

# 자동변속기 클러치 충전제어 파라미터의 실험적 특성분석

## Experimental Analysis of Clutch-Fill Parameters for Automatic Transmission

정규홍<sup>1\*</sup>, 박동훈<sup>2</sup>

G. H. Jung, D. H. Park

Received: 27 Jul. 2014, Revised: 22 Aug. 2014, Accepted: 01 Sep. 2014

**Key Words** : Automatic Transmission(자동변속기), Clutch Piston(클러치 피스톤), TCU(변속제어기), Clutch-Fill Control(클러치 충전제어), Proportional Solenoid Valve(비례제어 솔레노이드밸브)

**Abstract**: Clutches are an integral part of the automatic transmission for changing gears. Modern automatic transmissions make extensive use of wet multiple-disc clutches employing hydraulic actuation mechanism with electronic control. Although nowadays, highly advanced shifting algorithm implements the superior shift quality and transmission efficiency, its performance should be based on smooth, reliable engagement with a reasonably durable friction material as well as stable clutch piston dynamics. Particularly, clutch filling control is the crucial part of shifting process because only the open-loop control is available due to the lack of measurement. In this paper, the effect of clutch-fill control parameters on clutch piston dynamics is experimentally investigated by using clutch piston test equipment which enables the clutch piston to actuate similar to real shifting conditions. The experimental analysis results can be expected to be utilized for the calibration of proportional solenoid valve as reference current profile data in vehicle test.

### 기호 설명

 $X_s, X_e$ : Clutch piston stroke, end play, m $x_p$ : Clutch piston displacement, m $m_p$ : Clutch piston mass, kg $c_p$ : Viscous friction coefficient, Ns/m $k_r$ : Return spring rate, N/m $F_{pre}$ : Pre-compression of return spring, N $A_p$ : Clutch piston area, m<sup>2</sup> $F_f$ : Clutch piston friction force, N $\mu$ : Clutch disk friction coefficient $n$ : Number of disk $R_m$ : Effective radius of clutch disk, m $F_n$ : Normal force on clutch plate $(= p_C A_p - k_r (X_s + X_e) - F_{pre} - F_f)$  $p_C$ : Clutch piston control pressure, N/m<sup>2</sup> $T_C$ : Clutch torque, Nm $\Delta t_{p1}, i_{p1}$ : Fast fill time and current $\Delta t_{p2}, i_{p2}$ : Fill compensation time and current

### 1. 서론

자동변속기는 동력을 전달하는 기계적인 내부구조에 따라 변속단수가 고정된 유단변속기, 기어비의 연속적인 변화가 가능한 무단변속기, 2개 클러치를 이용하여 교차변속하는 듀얼 클러치 변속기 등 여러 형태가 있으나 대다수의 자동변속기는 동력을 연결하거나 단절하는 기능에 유압으로 작동되는 습식다판 클러치를 이용하고 있다.

\* Corresponding author: ghjung@daejin.ac.kr

1 Department of Computer Aided Mechanical Design Engineering, Daejin University, Gyeonggi 487-711, Korea

2 C-Stone Technologies, Gyeonggi 443-766, Korea

Copyright © 2014, 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.

자동변속기에서 변속은 회전력을 전달하는 클러치 결합을 교체하는 방식으로 이루어지고 대체로 1초 내외의 짧은 시간동안에 변속이 완료되어 변속전후의 기어비 차로 인한 엔진속도의 급격히 변화가 변속충격(shift shock)을 유발한다. 변속 시 발생하는 변속충격의 정도를 나타내는 변속품질(shift quality)은 내구성능 및 전달효율과 더불어 변속기 전체 성능을 결정짓는 핵심적인 성능지표이다. 1990년대부터 자동변속기는 제반 성능향상을 위하여 변속제어에 디지털 전자제어가 도입되었고 최근에는 피드백 제어(feedback control), 학습제어(learning control)뿐만 아니라 운전자 성향까지 파악하여 이에 적절하게 변속시점을 결정하는 지능형 변속제어방식으로 진화하고 있다<sup>1)</sup>.

변속단수가 고정된 자동변속기에서의 변속과정은 클러치 피스톤이 이동하여 마찰토크를 발생시키기 직전까지의 클러치 충전구간(clutch-fill phase)과 클러치 플레이트(plate)와 디스크(disk) 사이에서 발생하는 마찰토크로 의하여 전달토크만이 변화되는 토크영역(torque phase), 마찰토크로 인하여 회전체 속도가 변화되는 관성영역(inertia phase)으로 구분된다. 일반적으로 변속제어기능을 담당하는 TCU(transmission control unit)에서는 회전속도만을 측정하기 때문에 변속 시 회전속도에 변화가 나타나지 않는 충전구간과 토크영역에서는 개루프 제어가 불가피하다. 이에 따라 변속 시 변속제어기에서는 관성영역이 시작되는 시점에서의 클러치 마찰토크가 적절하게 발생되도록 변속기에 설계된 각 클러치 특성을 고려하여 변속데이터를 보정(calibration)하는 작업이 필수적이다<sup>2)</sup>.

