

동력계 시험을 이용한 자동화 수동변속차량의 클러치 토크 분석최우석^a, 임원식^{a*}, 오덕수^a, 박성천^b**Analysis on the Clutch Torque of Automated Manual Transmission Vehicle during Dynamometer Test**Woo-Seok Choi^a, Wonsik Lim^{a*}, Ducksoo Oh^a, Sung-cheon Park^b^a Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, 232, Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 139-743, Korea^b Department of Automotive, Yeosu Institute of Technology, 338, Sejong-ro, Yeosu, Gyeonggi-do, 469-705, Korea**ARTICLE INFO***Article history:*

Received	6	October	2014
Revised	28	December	2014
Accepted	22	May	2015

*Keywords:*Automated manual transmission
Dry-type clutch
Clutch torque
Torque control**ABSTRACT**

With the rise in oil prices and ongoing concerns about environment, there is an increased amount of interest in automated manual transmission (AMT) vehicles. Torque control in an AMT vehicle is attained by controlling the displacement of the dry-type clutch's actuator. To provide good ride comfort akin to that of an automatic transmission vehicle, the clutch control is vital to an AMT vehicle. In this study, a method of obtaining the clutch torque from a dynamometer test is devised. This method is able to identify the relationship between the displacement of the clutch actuator and the clutch torque. A simulator for estimating the performance of an AMT vehicle is developed using MATLAB Simulink. The results obtained from both the vehicle and simulation exhibit a similar trend.

Nomenclature F_{air} : Air resistance (N) F_{climb} : gradient resistance (N) F_r : Running resistance (N) $F_{rolling}$: Rolling resistance (N) I_e : Engine rotational inertia (kgm^2) I_o : Transmission output shaft rotational inertia (kgm^2) I_i : Transmission input shaft rotational inertia (kgm^2) I_v : Vehicle's equivalent rotational inertia (kgm^2) m : Vehicle mass (kg) R_t : Tire radius (m) r_{final} : Final reduction gear ratio r_{TM} : Transmission gear ratio T_c : Clutch torque (Nm) T_{drag} : interior resistance torque of engine (Nm) T_e : Engine torque (Nm) T_f : Drive shaft torque (Nm) T_o : Transmission output torque (Nm) T_i : Transmission input torque (Nm)

* Corresponding author. Tel.: +82-2-970-6392

Fax: +82-2-979-6392

E-mail address: limws@seoultech.ac.kr (Wonsik Lim).

- T_v : Driving load torque (Nm)
- V : Vehicle speed (m/s)
- ω_e : Engine rotational speed (rad/sec)
- ω_o : Transmission output shaft rotational speed (rad/sec)
- ω_i : Transmission input shaft rotational speed (rad/sec)
- ω_v : Wheel rotational speed (rad/sec)

1. 서론

최근 유가 상승과 환경문제 등으로 연비에 대한 관심이 높아지고 있지만 국내의 경우에는 연비가 높은 수동변속기에 비해 자동변속기에 대한 소비자의 수요가 월등히 높다. 수동변속기 차량은 유체를 이용한 토크컨버터가 존재하지 않고 클러치를 통해 기계적으로 동력을 전달하기 때문에 자동변속기 차량에 비해 연비가 좋다. 따라서 자동차 업계에서는 수동변속기 시스템에 액추에이터 장착을 통해 자동변속을 할 수 있는 AMT (automated manual transmission)에 대한 관심이 높아지고 있다^[1-3]. AMT 차량은 클러치 액추에이터의 변위제어를 통해 차량의 전달토크를 제어하게 되는데, 클러치 제어를 원활히 하지 못할 경우 언덕탈진 같은 고부하 상황에서 주행이 불가능 하게 되거나 변속 상황에서 변속충격이 발생할 수 있으며 클러치의 수명 또한 짧아지게 된다. 따라서 AMT차량에서 클러치 제어가 매우 중요하다^[4-7].

