

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0068

클러치의 독립구동에 의한 자동변속기의 변속제어

The Shifting Control in Automatic Transmission by Independent-Acting Clutches

김정관*, 한명철**, 홍금식***
Jung-Kwan Kim, Myung-Chul Han, Keum-Shik Hong

ABSTRACT

A study to reduce the transient torque in shifting in automatic transmission has been very important issue. Recently, it is really dominant to decrease the torque by using independent-acting hydraulic circuit because we can control the clutch pressure actively and elaborately. So, we design the new hydraulic circuit to control the clutches in automatic transmission and make the module library of computer simulations. We apply the result to GM model automatic transmission and carry out 1→4 shifting simulations. By this work, we recognize the capability of active and elaborate clutch pressure control using new hydraulic circuit. In addition, We develop the tool to simulate the powertrain system. It is easier to update and exchange the subsystem model or parameters than conventional simulation tools.

주요기술용어 : 변속제어(shifting control), 독립구동 클러치(independent-acting clutch), 펄스폭 변조(PWM : pulse width modulation), PCV(압력제어 밸브), PCSV(압력제어 솔레노이드 밸브), SMV(솔레노이드 모듈레이터 밸브)

Nomenclature

A : area
C_d : flow coefficient
d : orifice diameter
I : inertia
I_{ti} : inertia of turbine on i-speed(i=1,2,3,4)
L : length
P : pressure, N/m²

R : speed reduction ratio
R_i : i-speed gear ratio (i=1,2,3,4)
RT : reaction torque
T : torque, N · m
V_i : volume of control volume i
c.r. : reaction carrier
i.s.g.: input sun gear
i.c.g.: input carrier gear
r.s.g.: reaction sun gear
Q_i^j : flow rate from i to j
β_e : equivalent bulk modulus
ρ : mass density

* 회원, 부산대학교 대학원

** 회원, 부산대학교 기계공학부,
기계기술연구소

*** 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

ω : angular velocity, rad/sec

Subscripts

- ci : input carrier
- cr : reaction carrier
- si : input sun
- sr : reaction sun
- s : shaft
- t : turbine
- ci : clutch i (i=1,2,3,4)
- 12B : 1-2 band brake

1. 서론

자동변속기는 토크컨버터, 유성기어, 유압회로, 그리고 제어를 위한 TCU로 구성되어 있으며, 외부입력에 대하여 TCU 내부에 내장되어 있는 논리에 준해 변속단을 결정하여 자동으로 변속이 수행되도록 하는 장치이다. 즉, TCU에서 유압회로 내의 해당 솔레노이드밸브로 제어입력 듀티비를 내주며 이를 바탕으로 조절된 압력이 각 클러치 및 브레이크에 공급되어 변속이 이루어진다. 그러나 이러한 유단 변속과정에서 클러치 공급압력의 형상에 따라 출력축에 각기 다른 형태와 크기의 과도토크가 발생하여 승차감을 저해하므로 클러치 압력의 적절한 제어가 반드시 요구된다. 지금까지 이러한 클러치 압력제어를 위한 여러 방안이 연구되어 왔으나, 현재에는 출력축 과도토크와 밀접한 연관이 있는 상태인 터빈속도를 미리 설계된 목표계적으로 추종하도록 해당 클러치 압력을 제어함으로써 출력축에 발생하는 과도토크를 저감시키는 간접제어 방식이 지배적이다. 따라서 효과적인 과도토크의 저감을 위해서는 정교한 클러치 압력제어가 필요하게 된다. 이러한 요구와 함께 최근에는 전자기술과 액추에이터의 급속한 발달에 힘입어 과거의 하나의 압력제어밸브를 사용하고 각 클러치의 압력을 어큐물레이터의 백업압력으로 제어하던 방식과는 달리 고성능 전자제어장치를 이용하여 각각의 클러치를 독립적으로 제어하는 보다 정밀하고 다양한 기능의

유압회로를 사용하고 있는 추세이다.¹⁻²⁾ 특히 클러치의 독립구동은 각각의 클러치에 독립적인 액추에이터가 할당되어 있어서 과거의 방식보다 클러치 압력의 정교한 제어가 가능한 큰 장점이 있다. 또한 클러치의 독립구동 뿐만 아니라 솔레노이드밸브 단독으로 클러치 압력을 제어하는 직접구동 클러치 방식도 있다.

본 논문에서는 자동변속기 장착 차량의 변속과도특성을 연구하기 위하여 1-4단 GM 모델 자동변속기 모델링을 수행하였고, 단순 PWM 솔레노이드밸브와 스프링밸브를 이용한 독립구동 방식의 유압회로를 설계 모델링하였다. 자동변속기의 변속성능을 개선하기 위하여 반복적 실험을 수행하려면 많은 시간과 비용이 소요되므로 시뮬레이션을 통해 그 경향을 예측하는 것이 매우 효과적이다. 따라서, 본 논문에서는 Matlab/Simulink를 이용하여 자동변속기의 클러치 압력제어에 관한 동특성을 효과적으로 파악하기 위한 시뮬레이션 툴을 개발하였다. 툴 내부는 엔진, 자동변속기, 유압회로 등의 서브시스템 모듈로 구분되어 있어, 과거 대부분의 시뮬레이션 툴들이 모델이 바뀌면 소스의 대부분을 수정해야 하며 그것 또한 시스템에 대한 많은 지식이 요구되는 단점이 있는데 반해, 본 시뮬레이션 툴은 서브시스템 간의 입·출력 관계만 파악되면 모듈의 수정 및 교체가 용이한 장점이 있다.

2. 자동변속기 모델링

본 논문에서 사용된 자동변속기는 Fig. 1과 같은 복합 위성기어의 구조를 한 GM 모델 자동변속기이며 4개의 클러치, 하나의 밴드 브레이크 그리고 2개의 스프래그(sprag)로 구성되어 있다.³⁾ 이를 본드 그래프를 이용하여 각 단 그리고 변속 과정의 모델식을 상태방정식의 형태로 수립하였으며,⁴⁾ 아래에 시뮬레이션에 사용된 1-4단에 걸친 모델식을 나타내었다. 변속 중의 모델식은 Fig. 2와 같이 클러치 전달토크에 의해 출력축 토크가 갑자기 떨어지는 토크영역(torque

phase)과 클러치 압력이 어느 정도 상승함에 따라 실제로 기어비가 변하기 시작하면서 차속이 증가하려고 하나 차량의 관성에 의해 차속이 상승하지 못하는 이유로 과도토크가 증가하게 되는 속도 영역(speed phase)으로 구분되어 진다. 시물레이션 시 각 단의 판별은 기구학적 조건과 더불어 동적 제한 조건에 의하게 함으로써 실제 차량주행 상황에 가깝도록 하였다. 특히 동적 제한 조건은 각 단을 판별하기 위한 동력학적 조건으로서 슬립양 또는 반발토크를 고려한다. 예를 들어 1단에서 2단으로 변속을 할 경우, 2단으로의 변속이 완료되었음을 판별하기 위하여 단순히 현재 차량의 속도에 의한 것이 아니라, 현재 2단 클러치의 토크가 2단 클러치에 해당하는 기어(Fig. 1의 input carrier)의 반발 토크보다 크가를 확인한다. 만일 크다면 2단으로의 변속이 완료되었다고 판별하며, 작으면 아직 클러치의 슬립이 발생하며 변속 중에 있다고 판단한다. 각 단별 클러치와 밴드의 동작은 Table 1과 같다.