전자화된 변속제어기는 변속품질뿐만 아니라 효율, 내구성능향상을 위하여 운전자 조작, 주행 및 작업과 관련된 제반 작동조건을 각종 센서로 감지한 후 변속 단을 설정하고 변속제어를 최적으로 수행하지만 우수한 성능을 위해서는 변속기를 구성하는 기계적인 동력전달부품의 안정된 성능이 전제되어야 한다. 특히, 변속 시 마찰토크를 발생시키는 클러치는 압력제어 솔레노이드밸브, 클러치 피스톤의 응답성 및 안정된 동적특성, 클러치 디스크 마찰특성이 변속품질을 결정하는 핵심적인 설계요소이다.

본 연구에서는 자동변속기용 클러치 피스톤의 작동성능을 평가하는 시험기를 이용하여 클러치 충전구간 제어 파라미터가 클러치 피스톤의 동적특성에 미치는 영향을 실험적으로 분석하였으며, 개루프 변속제

어 시 기준전류계적을 설정하는 근거를 제시하였다.

## 2. 변속과정 분석

### 2.1 클러치 마찰토크

Fig. 1은 자동변속기에서 두 회전요소를 결합하여 동력을 전달하는 유압작동 클러치의 내부구조를 나타낸다. 구동요소와 피동요소에 스플라인으로 삽입된 클러치 플레이트와 디스크에 유압피스톤이 수직력을 가하면 마찰력에 의하여 두 회전 요소가 결합되어 일체로 회전하는 방식이다.

클러치 작동과정은 TCU에서 출력되는 전기적인 신호로 작동되는 솔레노이드밸브로부터 유압이 공급되면 클러치 피스톤은 피스톤 행정  $X_s$ 와 조립사양인 디스크와 플레이트의 여유틈새(end play)  $X_e$ 에 해당되는 변위만큼 이동한 후 클러치 플레이트에 맞닿아 정지한 후 이 때부터 압력에 비례하는 마찰력이 발생하여 두 회전요소에 결합토크로 작용한다. 클러치 충전구간은 클러치 피스톤이 운동을 시작하여 클러치 플레이트에 닿기 직전까지의 이동구간으로 클러치에서는 마찰토크가 발생되지 않는다. 클러치 해제는 솔레노이드밸브에서 유량을 배출하면 리턴스프링 압축력에 의하여 클러치 피스톤이 클러치 플레이트와 분리된 후 초기 위치로 복귀하게 된다. 해제 시에는 클러치회전에 의해 발생하는 원심유압(centrifugal pressure)으로 인하여 신속하게 압력이 저하되지 않으므로 원심유압을 해제하기 위하여 체크밸브 기능의 체크볼(check ball)을 사용하거나 평형피스톤(balanced piston)을 적용하여 보상하는 설계가 적용된다<sup>3)</sup>. 클러치는 회전하는 두 요소를 결합하는 기능이므로 클러치 피스톤은 회전하게 되며 오일에 작용하는 원심력에 의해 발생하는 압력이 원심유압이다. 이에 비하여 피스톤이 회전하지 않는 브레이크에서는 원심유압이 발생되지 않는다.

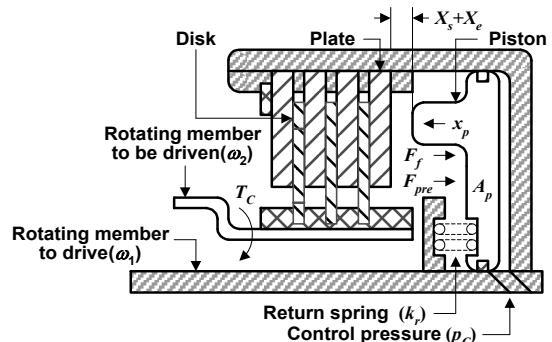


Fig. 1 Schematic layout of hydraulic clutch

클러치 피스톤 이동변위와 두 회전요소의 슬립여부에 따라 클러치 피스톤의 운동방정식과 결합토크  $T_C$ 를 나타내면 다음과 같다<sup>4)</sup>.

1) 충전구간( $x_p < X_s + X_e$ )

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k_r x_p = p_C A_p - F_f - F_{pre}$$

$$T_C = 0$$

2) 슬립구간( $x_p = X_s + X_e, \omega_1 \neq \omega_2$ )

$$\ddot{x}_p = 0$$

$$T_C = 2\mu_n R_m F_n$$

3) 결합구간( $x_p = X_s + X_e, \omega_1 = \omega_2$ )

$$\ddot{x}_p = 0$$

$$T_C = \text{determined by external load torque}$$

변속 시 클러치 충전제어의 핵심은 변속시간 단축을 위하여 신속하게 클러치 피스톤을 이동시키면서 피스톤이 플레이트에 맞닿아 마찰력이 발생하는 토크영역 진입시점에서 클러치 제어압에 의하여 발생하는 초기마찰토크가 최소화되도록 하는 것이다. 이상적인 경우에 토크영역 초기마찰토크는 영이며, 이와 같은 조건이 만족되기 위해서는  $x_p = X_s + X_e$  일 때 클러치 피스톤 속도는 영이 되어야 하므로 클러치 압력은 다음과 같다.