AMT가 적용된 차량에서 전달토크를 제어하기 위해서는 클러치 액추에이터의 변위와 클러치 전달토크와의 특성을 알고 있어야 한다. AMT는 건식클러치가 적용되어있는 경우가 대부분이며 건식 클러치는 다이어프램 스프링과 쿨센스스프링의 적용에 의해 변위와 힘의 관계가 비선형으로 나타난다^[8,9]. 따라서 AMT차량의 전달토크를 원활히 제어하기 위해서는 적용된 건식 클러치의 스프링 특성을 알아야 한다. 하지만 스프링 특성을 알고 있다고 하여도 마찰제 상태, 조립상태, 온도^[10], 피로^[11], 마모^[12] 등에 따라 클러치의 전달토크는 변화하게 된다^[13,14].

본 연구에서는 AMT 차량의 다이어프램 건식클러치의 스프링 특성, 마찰제의 특성 등의 제원을 알 수 없을 때, 실차 시험을 통해 클러치 전달 토크를 구하는 방법을 고안하였다. AMT 차량의 파워트레인 시스템을 모델링하고 클러치 전달토크를 정의하였으며 실차시험을 통해 계측한 데이터를 이용해 전달토크를 구하였다. 전달토크 값들을 다항식으로 근사화 하여 액추에이터의 변위에 대한 클러치 전달토크의 관계식을 구하였다. 이 관계식을 검증하기 위해 MATLAB Simulink를 이용하여 시험차량과 동일한 제원의 시뮬레이터를 개발하였으며^[15] 시뮬레이터의 결과 값과 실차시험 결과 값을 비교하였다.

기존 연구에서는 클러치에 토크센서를 부착하여 토크를 직접 계측

하였다^[16]. 하지만 본 연구에서 고안한 전달토크 분석 방법은 클러치의 세부 제원을 알고 있지 않아도 적용이 가능하며 차량 자체의 CAN (controller area NETWORK)신호를 통해 나오는 엔진토크를 이용하여 분석하기 때문에 별도의 토크센서를 필요로 하지 않는다. 따라서 최소한의 시험장비 만으로도 클러치 전달토크를 구할 수 있다.

2. 이론적 배경

2.1 AMT 차량 시스템 모델링

AMT 차량을 Fig. 1과 같이 모델링 하였다. 주행저항은 구름저항, 공기저항, 등판저항으로 정의 하였으며 차속은 타이어의 슬립이 없는 것으로 가정하여 정의하였다.

$$V = R_t \omega_v \tag{1}$$

$$F_r = F_{rolling} + F_{air} + F_{climb} \tag{2}$$

Fig. 1 시스템에서 파워트레인 부분을 Fig. 2와 같이 모델링 하였다. 각 회전축의 회전관성, 토크, 회전속도를 정의하였으며 차량의 질량 m 은 I_v 의 회전관성으로 등가화 하였다. 엔진 축에는 엔진 내부의 회전저항토크 T_{drag} 를 정의하였으며 부하토크 T_v 는 식 (2)의 주행 저항을 통해 정의하였다.