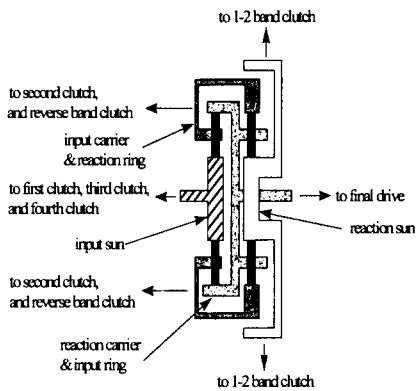


Fig. 1 Compound Planetary Gear Set

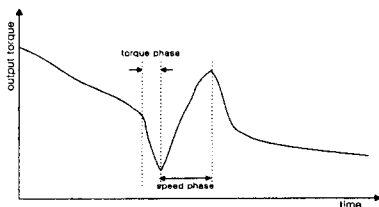


Fig. 2 Output Torque in Shifting Time

Table 1 Friction Element Application Chart

	C1	C2	C3	C4	B12
1단	ON	OFF	OFF	OFF	ON
1-2단	ON	↑	OFF	OFF	ON
2단	ON	ON	OFF	OFF	ON
2-3단	↓	ON	↑	OFF	↓
3단	OFF	ON	ON	OFF	OFF
3-4단	OFF	ON	ON	↑	OFF
4단	OFF	ON	ON	ON	OFF

↑ : on-coming, ↓ : off-coming

Table 2 Slip Speed of each clutch

C1_slip	$\omega_t - \omega_{si}$
C2_slip	$\omega_t - \omega_{ci}$
C3_slip	$\omega_{si} - \omega_t$
C4_slip	ω_{si}
B12_slip	ω_{sr}

2.1절부터 2.7절까지 GM 모델 자동변속기에 대한 1→4단 모델식을 나타내었다.[Fig. 1 참고] 그리고, 기구학적 · 동력학적 조건식을 1→2단에 대해 예시하였다.⁴⁾ 동력학적 조건의 슬립양의 정의는 Table 2와 같다. 본 논문에서는 슬립양을 주로 속도 영역에서 변속 완료 여부를 판단하는데 사용하였다.

2.1 1단 모델

<상태방정식>

$$I_{t1} \dot{\omega}_t = T_t - R_1 R_d T_s \quad (1)$$

<기구학적 제한조건>

$$\omega_{si} = \omega_t, \quad \dot{\omega}_{si} = \dot{\omega}_t \quad (2)$$

$$\omega_{sr} = 0 \text{ (held by 1-2 band)} \quad (3)$$

$$\omega_{ci} = \frac{R_1}{R_2} \omega_{si}, \quad \dot{\omega}_{ci} = \frac{R_1}{R_2} \dot{\omega}_{si} \quad (4)$$

$$\omega_{cr} = R_1 \omega_{si}, \quad \dot{\omega}_{cr} = R_1 \dot{\omega}_{si} \quad (5)$$

<동적 제한조건>

$$T_{cl} \geq T_t \quad (6)$$

$$T_{12B} > RT_{12B} \quad (7)$$

여기서,

$$RT_{12B} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left(\frac{T_t - (I_t + I_{si}) \dot{\omega}_t}{R_{si}} - I_{ci} \dot{\omega}_{ci} + \left(1 - \frac{1}{R_{si}}\right) T_{c2} \right) \quad (8)$$

$$I_{cl} = I_t + I_{si} + R_1^2 I_{cr} + \frac{R_1^2}{R_2^2} I_{ci} \quad (9)$$

$$R_1 = 1\text{단 기어 감속비} = \frac{R_{ci} R_{si}}{1 - R_{ci} R_{cr}} \quad (10)$$

$$R_2 = 2\text{단 기어 감속비} = R_{ci} \quad (11)$$

$$R_d = \text{최종 출력 감속비} \quad (12)$$

$$T_s = \text{차축에 걸리는 토크} \quad (13)$$

I_t, I_{si}, I_{ci} 는 터빈, i.s.g.와 i.c.g.의 관성을 나타내며, T_t 는 터빈 토크, T_{c2} 는 유체 압력에 의해 클러치 2에 나타나는 반응 토크, 그리고 $\dot{\omega}_t$ 는 터빈의 회전속도를 나타낸다.

2.2 1→2단 모델

TCU 내의 변속예정도에 의해 2단으로의 변속 시점이 되면 P_{c2} 가 on-coming되기 시작하여 2단으로의 변속이 시작된다

토크 영역 (torque phase)

<상태방정식>

$$I_t \dot{\omega}_t = T_t - \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) T_{c2} - R_1 R_d T_s \quad (14)$$

<기구학적 제한조건>

$$\omega_t = \omega_{si}, \quad \dot{\omega}_t = \dot{\omega}_{si} \quad (15)$$

$$\omega_{sr} = 0 \text{ (held by 1-2 band)} \quad (16)$$

$$\omega_{ci} = \frac{R_1}{R_2} \omega_{si}, \quad \dot{\omega}_{ci} = \frac{R_1}{R_2} \dot{\omega}_{si} \quad (17)$$

$$\omega_{cr} = R_1 \omega_{si}, \quad \dot{\omega}_{cr} = R_1 \dot{\omega}_{si} \quad (18)$$

<동적 제한조건>

$$T_{cl} > T_t \quad (19)$$

$$T_{B12} > RT_{B12} \quad (20)$$

여기서,

$$RT_{B12} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left\{ \frac{T_t - (I_t + I_{si}) \dot{\omega}_t}{R_{si}} - I_{ci} \dot{\omega}_{ci} + \left(1 - \frac{1}{R_{si}}\right) T_{c2} \right\} \quad (21)$$

R_1, R_2 는 각각 1단과 2단의 기어비, T_s 는 출력축 토크, T_{c2} 는 유체 압력에 의해 클러치 2에 나타나는 반응 토크를 의미한다.

속도 영역 (speed phase)

이 상태는 일방향 스프래그에 의해 i.s.g.가 터빈으로부터 분리되어 자유회전하며 i.c.g.가 터빈과 같은 속도로 운동하게 되는 중간과정이다.

<상태방정식>

$$I_t \dot{\omega}_t = T_t - T_{c2} \quad (22)$$

$$I_{cr12} \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{c2}}{R_2} - R_d T_s \quad (23)$$

<기구학적 제한조건>

$$\omega_{sr} = 0 \text{ (held by 1-2 band)} \quad (24)$$

$$\omega_{si} = \frac{R_2}{R_1} \omega_{ci}, \quad \dot{\omega}_{si} = \frac{R_2}{R_1} \dot{\omega}_{ci} \quad (25)$$

<동적 제한조건>

$$T_{B12} > RT_{B12} \quad (26)$$

여기서,

$$I_{cr12} = I_{cr} + \frac{1}{R_1^2} I_{si} + \frac{1}{R_2^2} I_{ci} \quad (27)$$

$$RT_{B12} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} (T_{c2} - \frac{I_{si}}{R_{si}} \dot{\omega}_{si} - I_{ci} \dot{\omega}_{ci}) \quad (28)$$

식 (27)의 I_{cr12} 는 1단에서 2단으로 변속할 때의 c.r.의 관성이다.

2.3 2단 모델

1-2단 모델에서 i.s.g.가 터빈과 완전히 분리되어 자유회전하고, i.c.g.가 터빈과 직결되어 터빈의 속도와 같은 속도로 운동하면 1단에서 2단으로의 변속이 완료된다.

<상태방정식>

$$I_{t2} \dot{\omega}_t = T_t - R_2 R_d T_s \quad (29)$$

<기구학적 구속조건>

$$\omega_{ci} = \omega_t, \quad \dot{\omega}_{ci} = \dot{\omega}_t \quad (30)$$

$$\omega_{sr} = 0 \text{ (held by 1-2 band)} \quad (31)$$

$$\omega_{si} = \frac{R_2}{R_1} \omega_{ci}, \quad \dot{\omega}_{si} = \frac{R_2}{R_1} \dot{\omega}_{ci} \quad (32)$$

$$\omega_{cr} = R_2 \omega_{ci}, \quad \dot{\omega}_{cr} = R_2 \dot{\omega}_{ci} \quad (33)$$

<동적 제한조건>

$$T_{c2} > RT_{c2up}, \quad T_{c2} > RT_{c2down} \quad (34)$$

$$T_{B12} > RT_{B12} \quad (35)$$

여기서,

$$I_{t2} = I_t + I_{ci} + R_2^2 I_{cr} + \frac{R_2^2}{R_1^2} I_{si} \quad (36)$$

$$RT_{c2up} = T_t - I_t \dot{\omega}_t \quad (37)$$

$$RT_{c2down} = \frac{1}{R_2} I_{ci12} \dot{\omega}_{cr} + R_2 R_d T_s \quad (38)$$

$$I_{ci12} = I_{ci} + R_2^2 I_{cr} + \frac{R_2^2}{R_1^2} I_{si} \quad (39)$$

$$RT_{B12} = \frac{R_{sr}}{R_{ci}} \left\{ \frac{T_t - (I_t + I_{si}) \dot{\omega}_t}{R_{si}} - I_{ci} \dot{\omega}_{ci} \right\} \quad (40)$$

그리고, RT_{c2up} , RT_{c2down} 는 2단 클러치 양쪽에 나타나는 반응 토크를 나타낸다.