$$p_C = \frac{k_r (X_s + X_e) + F_f + F_{pre}}{A_p}$$

TCU는 클러치 피스톤 변위나 압력에 대한 정보를 획득하지 않으므로 클러치 충전구간에서는 개루프 변속제어를 수행하며 개루프 제어에서는 동일한 제어입력에도 기계적 시스템에 존재하는 불확실성에 의하여 안정된 성능이 보장되지 않는 단점이 있다. 클러치 작동시스템에 존재하는 불확실성으로는 클러치 피스톤 씼(seal)에 작용하는 마찰력, 유온에 따른 누유변화, 점성 및 마찰계수 변화, 클러치 디스크 노화에 따른 평균여유틈새 및 마찰계수의 변화 등과 같이 다양한 요인이 있다. 따라서 개루프 방식의 클러치 충전제어에서 안정된 변속성능을 견지하려면 각 클러치에 대한 특성변화를 파악한 후 이를 바탕으로 충전구간제어에 적용되는 변속데이터를 보정하여야 한다.

상용화된 TCU에 적용되는 클러치 보정기법은 온라인과 오프라인방식으로 구분된다. 전자는

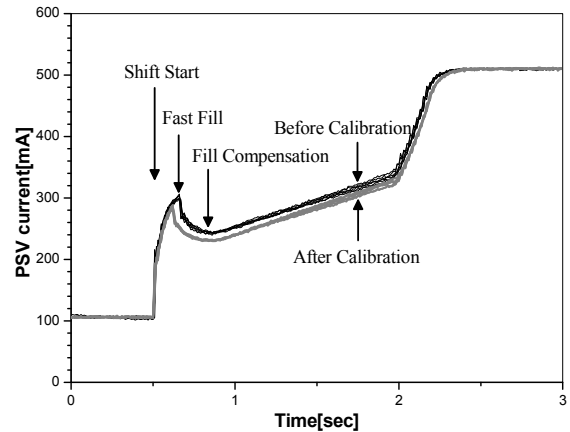


Fig. 2 PSV current trajectory during N→F2 shift

TCU에서 변속결과를 자체적으로 판정하여 스스로 클러치 충전제어에 적용되는 변속데이터를 변경하는 학습제어로서 주로 승용차용 자동변속기에 적용되고 후자는 운전자가 TCU에 설계된 클러치 자동보정기능을 수행시키면 TCU가 자체적으로 파악한 클러치 특성으로부터 변속데이터를 갱신하는 방식으로 건설중장비 등에 적용되고 있다<sup>5)</sup>. Fig. 2는 휠 로더 자동변속기 상용 TCU를 대상으로 자동보정 전후의 변속 시 비례제어 솔레노이드밸브(proportional solenoid valve, PSV) 전류특성을 시뮬레이터<sup>6)</sup>를 이용해서 측정된 결과를 나타낸다. 자동보정은 충전구간 전류특적에만 적용되므로 관성영역에서의 전류특적은 자동보정전후가 유사하고 클러치가 작동되는 초기 전류특적만이 변화됨을 알 수 있다.

## 2.2 변속 과도특성

Fig. 3은 변속기 다이내모에서 실시된 클러치 대 클러치 변속의 상향변속 시험결과를 나타내며 변속 과도구간에서 클러치 제어압, 출력토크, 터빈속도에 따른 변속과정의 주요한 특징은 다음과 같다.

1) 충전구간: TCU가 변속을 시작하여 솔레노이드 밸브를 통하여 해제 클러치 압력을 저하시키면서 작동 클러치에 유량을 공급하여 클러치 피스톤이 이동하는 구간이다. TCU는 변속이 개시될 때의 입력토크와 차속을 고려하여 해제 클러치 압력변화 궤적을 제어한다. 작동 클러치에 유입되는 오일은 모두 클러치 피스톤 이동에 사용되므로 리턴스프링 압축력에 해당되는 압력만이 발생하고 이 구간에서는 작동 클러치에 토크가 발생되지 않는다.

2) 토크영역: 작동 클러치 피스톤 이동이 완료되어

압력이 상승하고 해제 클러치 압력이 저하됨으로써 각 클러치에서 전달되는 토크변화로 출력축 토크가 급격히 변화되는 구간이다. 토크영역에서 해제 클러치는 여전히 결합된 상태를 유지하므로 속도비는 이전 변속단의 변속비와 동일하며 토크비만이 변화되는 구간이다.

3) 관성영역: 해제 클러치 피스톤이 클러치 플레이트와 분리되어 완전히 해방(disengage)된 상태로서 해제 클러치에서는 마찰토크가 발생되지 않으며 작동 클러치에서 발생하는 제어 압에 의해서만 변속이 진행되는 구간이다. 관성영역에서는 토크비와 속도비가 독립적이고 작동 클러치 제어압이 클수록 변화되는 터빈속도의 기울기가 크게 발생한다. 이론적인 관성영역 개시시점은 출력축 토크가 최저값에 도달하는 순간이지만 터빈속도로 판단하는 TCU에서는 터빈속도가 최저값에 도달한 후 감소하기 시작하는 시점으로 판정한다. TCU는 변속기 입력과 출력 속도로부터 변속 완료를 판단하며, 변속완료를 인식하면 작동 클러치 압력을 라인압으로 상승시켜 변속을 종료한다.