$$I_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{drag} - T_c \tag{3}$$

$$I_t \dot{\omega}_t = T_c - T_i \tag{4}$$

$$T_o = r_{TM} T_i \tag{5}$$

$$I_o \dot{\omega}_o = T_o - T_f / r_{final} \tag{6}$$

$$I_v \dot{\omega}_v = T_f - T_v \tag{7}$$

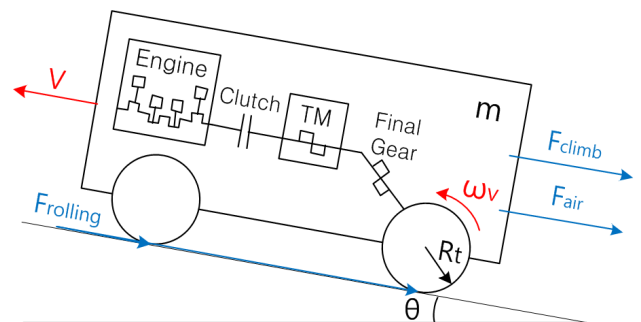


Fig. 1 AMT vehicle modeling

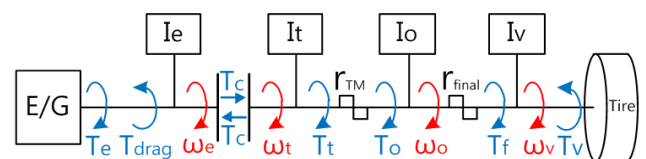


Fig. 2 Powertrain modeling

$$I_v = mR_t^2 \quad (8)$$

$$T_v = F_r R_t \quad (9)$$

$$\omega_t = r_{TM} \omega_o \quad (10)$$

$$\omega_o = r_{final} \omega_v \quad (11)$$

2.2 클러치 전달토크 분석 방법

Fig. 2의 파워트레인 시스템을 Fig. 3와 같이 클러치 기준으로 등가화 하여 모델링 하였다. 차량관성과 각 축의 관성을 $I_{t.eq}$ 의 하나의 관성으로 등가화 하였으며 부하토크는 주행저항을 기준으로 $T_{t.eq}$ 의 토크로 등가화 하였다.

$$I_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{drag} - T_c \quad (12)$$

$$I_{t.eq} \dot{\omega}_t = T_c - T_{t.eq} \quad (13)$$

$$I_{t.eq} = (I_o + I_v / r_{final}^2) / r_{TM}^2 + I_t \quad (14)$$

$$T_{t.eq} = T_v / (r_{final} r_{TM}) \quad (15)$$

식 (12)을 통해 클러치 전달토크 T_c 는 식 (16)과 같이 표현할 수 있다.

$$T_c = T_e - I_e \dot{\omega}_e - T_{drag}(\omega_e) \quad (16)$$

식 (16)에서 T_{drag} 는 엔진 내부의 회전저항 토크이며 엔진 회전 속도에 대해 2차식의 형태를 가진다^[17]. 따라서 직접 측정할 수 없는 T_{drag} 를 ω_e 에 대한 2차 다항식으로 가정하고, 시험을 통해 ω_e 에 대한 함수를 구하였다. T_{drag} 는 식 (12)를 통해 식 (17)과 같이 정리할 수 있다.

$$T_{drag} = T_e - I_e \dot{\omega}_e - T_c \quad (17)$$

클러치를 차량에서 분리하면 식 (17)에서 T_c 값이 0이 된다. 따라서 클러치가 분리된 상태에서 엔진이 작동할 때 T_e 와 $\dot{\omega}_e$ 를 측정하면 T_{drag} 를 알 수 있다. 이렇게 측정된 데이터로 LMS(least mean square: 최소 제곱 평균)방법을 이용하면 2차 다항식의 계수를 찾을 수 있다. 이를 식 (16)에 적용하면 식 (16)에서 엔진회전관성 I_e 는 엔진의 제원 값이며 엔진토크 T_e , 엔진 회전속도 ω_e , 엔진 회전가속도 $\dot{\omega}_e$ 는 측정 데이터를 통해 알 수 있기 때문에 실차시험을 통해 클러치의 전달토크 T_c 를 구할 수 있게 된다.

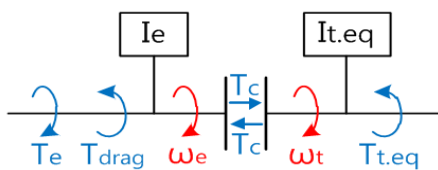


Fig. 3 Powertrain equivalent modeling

3. 차량 시험

3.1 차대동력계 시험

AMT가 적용된 대형 트랙터로 Fig. 4와 같이 차대동력계에서 실차 시험을 수행하였다. 차량과 차대동력계 장비의 제원은 Table 1, Table 2와 같다. 클러치 슬립구간 안에서 클러치 변위의 변화폭이 크고 엔진토크의 변화폭이 클수록 필요로 하는 데이터를 많이 얻을 수 있기 때문에 시험 조건을 가장 만족할 수 있는 발진 시험을 수행하였다. 엔진의 스로틀 양을 변경해가며 시험을 진행하였으며 APS (accel position sensor: 액셀 페달 개도량), 엔진회전 속도, 엔진토크, 변속기 입력축 속도, 변속기 출력축 속도, 차속, 클러치 엑추에이터 변위 등을 측정하였다. 엔진의 토크는 토크센서를 부착



Fig. 4 Chassis dynamometer test

Table 1 Vehicle specification

Parameters	Specification
Vehicle mass	4,10 kg
Front area	7,171 m ²
Max engine power	331.8 kW
Max engine torque	2,115.6 Nm
Transmission	12-speed AMT
Tire radius	0.531 m
Rear axle ratio	1:3.909