2.4 2→3단 모델

3단으로의 변속은 3단 클러치의 압력 P_{c3} 가 on-coming되고 1-2 밴드 브레이크의 압력 P_{12B} 가 off-going 되면서 수행된다. 2-3단 경우는 다른 변속 단과는 달리 공급압 P_{c3} 와 해제압 P_{12B} 의 두 개의 입력이 존재하므로 속도 영역에서 터빈속도 ω_t 와 유성기어의 출력속도 ω_{cr} 모두 동시에 제어할 수 있는 특징이 있다. 그러나 실제적으로는, 출력속도 ω_{cr} 는 스케일이 작아 정교한 제어가 어려워 현실적이지 못하다.

토크 영역(torque phase)

<상태방정식>

$$I_{t2} \dot{\omega}_t = T_t + \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right) T_{c3} - R_2 R_d T_s \quad (41)$$

속도 영역(speed phase)

1-2 밴드의 압력이 충분히 줄어들면, r.s.g.는 회전하기 시작하며 속도 영역이 시작된다.

<상태방정식>

$$a_{11} \dot{\omega}_t = T_t + a_{12} T_{c3} - a_{13} T_{12B} - a_{14} T_s \quad (42)$$

$$a_{21} \dot{\omega}_{cr} = a_{22}T_t + a_{23}T_{c3} - a_{24}T_{12B} - R_d T_s \quad (43)$$

식 (42)와 식 (43)의 계수 a_{ij} 는 2→3단 속도 단계 모델식의 계수이다.

2.5 3단 모델

<상태방정식>

$$I_{t3} \dot{\omega}_t = T_t - R_3 R_d T_s \quad (44)$$

2.6 3→4단 모델

3단 클러치에서는 1단 클러치와 마찬가지로 일방향 스프래그를 통하여 동력이 전달된다. 즉, 터빈의 속도가 i.s.g.보다 느리게 회전할 수 없다. 따라서, 토크 영역은 터빈의 속도가 i.s.g.보다 빨라지기 바로 직전까지이다.

토크 영역(torque phase)

<상태방정식>

$$I_{t3} \dot{\omega}_t = T_t - T_{c4} - R_3 R_d T_s \quad (45)$$

속도 영역(speed phase)

4단 클러치의 압력 P_{c4} 가 어느 정도 커지게 되면 3단 클러치에 있는 일방향 스프래그에 의해 터빈과 i.s.g.가 분리된다. 물리적으로는 4단 클러치에 의한 반응 토크가 i.s.g.에 가해지는 토크보다 커지면 속도 영역이 시작된다.

<상태방정식>

$$b_{11} \dot{\omega}_t = T_t + b_{12}T_{c4} - b_{13}T_s \quad (46)$$

$$b_{21} \dot{\omega}_{cr} = b_{22}T_t + b_{23}T_{c4} - R_d T_s \quad (47)$$

식 (46)과 식 (47)의 계수 b_{ij} 는 3→4단 속도 단계 모델식의 계수이다.

2.7 4단 모델

4단 클러치 압력 P_{c4} 가 충분히 커져서 i.s.g.의 속도가 0이 되면 4단으로의 변속이 완료된다.

<상태방정식>

$$I_{t4} \dot{\omega}_t = T_t - R_4 R_d T_s \quad (48)$$

3. 변속제어를 위한 유압회로의 설계

지금까지, 변속 시 클러치 압력을 정교하게 제어하기 위한 유압회로 설계에 관한 많은 연구가 진행되어 왔으며, 현재에는 각각의 클러치를 개별적으로 제어하는 독립구동 또는 직접구동 방식을 선호하고 있다. 클러치를 개별적으로 제어함으로써 과거 기존의 방법과는 달리 모든 마찰요소들의 압력을 능동적이며, 좀 더 정교한 제어가 가능하게 되었다. 이러한 연구 추세는 스프래그 방식의 자동변속기보다 가격 및 중량 면에서 큰 장점이 있는 클러치-클러치(clutch-to-clutch) 방식의 자동변속기에서 요구되는 공급측과 해제측의 정교한 클러치 압력제어가 가능한 형태라는 점에서도 그 가치를 찾을 수 있다. Fig. 3은 기존의 유압회로의 개략도를 나타낸다. 기존의 유압회로는 하나의 압력제어밸브와 어큐뮬레이터의 백업압력을 이용해 모든 마찰요소의 압력을 제어하고 있으며, 따라서 어큐뮬레이터와 같은 기계적 물성치들에 의한 단순한 압력제어만이 가능하여 각각의 마찰요소에 대한 능동적이고 정교한 압력제어가 어렵다.

최근 많은 자동변속기 차량에서는, 이러한 기존의 유압회로의 한계를 극복하고자 Fig. 4와 같은 독립구동 방식의 유압회로가 사용되고 있다. 이러한 구조적 변경을 통하여 각각의 마찰요소를 정교하게 제어할 수 있게 되었으며, 기존의 유압회로에서 사용되었던 많은 스톱밸브들이 생략되어 유압회로의 구조가 간단해 진다.⁵⁾ 또한, Fig. 5와 같이 솔레노이드밸브 하나만으로 클러치 압력제어를 수행하려는 연구도 수행되고 있다. 그

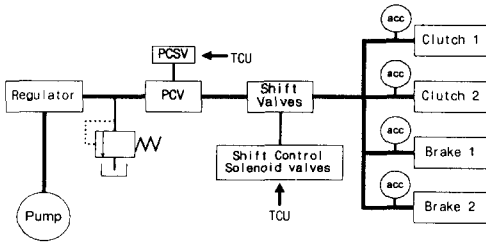


Fig. 3 Conventional Hydraulic Circuit

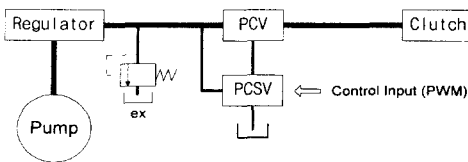


Fig. 4 Independent-Acting Hydraulic Circuit

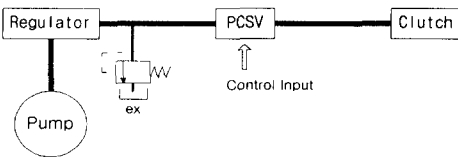


Fig. 5 Direct-Acting Hydraulic Circuit

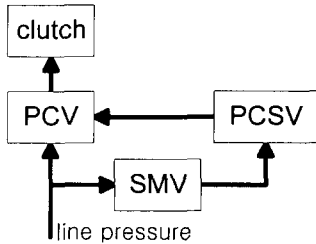


Fig. 6 Independent-Acting Hydraulic Circuit with SMV(Solenoid Modulator Valve)

러나 이 경우, 단순 PWM 솔레노이드밸브를 사용하면 솔레노이드밸브 단독으로 클러치 압력제어를 위한 충분한 유량을 얻기가 힘들고, 특히 솔레노이드 밸브의 출력측에 유압맥동이 발생하는 문제점이 있다. 이러한 단점을 해결하고 제어성을 좋게 하기 위하여 비례제어 솔레노이드 밸브

를 이용하기도 한다.⁶⁾

본 논문에서는 Fig. 4의 형태를 개선하여 Fig. 6과 같은 독립구동 방식의 유압회로를 설계하고 모델링하였으며, 모듈화하여 자동변속기의 1→4단 변속 시물레이션에 사용하였다. Fig. 6의 자세한 그림을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7의 구조에서는, Fig. 4의 구조에서 PCV (Pressure Control Valve)와 PCSV(Pressure Control Solenoid Valve)에 같은 압력의 라인압이 공급되는 것과 달리, 1차 라인압을 SMV (Solenoid Modulator Valve)에서 2차 감압하여 2차 라인압을 생성하여 PCSV에 공급하고 있다. Fig. 4와 같은 경우에는 Fig. 7에 비해 PCV의 스펴 제어