상기 변속과정 중 관성영역에서는 터빈 각가속도(또는, 터빈속도의 기울기)가 변속충격과 매우 밀접한 관계를 가지므로 변화되는 터빈속도의 기울기를 설계된 목표 값에 근접하도록 클러치 압력을 제어하는 피드백제어를 통해서 변속품질의 향상이 가능하다. 그러나 TCU는 클러치 압력이나 출력축 토크를 측정하지 않으므로 클러치 충전영역과 토크영역에서는 미리 설계된 변속데이터를 이용하여 개루프방식으로 솔레노이드밸브에서 발생하는 압력을 제어하여야 하므로 개루프 변속제어로 만족스러운 성능을 얻기 위해서는 변속데이터를 보정하는 다양한 기법과 더불어 압력을 제어하는 솔레노이드와 클러치 피스톤의 작동성능이 우수하고 반복 작동성능이 안정되어야 함을 알 수 있다.

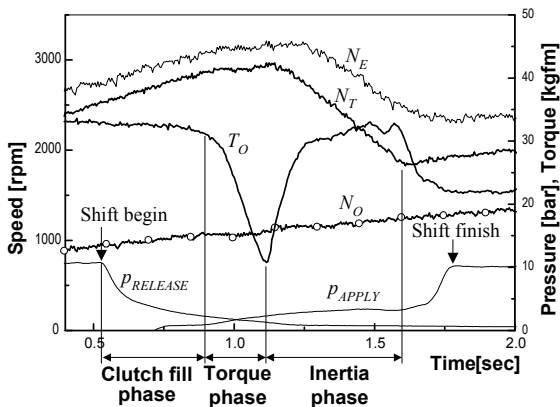


Fig. 3 Upshifting result on dynamometer

### 3. 클러치 피스톤 성능 시험기

Fig. 4는 클러치 피스톤의 작동성능을 평가하기 위하여 구성된 성능시험기의 도식적인 구조를 나타낸다. 클러치 작동에 필요한 압력은 모터로 구동되는 오일펌프와 릴리프밸브에서 발생되고 클러치 피스톤 작동 압은 HYDAC사의 직접 제어형 3 방향 비례제어 솔레노이드밸브로 조절된다. 비례제어 솔레노이드밸브의 상세 사양은 Table 1과 같다.

시험기에서 측정되는 작동상태는 작동압력( $p_{Apply}$ ) 및 유온( $T_{Apply}$ ), 평형압력( $p_{Bal}$ ) 및 유온( $T_{Bal}$ ), 클러치 피스톤 상하 변위( $x_{Trv1}$ ,  $x_{Trv2}$ ), 클러치 플레이트에 작용하는 수직하중( $F_{load}$ ), 구동 및 피동요소 속도( $N_1$ ,  $N_2$ )로 클러치 작동 및 해제 시의 과도응답을 분석할 수 있도록 설계하였다<sup>7)</sup>. Fig. 5는 본 연구에 이용된 클러치피스톤 성능시험기를 나타낸다. 성능시험 제어기는 클러치 피스톤의 동적 응답특성을 파악하기 위하여 비례제어 솔레노이드밸브 전류제어를 통하여 클러치 제어압을 발생시키고 클러치 작동과 관련된 제반 데이터를 수집하여 저장하는 기능을 수행한다.

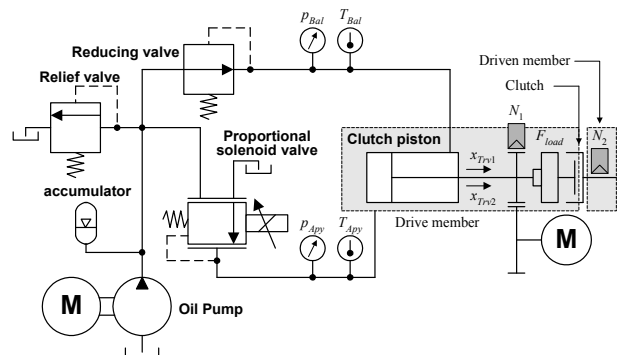


Fig. 4 Schematic diagram of clutch piston tester

Table 1 Specification of proportional solenoid valve

Data	Unit	Value
Pressure ranges	bar	0-20
Nominal flow	lpm	40
Coil voltage	V	12
Control current	A	1.5
Coil resistance	$\Omega$	5.2
Dither frequency	Hz	150

클러치 성능 시험기에 사용된 비례제어 솔레노이드밸브는 출구 제어압이 밸브 스펴에 피드백되는 감

압밸브의 구조로 코일에 흐르는 전류에 비례하여 제어압이 발생되므로 구동전압과 온도에 따른 코일저항 변화, 공급압력 변화에도 일정한 압력을 유지하기 위해서는 전류제어가 필수적이다. Fig. 6은 분류저항(shunt resistor)을 이용해서 코일 전류를 측정할 후 기준 전류를 추종하도록 PWM 듀티율을 조절하는 전류제어기의 구조를 나타낸다<sup>8)</sup>. Fig. 7은 클러치