Table 2 Dynamometer specification

Parameters	Specification
Motor type	AC IGBT Vector
Max continuous power	540 kW
Max tractive force	36,958 N
Inertia simulation range	1,000 kg up to 40,000 kg
Roller diameter	1,828.8 mm
Max permissible axle load	25,000 kg
Max test speed	150 kph
Vehicle cooling fan	144,000 m ³ /h

하여 측정하지 않고 CAN을 통해 나오는 데이터를 이용하였다.

발진시험 이외에 엔진 내부저항 토크를 찾기 위한 시험을 수행하였다. 액추에이터 제어를 통해 임의로 클러치를 분리시켜 놓은 상태에서 엔진 회전속도를 반복적으로 가속 및 감속 하며 데이터를 취득하였다.

클러치 분리 상태에서의 엔진 작동시험 결과는 Fig. 5와 같다. APS 양에 따른 발진성능 시험 결과는 Fig. 6-Fig. 8과 같다. 발진 시험을 수행한 결과 APS작동과 함께 엔진토크가 상승하며 엔진 회전속도가 상승하였으며 클러치 변위 제어가 이루어지며 엔진 회전속도의 상승 기울기가 낮아지며 변속기 입력축 속도가 상승하였다. 엔진 회전속도와 변속기 입력축 회전속도가 일치되는 지점을 슬립이 끝나고 클러치가 결합되는 시점으로 볼 수 있으며 APS 작

동량에 따라 엔진의 토크와 속도의 거동이 다르게 나타나는 것을 확인하였다.

3.2 시험 결과 분석

클러치 분리 상태에서의 엔진성능 시험을 통해 얻은 Fig. 5의 데이터를 식 (17)에 적용하여 엔진 내부저항토크 T_{drag} 를 구하였다. LMS방법을 이용해 T_{drag} 를 엔진회전속도 ω_e 에 대한 2차 다항식의 함수로 Fig. 9와 같이 정리하였다.

차량 시험 과정에서 계측한 엔진토크, 엔진 회전속도, 엔진 회전 가속도를 식 (16)에 적용하면 클러치의 전달토크를 구할 수 있다. 시험데이터를 통해 구한 클러치 전달토크를 동일 시간에 측정된 클러치 액추에이터의 변위에 대해 나타내면 Fig. 10과 같다. 클러

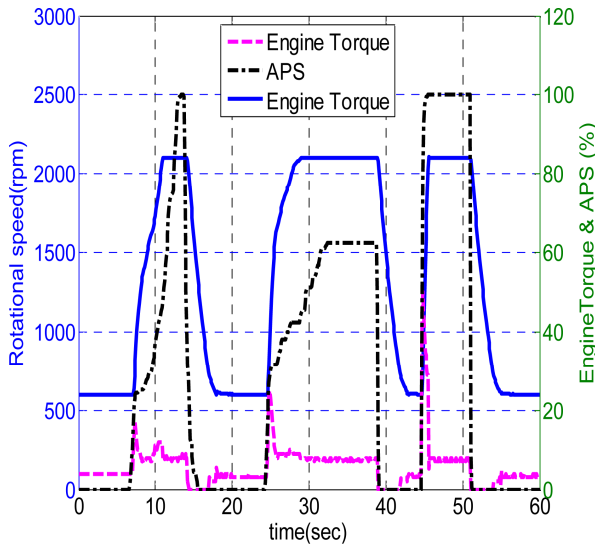


Fig. 5 Test result (neutral test)