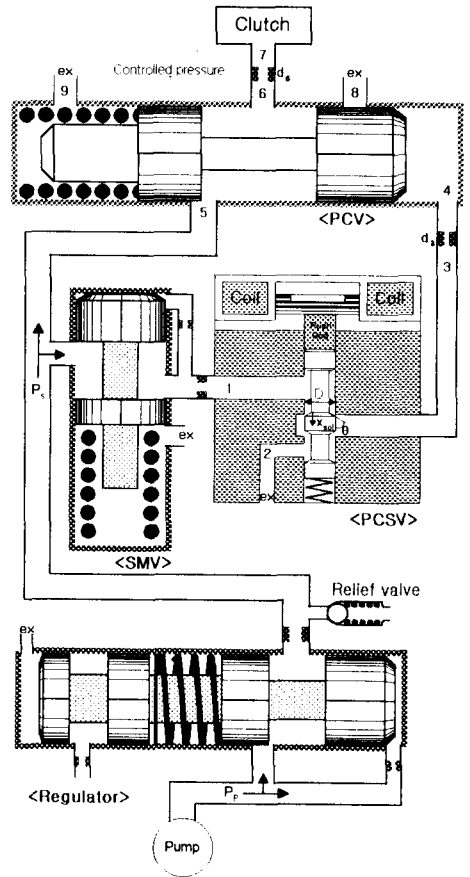


Fig. 7 Structure Diagram of Independent-Acting Hydraulic Circuit with SMV

성이 떨어져 클러치 압력을 정교하게 제어하기가 좀 더 어려워진다. 일반적으로 유압 시스템은 저압과 고압에서 그 특성이 매우 다르므로 동일한 제어 개인으로 넓은 압력 범위를 제어하기 어렵다. 따라서 PCV의 스톱을 정교하게 제어하기 위해서 일정 크기 이하의 압력으로 감압시키고, 그에 맞게 스프링 강성 등을 설계하는 것이 효과적이다. Fig. 7에서 PCV는 스톱밸브로서 PCSV의 출력압을 입력으로 스톱이 제어되어 조절된 라인압을 클러치로 공급한다. 여기서, PCSV는 단순 PWM 동작의 3포트 2위치 절환형의 표준 클로우즈 형태를 사용하였다. SMV는 1차적으로 공급되는 라인압을 2차적으로 감압하여 PCSV로 공급한다. Fig. 7과 같은 형태의 유압회로의 성능은 결국 위치 #7의 압력제어 성능에 달려 있으며, 이를 좋게 하기 위해서는 포트 5↔6↔7의 흐름보다 포트 1↔3↔4의 흐름이 훨씬 빨라야 하는 것이 필수적이다. 그러므로 오리피스 3의 단면적은 비교적 크게, 오리피스 6의 것은 비교적 작게 설계하도록 한다. 그리고 PCSV의 포핏의 운동에 대한 #4의 압력의 증감이 빨라야 하며, 동시에 PCV의 스톱의 응답이 빠르도록 설계해야 한다. 본 논문에서는 Fig. 7의 유압회로를 모델링하기 위하여 포트 #5와 #1에 공급되는 1·2차 라인압을 일정한 값으로 가정하며, 따라서 PCSV 이후의 모델식을 기술한다.

유압회로 모델링

▶ PCSV(압력제어 솔레노이드 밸브)

Fig. 7에 도시된 것과 같이 3포트 2위치 절환형의 표준 클로우즈형의 압력제어 솔레노이드 밸브를 사용하였다.

<유량방정식>

PCSV를 통과하는 유량 Q_i 와 Q_o 는 스톱의 변위 x_{sol} 에 관한 교축방정식으로부터 각각 다음과 같이 유도된다.

$$Q_i = C_d \pi D x_{sol} \sin \theta \operatorname{sgn}(P_1 - P_3) \dots \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_3|} \quad (49)$$

$$Q_o = C_d \pi D (x_{sol}^{max} - x_{sol}) \sin \theta \dots \operatorname{sgn}(P_3 - P_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_2|} \quad (50)$$

여기서, Q_i 는 #1로 유입되는 체적 변화이며 Q_o 는 #2로 빠져나가는 체적 변화이다. D 는 밸브 포핏의 지름이며, x_{sol}^{max} 는 포핏의 최대변위이고, P_2 는 리턴압이다.

<연속방정식>

$$Q_i - Q_o = \Delta Q \quad (51)$$

$$\Delta Q - Q_3^4 = \frac{V_3}{\beta_c} \frac{dP_3}{dt} \quad (52)$$

<운동방정식>

PCSV의 운동방정식을 1차 및 2차 시스템의 두 가지 경우로 모델링할 수 있다.

2차 시스템으로 모델링한 경우 :

PCSV의 R-L 회로는 Kirchhoff의 법칙에 의해 다음과 같이 모델링된다.

$$E = Ri + L \frac{di}{dt} \quad (53)$$

일반적인 솔레노이드 밸브의 작용력 F_{sol} 은 다음과 같이 전류의 제곱에 비례하는 식으로 표현된다.

$$F_{sol} = B_i^2 \quad (54)$$

밸브의 스톱에 작용하는 복원스프링과 감쇠계수 그리고 솔레노이드의 작용력에 대한 스톱의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_{sol} \ddot{x}_{sol} + B_{sol} \dot{x}_{sol} + K_{sol} (x_{sol} + x_{sol}^0) + B_c \operatorname{sign}(\dot{x}_{sol}) = F_{sol} \quad (55)$$

여기서, M_{sol} 은 스프링의 질량, B_{sol} 은 감쇠계수, B_c 는 클롬파찰계수, K_{sol} 은 스프링 상수, x_{sol}^0 은 스프링의 초기 압축 길이를 나타낸다. 위의 방법에서는 스프링의 속도에 대한 파라미터를 쉽게 얻기 힘든 단점이 있다.

1차 시스템으로 모델링한 경우 :

PCSV를 이용한 자동변속기 클러치의 압력 제어시스템과 같은 전기·유압 서보시스템 제어에서의 솔레노이드 밸브의 온-오프(on-off) 시간지연 특성은 전체 시스템 성능에 큰 영향을 미치므로 반드시 고려해야 한다. 따라서, PCSV의 포핏 거동을 포핏 변위가 나타나지 않는 전달지연 요소와 1차 지연요소의 조합으로 1차 시스템으로 모델링한다.⁷⁾

$$x_{sol}(s) = e^{-T_1 s} \frac{K_v}{T_2 s + 1} u(s) \quad (56)$$

여기서, T_1 은 시간지연, T_2 는 시정수, K_v 는 포핏의 정특성으로부터 구하는 시스템 게인이며, $u(s)$ 는 PCSV에 인가되는 제어입력이다. 본 논문에서는, 식 (56)을 이용하여 PCSV 모듈을 구성하여 시뮬레이션에 사용하였다.

▶ PCV(압력제어 밸브)

<유량방정식>

PCSV에서 출력되는 작동유는 오리피스 d_3 을 통하여 PCV의 포트 #4로 공급되며 그 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_3^4 = C_d \frac{\pi}{4} d_3^2 \text{sgn}(P_3 - P_4) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_4|} \quad (57)$$

PCV의 스프링 변위 x_{pcv} 에 대하여 Q_5^6 , Q_6^7 , Q_8^8 을 다음과 같이 세 경우로 나누어 계산할 수 있다.

1) $x_{pcv} < D_{pcv}^1$: D_{pcv}^1 은 PCV의 스프링의 초기 압축력에 의해 우측으로 최대한 밀려 있는 상태에서부터 #4의 압력 P_4 가 상승함에 따

라 스프링이 좌측으로 밀리게 되어 포트 #8이 완전히 닫힐 때까지의 거리이다. 이 경우는 클러치에 있는 유체가 오리피스 d_6 을 통해 포트 #8로 배출되고, PCV의 공급 포트 #5는 아직 닫혀 있는 상태이다.[Fig. 7 참고]

$$Q_6^7 = C_d \frac{\pi}{4} d_6^2 \text{sgn}(P_6 - P_7) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_6 - P_7|} \quad (58)$$

이 경우 유체는 위치 #7에서 위치 #6으로 흐르므로 식 (58)의 Q_6^7 은 음수가 되며, 다음과 같이 위치 #7에서 위치 #6으로의 Q_7^6 을 구한다.

$$Q_7^6 = -Q_6^7 \quad (59)$$

$$Q_8^8 = C_d w_{pcv2} (D_{pcv}^1 - x_{pcv}) \dots \text{sgn}(P_6 - P_8) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_6 - P_8|} \quad (60)$$

여기서, w_{pcv2} 는 포트 #8의 면적 구배(Area Gradient)를 말한다.

2) $D_{pcv}^1 \leq x_{pcv} < D_{pcv}^2$: D_{pcv}^2 는 포트 #5가 열리기 시작하는 변위를 나타내며, 이 경우는 PCV의 리턴 포트 #8과 공급 포트 #5가 모두 닫혀 있으므로 #6과 #7 사이의 압력 차에 의한 유동만이 존재하며 그 양은 식 (58)로서 계산된다.