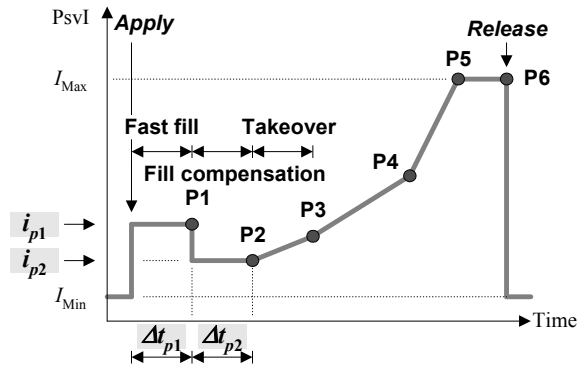
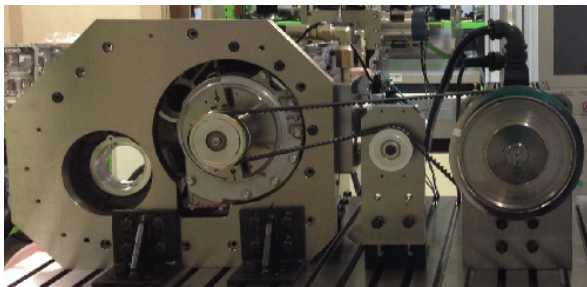


Fig. 7 Reference apply current data during shift



(a) hydraulic power unit



(b) clutch piston test rig



(c) test controller and console

Fig. 5 Photo of clutch piston tester

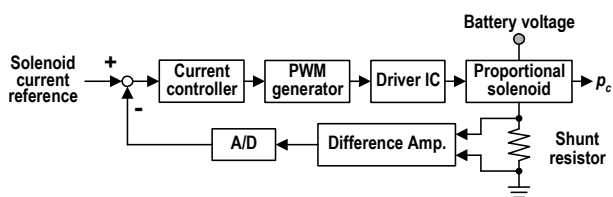


Fig. 6 Block diagram of current control

작동 시 실제 TCU가 변속하는 조건과 유사하게 클러치 압력을 제어하기 위하여 설계된 기준 전류궤적을 나타낸다. 변속시간과 기준 전류를 갖는 6개의 제어 점(control point)으로 기준 전류궤적이 설계되고 P1과 P2의 변속데이터는 클러치 충전영역 제어 파라미터에 해당된다.

#### 4. 실험

##### 4.1 비례제어 솔레노이드밸브 정특성 실험

클러치 피스톤을 작동시키는 HYDAC사 비례제어 솔레노이드밸브의 정특성을 살펴보기 위하여 100mA 부터 1300mA까지 100mA/sec의 기울기로 기준 전류를 서서히 증가시킨 후 다시 감소시켜 전류에 따른 제어압을 측정하였다. Table 2는 시험대상 클러치 피스톤 사양이고 Fig. 8은 정특성 시험결과를 나타낸다.

전류가 증가되는 상태에서는 압력이 발생하는 전류가 약 300mA이고 전류가 감소할 때 압력이 완전히 제거되는 전류는 130mA이었으며 동일한 전류에서 발생하는 압력의 히스테리시스(hysteresis)는 1bar 정도임을 확인하였다. 최대 제어압은 약 860mA에서 포화되므로 압력이 변화되는 유효전류영역은 130-860mA이다. 전류증가 시 제어압의 급격한 상승

Table 2 Specification of clutch piston

Parameters	Unit	Value
Piston stroke $X_s$	mm	3.6
End play $X_e$	mm	0.6
Piston area $A_p$	m <sup>2</sup>	0.013
Return spring rate $k_r$	kgf/cm	54.25
Return spring preload $F_{pre}$	kgf	94.15
Number of disk $n$	-	5

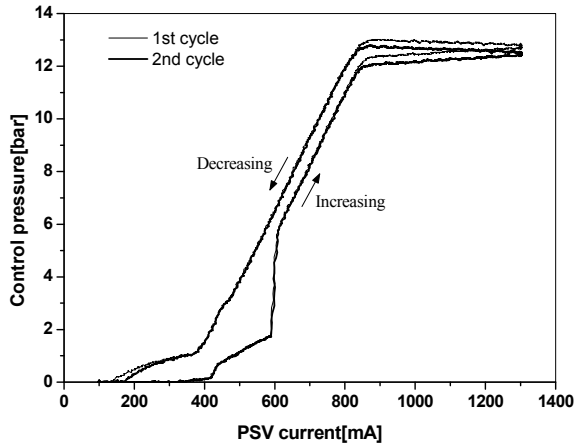


Fig. 8 I-P characteristics of PSV

은 피스톤 이동속도가 다소 커서 피스톤이 급하게 정지하기 때문이며 최대 제어압에서 압력이 다소 변화되는 원인은 유압 유닛의 공급유량이 충분치 않아 클러치 피스톤 작동 시 소모된 유량으로 저하된 공급압력이 피스톤이 정지된 상태에서 어큐뮬레이터를 충전시키면서 서서히 상승함으로써 일정하지 않기 때문이다. 비례제어 솔레노이드밸브는 코일 전류에 비례하여 제어압을 발생시키는 감압밸브이므로 공급 압력보다 낮은 압력에서는 제어압에 무관하게 일정한 압력이 발생됨을 확인하였다.