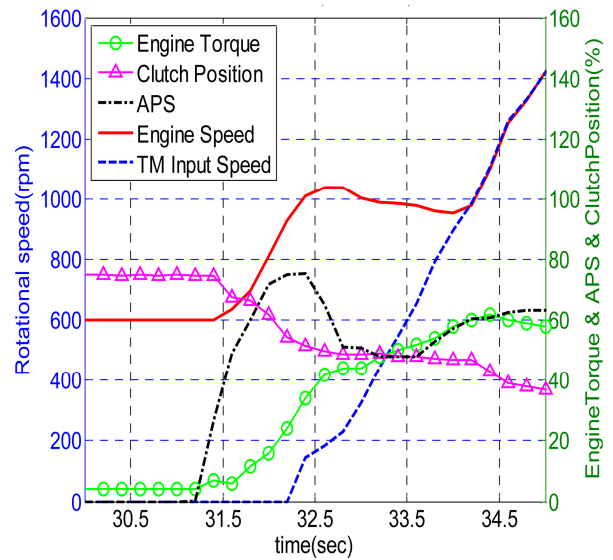


Fig. 7 Test result (APS 70%)

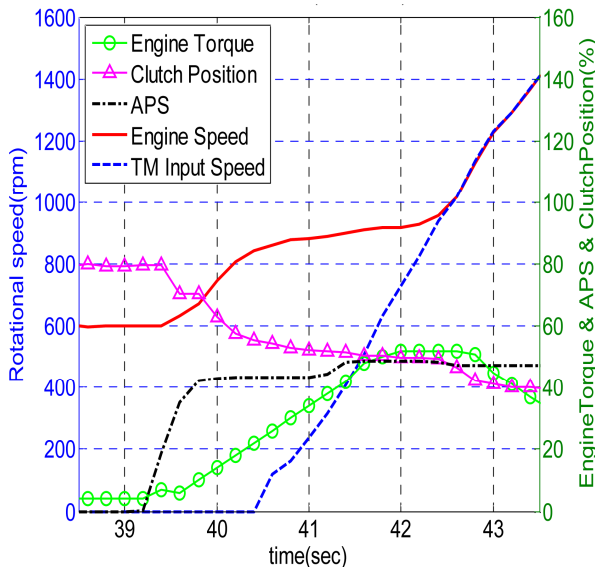


Fig. 6 Test result (APS 50%)

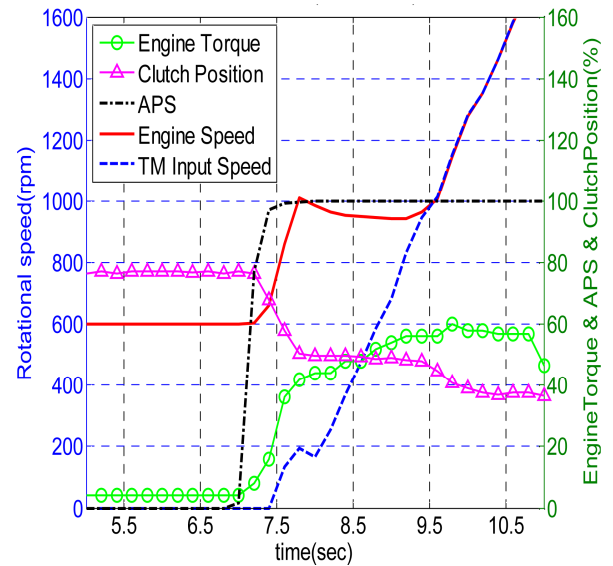


Fig. 8 Test result (APS 100%)