3) $x_{pcv} \geq D_{pcv}^2$: 이 경우는 PCV의 공급 포트 #5가 열리기 시작하여 클러치에 유체가 공급된다. 리턴 포트 #8은 완전히 닫힌 상태이다.

$$Q_5^6 = C_d w_{pcv1} (x_{pcv} - D_{pcv}^2) \dots \text{sgn}(P_5 - P_6) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_5 - P_6|} \quad (61)$$

$$Q_6^7 = C_d \frac{\pi}{4} d_6^2 \text{sgn}(P_6 - P_7) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_6 - P_7|} \quad (62)$$

여기서, w_{pcv1} 은 포트 #5의 면적 구배를 말한다.

<연속방정식>

PCSV의 포핏 거동에 대해 오리피스 #3을 통

과하는 유량 Q_3^4 에 의한 #4의 압력은 다음과 같다.

$$Q_3^4 = \frac{dV_4}{dt} + \frac{V_4}{\beta_e} \frac{dP_4}{dt} \quad (63)$$

여기서, $\frac{dV_4}{dt}$ 항은 오리피스 #3을 통해 공급된 유량에 의해 발생하게 되는 PCV의 스펴의 변위에 따른 컨트롤 볼륨 4의 체적의 시간에 대한 변화율이다.

1) $x_{pcv} < D_{pcv}^1$:

$$Q_7^6 - Q_6^8 = \frac{dV_6}{dt} + \frac{V_6}{\beta_e} \frac{dP_6}{dt} \quad (64)$$

여기서, $\frac{dV_6}{dt}$ 항은 컨트롤 볼륨 6의 체적의 시간에 대한 변화율이다. 이때 컨트롤 볼륨 6은 포트 #5 이후부터 오리피스 #6까지의 폐회로로 정의되며, 따라서 $\frac{dV_6}{dt}$ 의 값은 '영'이다. 클러치에 걸리는 압력 P_7 은 아래의 식 (65)에 의해 계산된다.

$$Q_6^7 = \frac{dV_7}{dt} + \frac{V_7}{\beta_e} \frac{dP_7}{dt} \quad (65)$$

2) $D_{pcv}^1 \leq x_{pcv} < D_{pcv}^2$:

$$Q_7^6 = \frac{dV_6}{dt} + \frac{V_6}{\beta_e} \frac{dP_6}{dt} \quad (66)$$

$$Q_6^7 = \frac{dV_7}{dt} + \frac{V_7}{\beta_e} \frac{dP_7}{dt} \quad (67)$$

3) $x_{pcv} \geq D_{pcv}^2$:

압력 P_6 은 아래의 식 (68)과 같이 계산된다.

$$Q_5^6 - Q_6^7 = \frac{dV_6}{dt} + \frac{V_6}{\beta_e} \frac{dP_6}{dt} \quad (68)$$

그리고, 압력 P_7 에 대한 연속방정식은 위의 식 (65)와 동일하다.

여기서,

$$V_7 = A_{pipe} L_{pipe} + A_c x_c \quad (69)$$

<운동방정식>

PCSV로부터 포트 #4로 공급된 유체에 대한 PCV의 스펴의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_{pcv} \ddot{x}_{pcv} + B_{pcv} \dot{x}_{pcv} + K_{pcv} \dots \dots (x_{pcv} + x_{pcv}^0) = (P_4 - P_9) A_{pcv} \quad (70)$$

▶ 클러치(Clutch)

클러치에 공급되는 유체에 대한 클러치의 운동방정식은 클러치 피스톤의 운동에 대하여 다음과 같이 모델링된다.

$$M_c \ddot{x}_c + B_c \dot{x}_c + K_c (x_c + x_c^0) = P_7 A_c \quad (71)$$

여기서, A_c 는 클러치의 단면적이다.

4. 모듈구현 및 시뮬레이션 툴 개발

수립된 엔진, 자동변속기, 드라이브트레인 그리고 유압회로 모델식을 바탕으로 각 서브시스템들 간의 입·출력 관계를 규명하고 모듈화 작업을 수행하였다. 또한 전체 시스템의 시뮬레이션을 위하여 Matlab/Simulink를 이용하여 모듈 라이브러리를 구성하였다. Fig. 8은 각 서브시스템 모듈들을 결합하여 구성된 파워트레인 시뮬레이션 툴의 모습이다. Fig. 8의 자동변속기 변속제

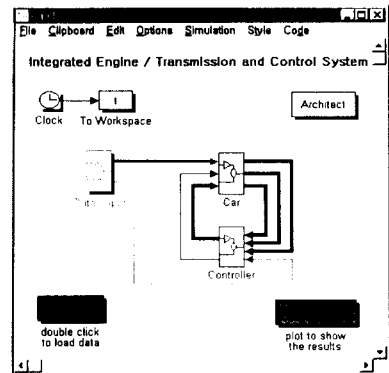


Fig. 8 Integrated Engine/Transmission and Control System

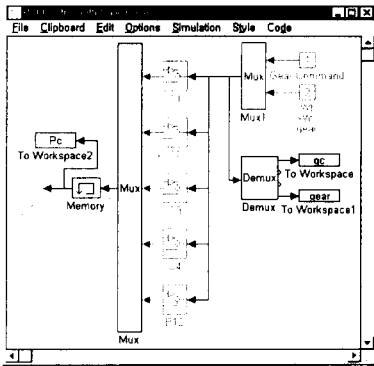


Fig. 9 Independent-Acting Hydraulic Circuit Module

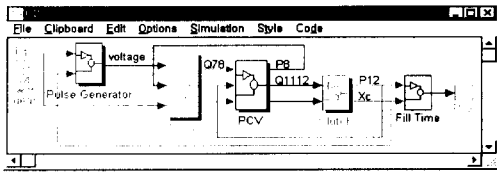


Fig. 10 Structure of Clutch 2 Block

어 시뮬레이션 툴은, 과거 시뮬레이션 툴의 경우 모델의 변경 및 교체 시 소스코드의 대부분을 파악하여 수정해야만 했던 것에 비하여, 각 서브시스템들 간의 입출력 관계가 파악되면 수정 및 교체가 용이한 구조를 가지고 있다. Fig. 9의 유압 회로 모듈은 Fig. 8의 'Controller' 블록 내에 존재하며, 터빈속도를 피드백 받아 클러치 압력을 생성하여 변속기 모듈로 내어준다. Fig. 9에서, 네 개의 클러치와 한 개의 밴드 브레이크를 제어하기 위하여 다섯 개의 블록이 존재하며, 각 마찰요소를 독립적으로 제어한다. 각 블록의 내부 구조의 예로서 '클러치 2'에 대하여 Fig. 10에 도시하였으며, 나머지의 블록들도 이와 같은 동일한 구조로 설계되어 있다. Fig. 10에서, 각 마찰요소에 대하여 독립적으로 솔레노이드밸브와 스프링밸브가 할당되어 있으며, 이미 전술한 바와 같이 1차 라인압과 SMV의 출력압인 2차 라인압을 일정한 값으로 가정하여 사용하므로 SMV 다이내믹에 해당하는 'SMV 모듈'은 첨가되지 않았다. 우리는 여기서 개발된 툴을 사용하여 하드웨어적

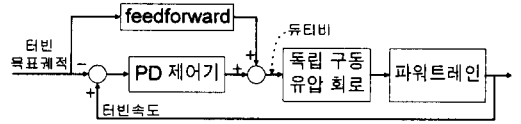


Fig. 11 Schematic of Clutch Pressure Control

설계에 앞서 시뮬레이션을 수행해 봄으로써 유압 회로 설계 지침을 파악할 수 있었으며, 이를 통해 시간과 비용을 절감할 수 있을 것으로 확신한다.

5. PD 변속 제어기 설계

전술한 시스템의 변속제어를 위한 1-4단에 걸친 PD 변속 제어기를 설계하였다. 변속제어는 실제 기어비의 변화가 발생하여 변속이 수행되는 속도 영역에서 수행되었으며, 터빈속도를 피드백 받아 미리 설정된 터빈목표계속을 추종하도록 하였다. 터빈목표계속은 제어가 시작되는 시점에서 일정한 기울기를 갖는 일차 직선을 사용하였다. 직선의 기울기의 선정은 개루프 시뮬레이션을 수행하여 시스템 거동을 분석한 후, 지나치게 변속 시간이 길어지지 않는 범위 내에서 적절히 선택하였다. Fig. 11은 PD제어기에 의한 클러치 압력 제어시스템 블록 선도를 나타낸다.