4.2 충전영역 파라미터 특성분석 실험

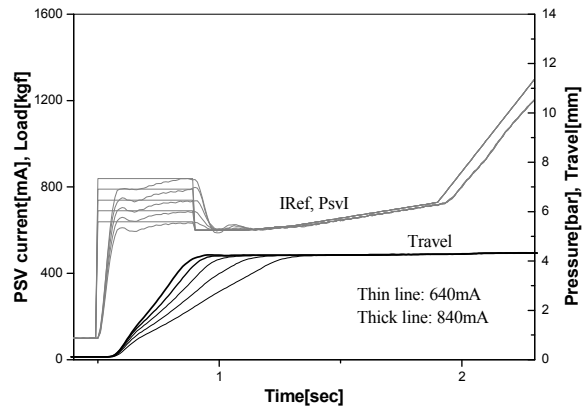
클러치 피스톤 초기 기동 시의 동적특성은 Fig. 7의 P1과 P2 제어 점 전류( $i_{p1}$ ,  $i_{p2}$ )와 시간( $\Delta t_{p1}$ ,  $\Delta t_{p2}$ )으로 결정된다. 본 연구에서는 4개 파라미터 영향을 실험적으로 분석하기 위하여 Table 3과 같이 기준 값을 설정한 후 이 보다 크거나 작은 값을 적용하여 실험을 수행하였다.

1) 급 충전영역 전류  $i_{p1}$

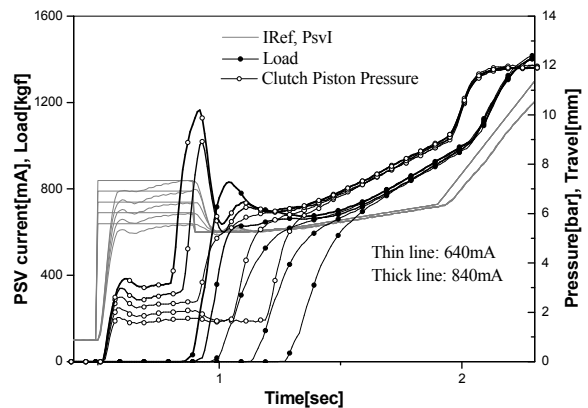
Fig. 9(a), (b)는 740mA의 급 충전영역 전류를 기준으로 단계적으로 50mA를 변화시키면서 시험한 결과를 나타낸다. 클러치 피스톤이 피스톤 행정에 해당되는 3.6mm를 이동하면 클러치 압력상승이 시작되고 여유틈새에 해당되는 0.6 mm를 더 이동한 후에 플레이트에 작용하는 하중이 나타나기 시작함을 확인하였다. Fig. 9(c)는 급 충전영역 전류에 따른 피스톤 이동속도와 100kgf의 수직하중이 발생하는 시간을 나타낸다.  $i_{p1}$ 이 클수록 이에 비례하여 피스톤 이동속도는 증가하고 클러치 피스톤이 플레이트에 맞는 시간이 감소함을 알 수 있다.  $i_{p1}$ 이 기준 값보다

Table 3 Specification of clutch piston

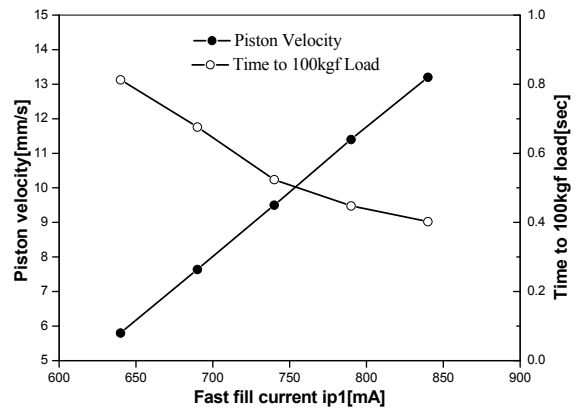
Parameters	Fast fill		Fill compensation	
	$i_{p1}$ [mA]	$\Delta t_{p1}$ [sec]	$i_{p2}$ [mA]	$\Delta t_{p2}$ [sec]
Reference	740	0.40	600	0.20
Perturbation	640	0.30	560	0.10
	690	0.35	580	0.15
	790	0.45	620	0.25
	840	0.50	640	0.30



(a) travel response in time



(b) pressure and load response in time



(c) piston velocity and build time for 100kgf

Fig. 9 Effect of fast fill current( $i_{p1}$ )

