-oriented model을 구성하기 위해 이를 무 시했고, 이로 인해 차이가 발생한다. 두번째로 filling 이후 구간에서의 차이는 세번째 구간에서 했던 가정인 스풀의 위치는 일정하다는 가정으로 인해 나타난다. 이러한 가정을 하더라도 압력의 차 이는 0.15bar 정도로 전체 압력의 작동 범위가 17bar인 것을 감안한다면 굉장히 작은 값이다.

3.2 Control input 결과

제 2장에서 구성한 control-oriented model을 기 반으로 feedforward controller이 구성되었다. 실 제 차량에서는 유압 클러치 액추에이터에 센서가 존재하지 않기 때문에 제어는 feedforward control 을 사용해야한다. 모델링을 간소화하여 controloriented model을 구성했기 때문에 제어기를 구성 하기 수월하다. 제어기의 목표는 $P \rightarrow P_d$ 로, 압력을 tracking 하는 것이다. 각각의 구간에 대하여 제어 기를 구성하면,

$$F_d = k \boldsymbol{x_{cont,1}} + F_0 + P_{ex} \cdot A \tag{16}$$

$$F_d = P_d A + F_0 + k \cdot x_{01} \tag{17}$$

두번째 구간은

2

$$Q_d = \frac{A_c^2}{k_c} P_d \tag{18}$$

$$c_d = g(Q_d, P_d) \tag{19}$$

$$F_d = kx_d + F_0 + P_d A + f_{jet}(P_d, x_d)$$
 (20)

세번째 구간은

$$P_d' = \tau P_d + P_d \tag{21}$$

$$F_d = P'_d A + F_0 + k \cdot x_{03} \tag{22}$$

네번째 구간은

$$F_d = k \boldsymbol{x_{cont,4}} + F_0 + P_s A$$
 (23)

 으로 나타낼 수 있다.

여기서, x_{cont,1}과 x_{cont,4}는 control parameter으로, 첫번째 구간과 네번째 구간에서 압력의 변화가 나 타날 때 압력의 반응을 더욱 빠르게 나타내기 위해 스풀을 대기시켜둔 위치이다.

위의 방식으로 F_d, desired 솔레노이드 힘을 얻어 내고 솔레노이드 모델링을 모델 inverse를 거쳐 Id, desired 전류를 얻는다. 그리고 이는 plant로 생각 한 AMESim 모델에 인가된다.

결과적으로 plant의 압력이 desired pressure을 잘 tracking 한다. 하지만 2.4초 구간인 filling 이후의 구간에서 압력의 차이가 나타난다. 이는 앞 선 ramp input의 filling 이후의 압력 차이로 인해

나타난다.



Fig. 11 Results of control input

이렇게 feedforward control이기 때문에 제어의 결과는 모델과 plant의 차이에 직접적으로 영향을 받게 된다. 때문에 이후 연구에서는 이 차이를 보 정해줄 방법이 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 유압 클러치 액추에이터의 복잡 성을 여러가지 가정을 통해 간단화 시킨 controloriented model이 제안되었다. 그리고 이 모델은 시스템의 모든 구성요소를 포함하고 있다. 더불어, 이는 feedforward 제어기를 구성한 것이 수월하다. 그리고 간단히 나타냈음에도 실제 실험 데이터와 비교했을 때, 대부분의 구간에서 결과가 잘 맞는 모습을 보이고, 주요한 거동이 포함되었다고 생각 할 수 있다. 실제 차량의 제어는 filling을 포함 한 이전 구간에 대해서 제어 하지 못하고 많은 tuning을 통해 적절한 input을 찾아내었다. 본 연 구는 모든 구간에 대한 control-oriented model을 구성했다. 이를 통해 전 구간에 대한 제어가 가능 하며, tuning을 할 필요가 없다.

하지만 시스템을 간단히 표현하면서 몇가지 부 분이 포함되지 않았고, 이로 인해 feedforward 제 어의 성능이 몇몇 구간에서 떨어지기도 한다. 예 를 들면, friction이나 온도 등이 있다. 때문에 이 를 보정하기 위해서는 고려해주지 않은 부분에 대 한 모델링이 수행되거나, 압력 센서 혹은 다른 센 서를 통한 관측기를 통한 정보를 이용하여 feedback 제어가 필요할 것이다.

Acknowledgement

This research was partly supported by the National Research Foundation of Korea(NRF) grant funded by the Korea government(MSIP) (No. 2017R1A2B4004116); and the BK21+ program through the NRF funded by the Ministry of Education of Korea.

References

- Meng, Fei, et al. "Clutch fill control of an automatic transmission for heavy-duty vehicle applications." *Mechanical Systems and Signal Processing* 64 (2015): 16-28.
- Balau, Andreea Elena, et al. "Modeling of a pressure reducing valve actuator for automotive applications." 2009 IEEE Control Applications, (CCA) & Intelligent Control, (ISIC). IEEE, 2009.
- Meng, Fei, et al. "System modeling and pressure control of a clutch actuator for heavyduty automatic transmission systems." *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 65.7 (2015): 4865-4874.
- Watechagit, Sarawoot. Modeling and estimation for stepped automatic transmission with clutch-to-clutch shift technology. Diss. The ohio state university, 2004.
- 5) Guan, Cheng, and Shuangxia Pan. "Nonlinear adaptive robust control of single-rod electrohydraulic actuator with unknown nonlinear parameters." *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 16.3 (2008): 434-445.
- Thornton, Sarah, et al. "Hydraulic clutch modeling for automotive control." *52nd IEEE Conference on Decision and Control.* IEEE, 2013.
- Thornton, Sarah Marie. Adaptive control of hydraulic shift actuation in an automatic transmission. Diss. Massachusetts Institute of Technology, 2013.
- 8) Montanari, M., et al. "Control and performance

evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation." *Control Engineering Practice* 12.11 (2004): 1369-1379.

- Vaughan, N. D., and J. B. Gamble. "The modeling and simulation of a proportional solenoid valve." *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 118.1 (1996): 120-125.
- Naseradinmousavi, Peiman, and C. Nataraj.
 "Nonlinear mathematical modeling of butterfly valves driven by solenoid actuators." *Applied Mathematical Modelling* 35.5 (2011): 2324-2335.