모든 변속단에서의 제어입력 듀티비는 미리 설정된 목표터빈속도와 터빈속도와의 차에 대한 PD 제어기의 출력값으로 계산된다. 여기서 제어기의 피드포워드 값은 여러 번의 시험을 통하여 제어기가 동작하기 시작하는 시점에서 터빈속도가 목표계속을 추종하기에 유리하도록 선정하였다. 이 값은 예를 들어 P 제어를 수행하는 경우, 예러가 영인 시점에서는 사전에 정해진 값으로 공급되는 듀티비를 의미하며 개루프 시뮬레이션을 통해 대체적인 값을 추정하였다. 이렇게 계산된 듀티비에 준한 제어입력을 솔레노이드밸브에 인가함으로써 변속을 수행한다.

6. 시뮬레이션 및 고찰

전체 시스템의 변속특성을 파악하기 위하여 각

변속단 별로 일정한 듀티비를 입력하여 개루프 변속제어 시뮬레이션을 수행하였다. 다음으로, 설

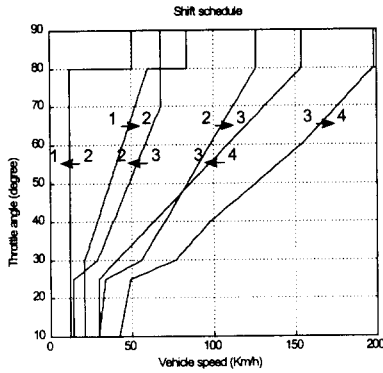


Fig. 12 Shifting Schedule

Table 3 System Parameters

Common	P_s	10[bar]
	β_e	4629e5
	C_d	0.73
	ρ	860
PCSV	D	5.7[mm]
	θ	0.785[rad]
	X_{sol}^{max}	1.2[mm]
	P_1	1.2[bar]
	P_2	0[bar]
	T_1	0.002[sec]
	T_2	0.0063[sec]
	K_v	0.00024
PCV	M_{pcv}	0.05[Kg]
	B_{pcv}	600[N·sec/m]
	K_{pcv}	15000[N/m]
	D_{pcv}	20[mm]
	x_{pcv}^0	0.5[mm]
Clutch	M_c	0.147[Kg]
	B_c	400[N·sec/m]
	K_c	10000[N/m]
	A_c	6495.24e-6[m]
	x_c^0	0[m]

계한 제어기 모형을 Fig. 8의 자동변속기 변속제어 시뮬레이션 틀에 첨가하여 1-4단 PD 변속제어 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 수행을 위한 최초의 입력인 스로틀 개도는 Fig. 8의 'Outer Input' 블록에 0.25[sec]에서 40°의 스텝 입력으로 설정하였다. Fig. 12에 본 시뮬레이션에서 사용한 변속예정도를 도시하였다. 본 시뮬레이션에 사용된 주요 파라미터들은 Table 3과 같으며 모든 마찰요소에 대해 동일하게 적용하였다. 실제 자동변속기 시스템에서는 Table 3의 "Clutch" 부분이 각 클러치와 브레이크에 따라 다른 것이 보통이지만 본 논문에서는 실제의 값 범위 내에서 추정하여 사용하였다. 그리고, 사용된 엔진 및 토크컨버터의 제원은 참고논문 3)의 것을 사용하였다.

6.1 개루프 변속제어

Fig. 13에 개루프 변속제어 시뮬레이션 결과를 도시하였다. 이 때의 제어입력은 여러 번의 테스트를 거쳐 각 변속단 별로 적절한 상수값의 듀티비를 솔레노이드밸브에 인가하도록 하였다. 듀티비의 입력은 클러치 충전기간, 토크영역 그리고 속도영역의 세 영역로 구분하여 설정하였다. Fig. 13에서와 같이, 변속과정에 토크영역과 속도영역에서 큰 과도토크가 발생하고 있다. 그러나, 개루프 변속제어의 경우도 좀 더 작은 입력 듀티비를 선택함으로써 출력축 과도토크의 저감 효과를 볼 수는 있다.

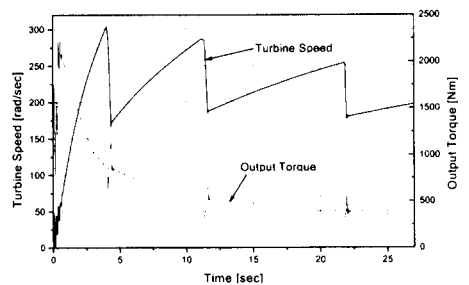


Fig. 13 Open loop Control Simulation Result

6.2 PD 변속제어

Fig. 14에 PD 변속제어 시뮬레이션 결과를 도시하였다. 여기서, 적분게인을 사용하고자 할 때는 제어입력의 계산에 포화(Saturation)가 존재하므로 와인드 업 보상을 해야 한다. 속도영역에서 PD 제어를 수행한 결과, 개루프 제어의 경우보다 과도토크가 현저히 감소하였다. 출력축의 과도토크는 터빈속도의 변화량에 관계하므로 좀더 정확히 목표터빈속도에 근접하도록 게인을 조정한다면 더 나은 성능을 얻을 수 있을 것이다. 또한, 불확실성이 존재하는 경우에 대해 강인한 성격을 가질 수 있는 다양한 제어 기법을 적용함으로써 좀더 실제 시스템에 가까운 해석을 할 수 있으리라 생각된다. 그리고, 유압시스템의 비선형성으로 인해 클러치의 압력이 낮은 경우와 높은 경우의 그 특성이 다르므로 PID 제어를 수행할 경우 클러치 압력이 낮은 구간에서는 게인을 크게, 높은 구간에서는 비교적 작게 설정하여 테이블화 하는 것도 한 방법이 될 수 있다.

변속제어 수행 시 터빈속도가 목표터빈속도에 수렴한다 하더라도 변속이 진행 중일 때는 영이 아닌 어떤 값의 듀티비를 유지하도록 해야 한다. 그 이유는, 비록 그 순간 오차는 영이 되었다 하더라도 변속을 위해서는 계속해서 압력의 공급이 필요하기 때문이다. 따라서, 제어기에서 피드포워드 항을 첨가하였으며, 피드포워드 항을 사용하지 않은 경우에 비하여⁸⁾ PD 게인 튜닝 시 적은 노력으로도 출력축 과도토크의 채터링 현상을 현저히 줄일 수 있었다. Fig. 15는 참고 논문⁸⁾의 피드포워드 항이 없는 경우의 1→2단에 대한 결과를 도시한 것이다. Fig. 15의 결과에서, 제어입력 듀티비가 큰 폭으로 불안정하게 변하고 있으며 아울러 터빈속도가 목표치에 수렴함에 있어서 채터링 수반과 함께 큰 오차를 가지고 있다. Fig. 16에 피드포워드 항의 사용 유무에 따른 출력축 과도토크의 변화를 비교 도시하였다. Fig. 16에서 알 수 있듯이 피드포워드 항을 사용한 경우가 그렇지 않은 경우보다, 특히 속도 영역의 후

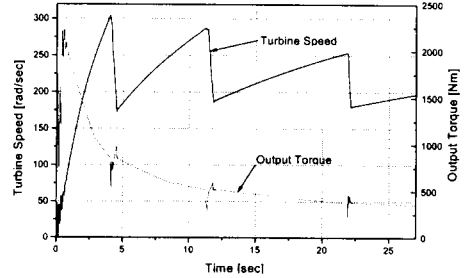


Fig. 14 PD Control Simulation Result

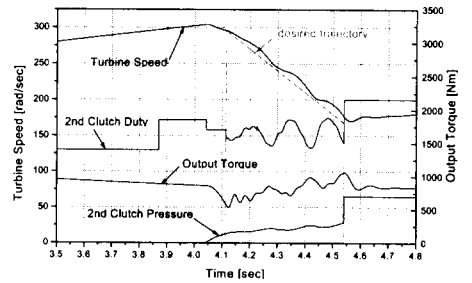


Fig. 15 PD Control without feedforward term(1→ 2-Speed)

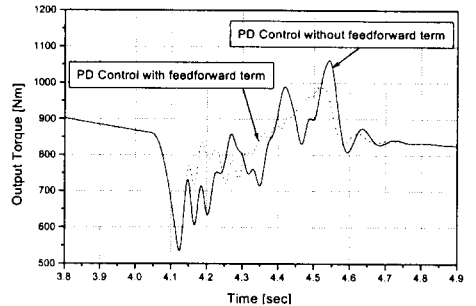


Fig. 16 Comparison of Output Torque about feedforward term(1→ 2-Speed)

반부에서, 채터링현상과 과도토크가 작게 나타났다. Fig. 16의 피드포워드 항이 사용된 경우의 시뮬레이션 결과는 뒤에 도시된 Fig. 28의 결과이다. 마지막으로, 변속품질을 나타낼 수 있는 출력축의 과도토크를 감소시키기 위해 단순한 직선이 아닌 다양한 형태의 터빈목표계적을 적용함으로써 변속품질 뿐만 아니라 변속시간을 줄일 수 있

는 방법을 모색할 필요가 있다.