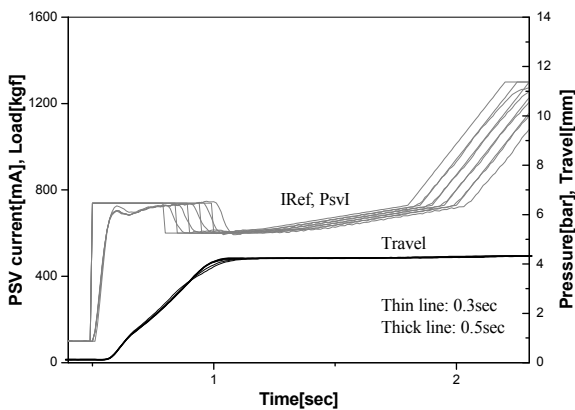
작은 경우에는 클러치 피스톤이 플레이트에 도달하지 않은 상태에서 급 충전영역이 종료되어 변속시간이 길어지며, 기준 값보다 큰 경우에는 큰 속도로 클러치 플레이트에 충돌하면서 압력이 급격하게 상승하게 된다. 따라서 급 충전영역 시간  $\Delta t_{p1}$ 을 전자의 경우에는 증가시키고 후자에서는 감소시켜 급 충전영역 종료시점에서 완만하게 압력상승이 이루어지도록 해야만 변속충격을 저하시킬 수 있다. 클러치 피스톤이 플레이트에 맞는 시간은 속도에 역 비례하고  $i_{p1}$ 이 일정한 값 이상인 경우에는 변속시간 단축 효과가 크지 않으므로 급 충전영역 시간을 적절하게 설정한 후  $i_{p1}$ 을 실험적으로 보정하는 제어기법이 필요하다고 판단된다. 급 충전영역에서 비례제어 슬레노이드밸브는 전류에 비례하여 유량을 공급하므로 이상적인 경우에는 전류와 무관하게 압력이 일정해야 하지만 실험에서는 피스톤 속도가 클수록 압력이 증가되는 결과를 나타내었으며 이는 클러치 피스톤 이동속도에 비례하는 마찰저항 때문으로 분석된다.

2) 급 충전영역 시간  $\Delta t_{p1}$

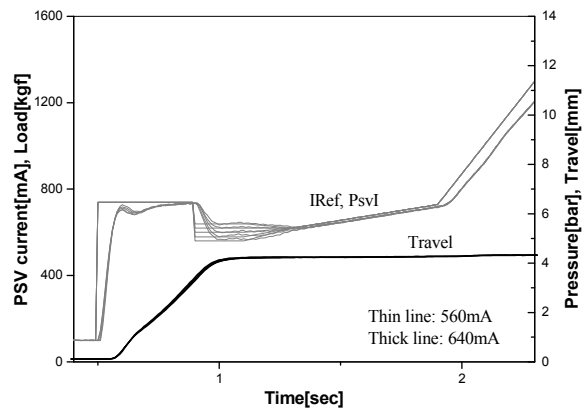
Fig. 10은 0.4sec의 급 충전영역 시간을 기준으로 0.05sec 간격으로 시간을 변화시키면서 시험한 결과를 나타낸다. 급 충전영역 전류가 일정하므로 초기 기동속도는 모두 일정하지만  $\Delta t_{p1}$ 이 기준 값보다 작은 경우에는 클러치 피스톤이 플레이트에 맞닿지 않은 상태에서 완 충전영역 전류로 감소되어 변속시간이 길어지고 큰 경우에는 다소 큰 속도로 클러치 피스톤이 플레이트에 충돌하면서 급 충전영역 종료시점에서 압력이 크게 상승함을 알 수 있다. 따라서 급 충전영역 전류분석에서 언급된 바와 같이 급 충전영역 시간은 전체 변속시간을 고려하여 적절한 값으로 설정하고  $i_{p1}$ 을 조절함으로써 클러치 피스톤 용량에 따른 기동특성을 보상하는 방식이 바람직할 것으로 예상된다.

3) 완 충전영역 전류  $i_{p2}$

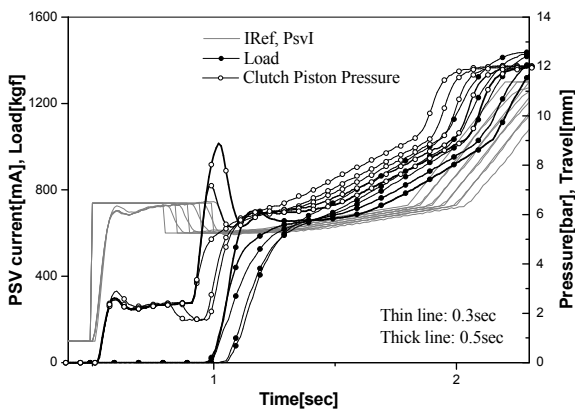
Fig. 11은 600mA의 완 충전영역 전류를 기준으로 20mA 간격으로 전류를 변화시키면서 시험한 결과를