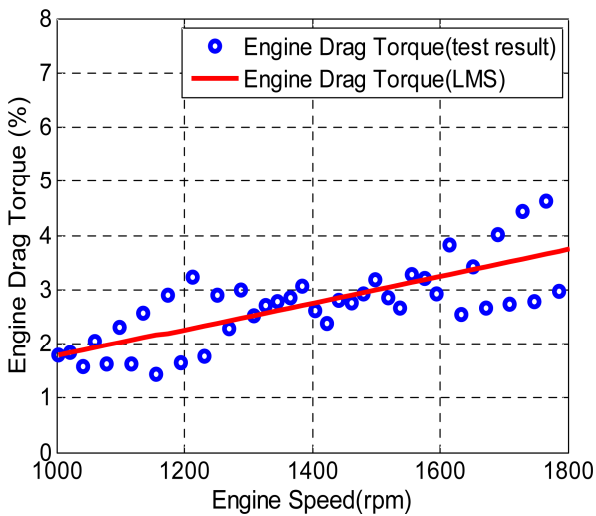


Fig. 9 Engine drag torque

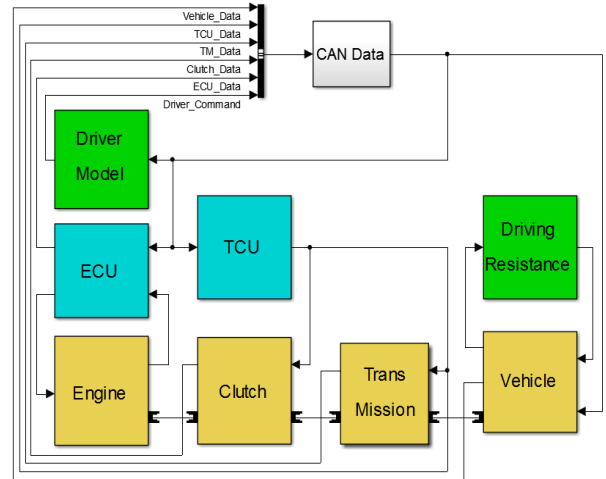


Fig. 11 AMT vehicle simulator

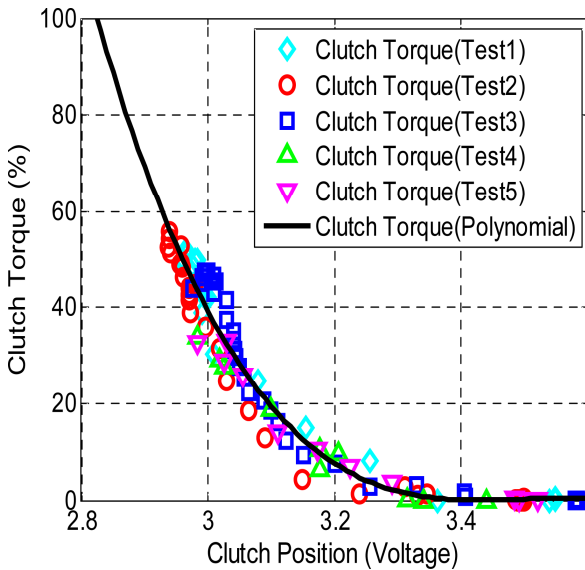


Fig. 10 Clutch torque

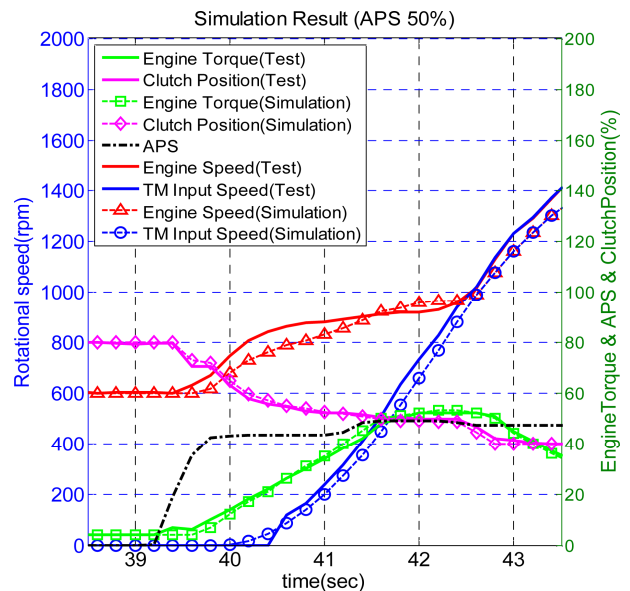


Fig. 12 Simulation result (APS 50%)

치의 전달토크가 높은 구간에서는 선형적인 특성을 보이지만 전달 토크가 낮은 구간에서는 비선형 특성을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이는 건식클러치의 다이어프램 스프링과 쿠션스프링에 의한 영향으로 볼 수 있다.

클러치 전달토크 값을 다항식으로 근사화 하면 클러치 엑추에이터 변위에 대한 클러치 전달토크의 함수를 얻을 수 있다. 이 함수를 이용하면 클러치 엑추에이터의 변위제어를 통해 주행 상황에 따라 원하는 클러치 토크로 제어를 할 수 있다.