Fig. 17부터 Fig. 20까지는 터빈속도를 비교한 것이다. 각 단별 결과에서, PD 제어를 수행한 경우의 터빈속도가 개루프의 경우에 비해 완만한 경사를 가지며 감소하고 있음을 볼 수 있다. 이미 전술한 바와 같이 터빈속도 완만한 감소는 출력축의 과도토크 저감 효과를 위한 것이다.

실제로 이러한 터빈속도 제어를 통하여 출력축 과도토크가 얼마나 감소하는지를 Fig. 21부터 Fig. 24까지 나타내었다. 각 단별로, PD 제어를 수행한 속도영역에서 개루프 제어를 한 경우에 비해 약 40~50%의 과도토크 저감 효과를 볼 수 있었다. 이 때 과도토크 양의 측정의 기준은 Fig. 22에 화살표로 도시하였다.

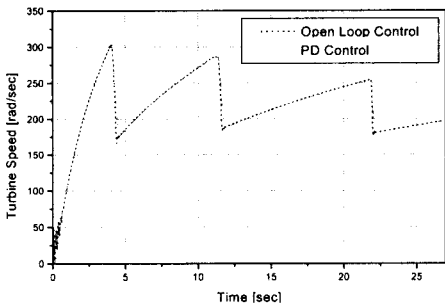


Fig. 17 Comparison of Turbine Speed(1→ 4-Speed)

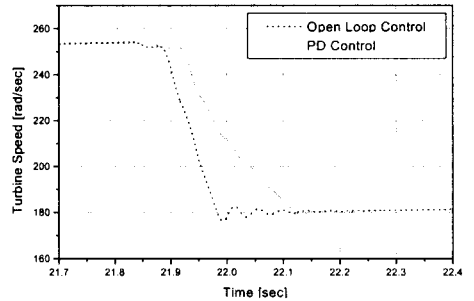


Fig. 20 Comparison of Turbine Speed(3→ 4-Speed)

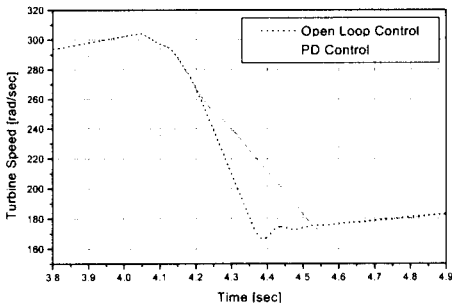


Fig. 18 Comparison of Turbine Speed(1→ 2-Speed)

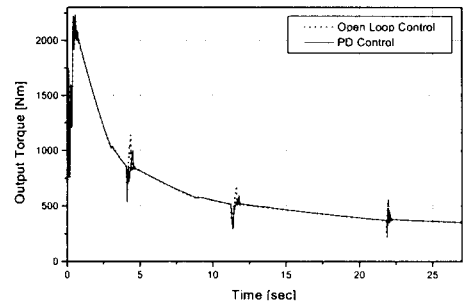


Fig. 21 Output Torque(1→ 4-Speed)

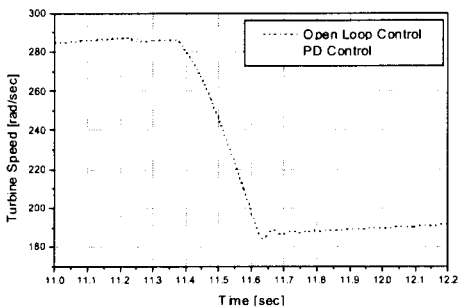


Fig. 19 Comparison of Turbine Speed(2→ 3-Speed)

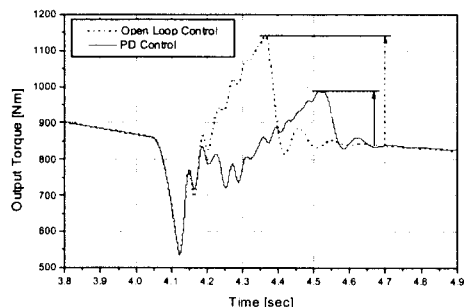


Fig. 22 Output Torque(1→ 2-Speed)

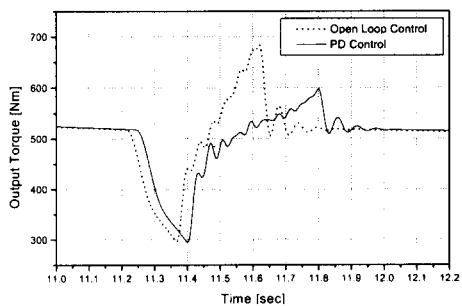


Fig. 23 Output Torque(2→ 3-Speed)

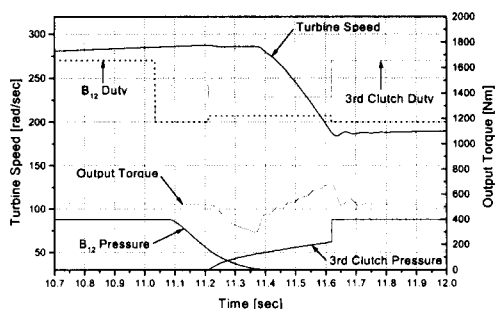


Fig. 26 Open Loop Simulation Result(2→ 3-Speed)

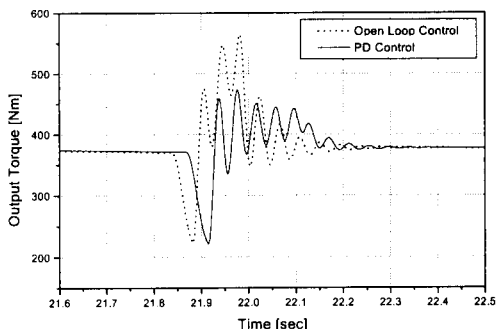


Fig. 24 Output Torque(3→ 4-Speed)

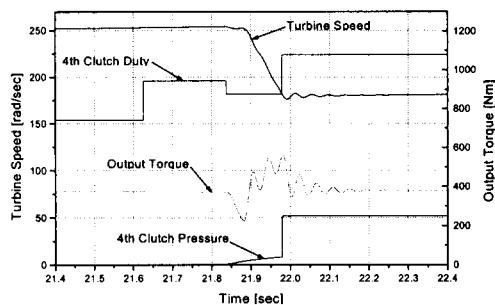


Fig. 27 Open Loop Simulation Result(3→ 4-Speed)

Fig. 25부터 Fig. 27까지는 개루프 제어를 수행하였을 경우의 듀티 입력과 그에 대한 각 상태들의 변화를 각 단별로 종합적으로 도시한 것이다. 충전 기간(Fill Time) 구간에서는 60%의 일정 듀티 입력을 사용하였고 토크영역과 속도영역에서 40%의 듀티비를 사용하였다.