(a) travel response in time

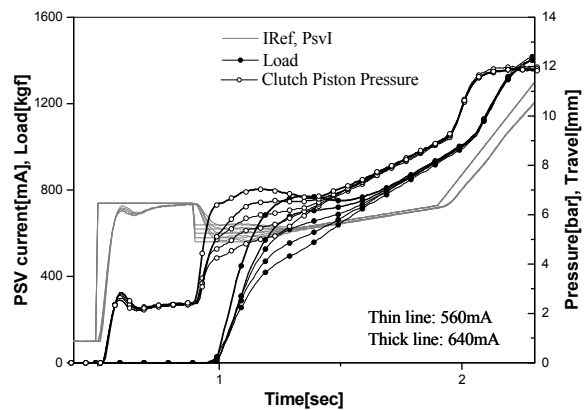


(a) travel response in time



(b) pressure and load response in time

Fig. 10 Effect of fast fill time( $\Delta t_{p1}$ )



(b) pressure and load response in time

Fig. 11 Effect of fill compensation current( $i_{p2}$ )

나타낸다. 기준 값이 적용된 급 충전영역 특성이 양호하여  $i_{p2}$ 로 클러치 피스톤이 플레이트에 맞닿는 시점에서 압력을 완만하게 조절할 수 있음을 확인하였다. 따라서 완 충전영역 전류는 급 충전영역 제어가 양호한 경우에 토크영역이 시작되는 시점에서의 압력을 결정하며 변속 시 엔진토크와 차속이 큰 경우에는  $i_{p2}$ 를 크게 하여 초기에 발생하는 마찰토크가 크게 되도록 제어해야 할 것으로 예상된다.

4) 완 충전영역 시간  $\Delta t_{p2}$

Fig. 12는 0.2sec의 완 충전영역 시간을 기준으로 0.05sec 간격으로 시간을 변화시키면서 시험한 결과를 나타낸다. 급 충전영역 파라미터와 완 충전영역 전류가 적절하면 완 충전영역 시간은 클러치 동적특성과 초기 압력형성 과정에 큰 영향을 주지 않으며, 단지 변속시간만 지연됨을 확인하였다. 따라서  $\Delta t_{p2}$ 는 제어 전류가 정상상태에 도달하는 최소시간으로 설정하고 토크영역 제어로 전환하여 변속시간을 단축시키는 것이 유리할 것으로 판단된다.

5. 결 론

유압으로 작동되는 자동변속기용 클러치는 변속 시 해제와 작동이 동시에 이루어지면서 동력전달경로를 변경하는 핵심기능을 갖는다. 최근 개발되는 거의 모든 자동변속기는 전기적으로 작동되는 솔레노이드밸브를 이용하여 변속조건에 적절하게 클러치 압력을 제어함으로써 우수한 변속품질과 내구성능을 구현하고 있다. 비록 TCU를 이용한 전자제어를 통하여 정밀한 변속제어를 구현하고 있지만 클러치 피스톤의 초기 기동영역에서는 마찰토크에 의한 회전속도변화가 나타나지 않으므로 불가피하게 미리 설계된 전류궤적을 인가하는 개루프 제어가 적용되고 있으며 다양한 보정기법을 통해 변속품질 향상을 도모하고 있다.

본 연구에서는 클러치 피스톤의 동적특성을 파악할 수 있는 클러치 성능시험기를 이용하여 개루프 제어가 적용되는 클러치 충전영역에서의 전류궤적

파라미터가 클러치 피스톤 작동성능에 미치는 영향을 실험적으로 파악하였다. 본 연구를 통해 분석된 급 충전과 완 충전영역에서의 전류 및 시간에 따라 변화되는 클러치 피스톤 이동변위와 제어압 특성은 자동변속기 개발 시 실차시험을 통한 변속데이터 보정 시에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 예상된다.

References

- 1) Philip G. Gott, "Changing Gears: The Development of the Automotive Transmission", SAE, pp. 333~338, 1991.
- 2) G. H. Jung, K. I. Lee, "A Research on Shifting Controller Development of a Automatic Transmission for Construction Vehicle", Transactions of KSAE, Vol. 10, No. 2, pp. 234~242, 2002.
- 3) K. Usuki, K. Fujita and K. Hatta, "The INVECS-II Electronically Controlled Automatic Trans-axles for FWD Passenger Cars", SAE 960429, 1996.
- 4) G. H. Jung, "Experimental Tuning Method of Clutch Fill Control Parameters", KFPS fall conference, pp. 97~100, 2008.
- 5) ZF Maintenance manual, ZF-Reversing Transmission 4WG-260, 1997.
- 6) G. H. Jung, S. H. Shin and S. I. Lee, "Development of an Automatic Transmission Simulator for a Wheel Loader", Journal of KFPS, Vol. 4, No. 2, pp. 7~20, 2007.
- 7) G. H. Jung, D. H. Park, "Design of Clutch Piston Test Controller for Automatic Transmission", KSFC spring conference, pp. 113~118, 2014.
- 8) G. H. Jung, G. H. Lee, "A Development of Proportional Control Solenoid Valve Performance Tester for Automatic Transmission", Journal of KFPS, Vol. 3, No. 4, pp. 21~28, 2008.