Fig. 28부터 Fig. 30까지는 PD 제어를 수행하였을 경우의 듀티 입력과 그에 대한 각 상태들의 변화를 각 단별로 종합적으로 도시한 것이다. 특히, 앞에서 도시된 Fig. 15와 Fig. 28을 비교하면, 피드포워드 항을 사용한 경우가 훨씬 안정된 제어입력을 통하여 터빈속도를 채터링 현상을

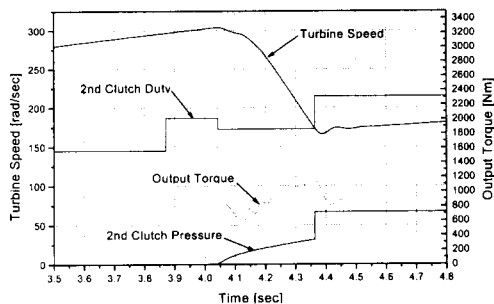


Fig. 25 Open Loop Simulation Result(1→ 2-Speed)

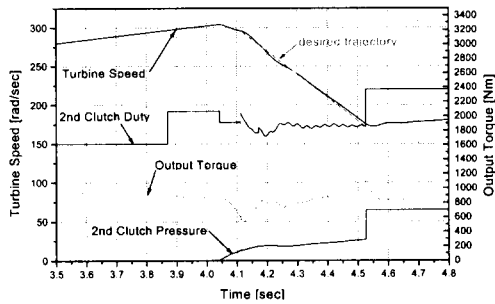


Fig. 28 PD Control Simulation Result(1→ 2-Speed)

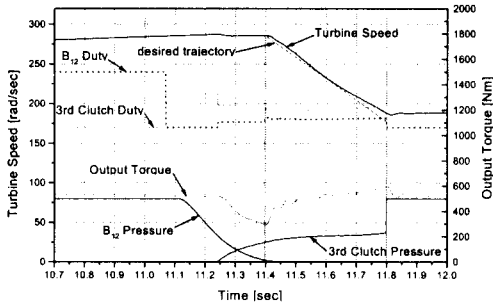


Fig. 29 PD Control Simulation Result(2→ 3-Speed)

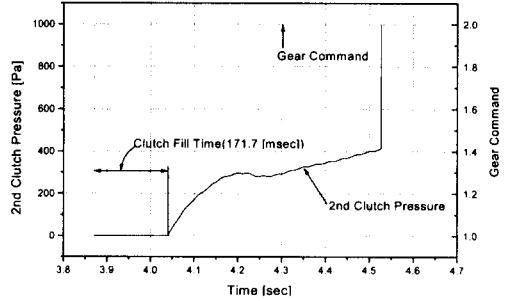


Fig. 31 Clutch Fill Time(1→ 2-Speed)

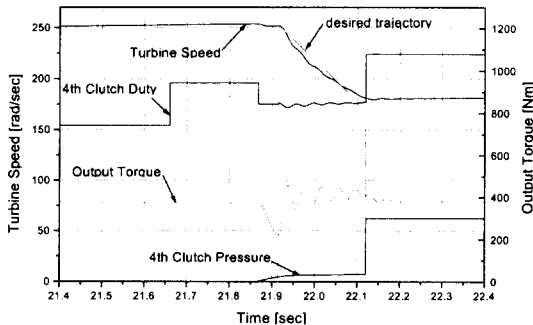


Fig. 30 PD Control Simulation Result(3→ 4-Speed)

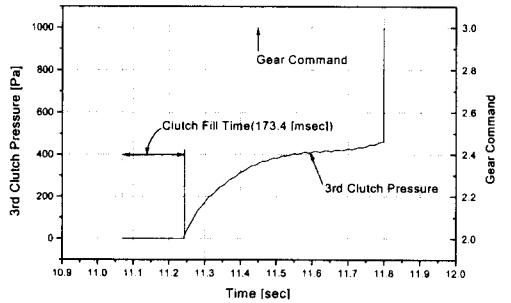


Fig. 32 Clutch Fill Time(2→ 3-Speed)

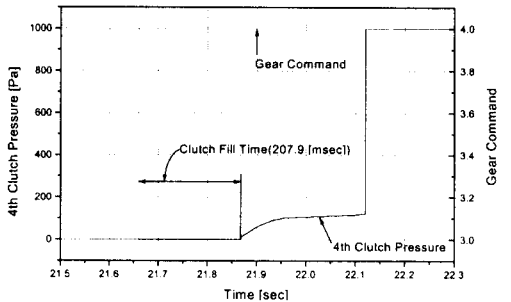


Fig. 33 Clutch Fill Time(3→ 4-Speed)

줄이면서 터빈목표궤적에 잘 수렴시킬 수 있음을 알 수 있다. 따라서, Fig. 16과 같이, 출력축의 과도토크의 크기와 채터링 현상을 더욱 쉽게 그리고 효과적으로 감소시킬 수 있다.

변속 수행의 명령은 스로틀 개도, 차량의 속도 등의 피드백 데이터를 바탕으로 TCU에서 결정되며, 이 명령을 바탕으로 자동변속기의 유압회로부의 해당 밸브들의 동작으로 변속이 수행된다. 그러나 유압회로의 동작으로 작동유가 해당 클러치에 공급되더라도 클러치 자체의 피스톤 유격에 의해 클러치 압력상승에 지연이 발생하는 충전시간이 나타나며, 자연히 변속시간을 길게 하는 요인이 된다. 일반적으로 충전시간이 클수록 부드러운 변속을 보장받을 수 있으나 클러치판의 마모가 심해지므로 충전시간의 듀티 입력의 결정에도 신중을 기해야 한다. Fig. 31~Fig. 33

에 1→4단 상향 변속 시 나타나는 지연현상을 각 단별로 도시하였다. 본 시뮬레이션에 사용된 클러치의 최대 유격은 1[mm]로 설정되었다.

7. 결론

본 논문에서는 자동변속기 장착 차량의 변속

과도특성을 개선하기 위한 클러치 압력제어에 관해 기술하였다. 정교한 클러치 압력제어를 위한 연구의 종류와 그 장·단점을 살펴보고, 이를 통하여 독립구동 방식의 유압회로를 설계 및 모델링하였으며, PD제어기를 설계하여 GM모델 자동변속기의 1→4단 변속제어 시뮬레이션에 적용하였다. 또한 전체 파워트레인 시스템을 각 서브시스템으로 모듈화하고, 이를 Matlab/Simulink를 이용하여 수정 및 교체가 용이한 시뮬레이션 툴을 개발하여 시뮬레이션에 사용하였다.

이러한 연구를 통한 결론은 다음과 같다.

1) 독립구동 방식 유압회로를 설계하고 이를 통해 자동변속기의 변속 시뮬레이션을 수행한 결과, 기존의 유압회로에서는 어큐뮬레이터와 같은 기계적 물성치에 의해 수동적으로 정해진 패턴대로 클러치 압력을 제어할 수 밖에 없었던 것에 비하여, 새로운 방식의 유압회로에서는 관심 있는 상태가 설계자가 설정한 목표계적을 추종하도록 능동적 제어를 수행할 수 있게 되었다.

2) 속도영역에 대한 PD 변속 제어기를 설계하고 GM모델 자동변속기에 대해 1→4단 변속 시뮬레이션을 수행한 결과, 설계한 독립구동 방식 유압회로를 이용하여 터빈속도를 목표터빈속도에 추종하도록 제어함으로써 출력축의 과도토크를 저감시킬 수 있었다. 변속 시 발생하는 출력축 토크의 채터링 현상을 줄이기 위한 노력으로서 제어기에 피드포워드 항을 첨가하였으며, 이를 통해 개선된 제어성능을 확인하였다.

3) 개발한 시뮬레이션 툴을 이용하여 시뮬레이션을 수행함으로써 시스템 특성 파악 및 설계에 큰 도움이 되었으며, 하드웨어적 설계에 앞서 시간과 경비를 절감할 수 있을 것으로 생각된다.

4) 터빈속도의 변화량은 출력축 과도토크에 민감한 영향을 미치므로 터빈속도의 변화량이 작게 되도록 PD 게인을 설정해야 하며, 테이블화 된 다양한 형태의 터빈목표계적의 사용을 고려해야 하겠다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구의 연구비(과제번호 : 97-02-00-10-01-5) 지원 하에 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- 1) 임시형, 김동환, 정규홍, 이교일, "자동 변속기 변속품질 향상을 위한 건설제어", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 1996.
- 2) 허재웅, 신병관, 이교일, "마이크로프로세서를 이용한 자동변속기 실시간 변속제어", 한국정밀공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 361~365, 1998.
- 3) Cho. D., "Nonlinear Control Methods for Automotive Powertrain Systems," Dept. of Mech. Eng., Ph. D. Thesis, M.I.T., 1987.
- 4) 위관석, "자동변속기를 장착한 차량의 변속과도토크 제어에 관한 연구", 부산대학교 공학석사 학위논문, 1998.
- 5) Katsutoshi Usuki, Kenjiro Fujita, and Katsuhiko Hatta, "The INVECS-II Electronically Controlled Automatic Transaxles for FWD Passenger Cars", SAE 960429, 1996.
- 6) 허재웅, 한상서, 이교일, "클러치 직접 구동 유압회로를 이용한 자동변속기 유압시스템 개발 및 해석", 한국자동차제어학술회의 논문집, 1998.
- 7) 박성환, "고속전차밸브를 이용한 전기·유압 서보시스템의 제어에 관한 연구", 부산대학교 공학박사 학위논문, 1996.
- 8) 김정관, 한명철, "독립구동 클러치 방식 자동변속기 장착 차량의 변속과도특성 연구", 한국자동차제어학술회의 논문집, 1998.