4. 시뮬레이션

4.1 동적 성능 시뮬레이터 개발

3장에서 구한 클러치 전달토크를 검증하기 위해, MATLAB

Simulink를 이용하여 실차시험을 수행한 차량과 동일한 제원의 동적 성능 시뮬레이터를 개발하였다^[15]. 시뮬레이터는 크게 엔진, 클러치, 변속기, 차량부하계의 하드웨어 부분과 ECU (engine control unit: 엔진 제어기), TCU (transmission control unit: 변속기 제어기)의 제어기부분 으로 구성되어 있으며 주행부하 모델은 차대동력계와 동일 조건의 부하수식을 적용하였다. TCU의 클러치 제어 모델에는 Fig. 10에서 구한 클러치 전달토크 함수식을 적용하였다. 시뮬레이터의 구성은 Fig. 11과 같다.

4.2 시뮬레이션 결과

시뮬레이션은 실차시험과 동일한 APS 입력신호를 넣어 수행하였다. 동일한 입력 조건에서 실차 시험과 시뮬레이션의 결과 데이터를 비교 하면 Fig. 12~Fig. 14와 같다. 시뮬레이션 결과와 실차

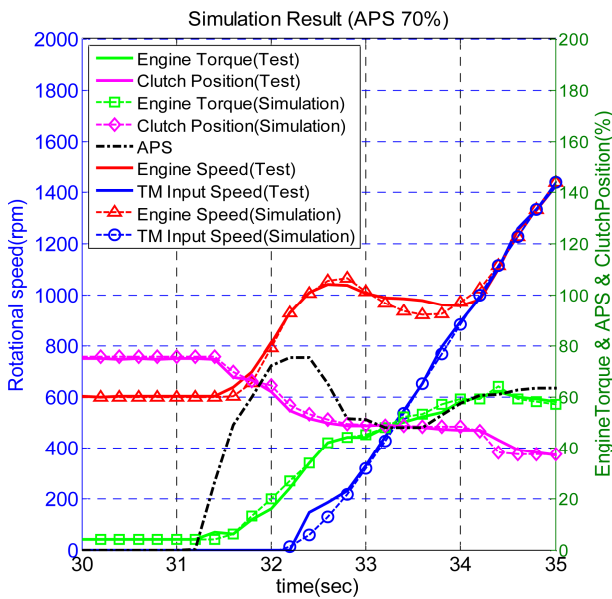


Fig. 13 Simulation result (APS 70%)

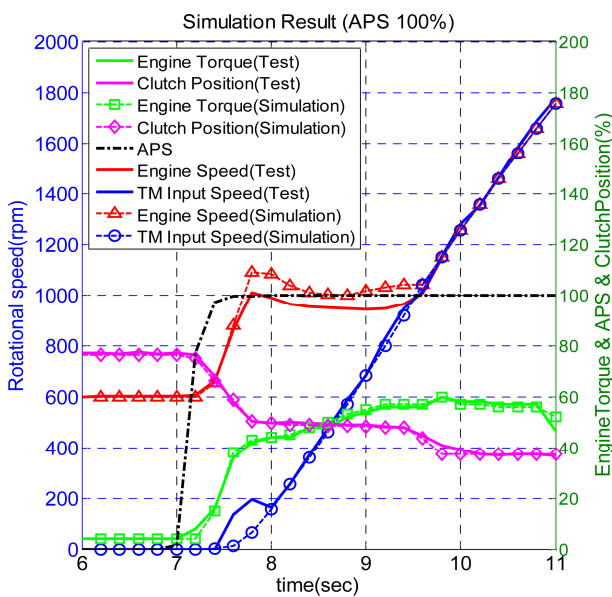


Fig. 14 Simulation result (APS 100%)

Table 3 Error rate

Test condition	APS 50%	APS 70%	APS 100%	Average
Engine speed	3.43%	1.36%	5.77%	3.52%
TM input speed	7.64%	4.25%	3.94%	5.28%
Clutch Position	0.12%	0.57%	0.15%	0.28%
Engine Torque	0.13%	2.61%	1.48%	1.41%

시험의 결과를 비교하면 엔진 토크, 클러치 변위, 엔진 회전속도, 변속기 입력 축 속도 등 차량 거동이 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다. 시험결과와 시뮬레이터 결과의 오차율은 Table 3과 같

다. 오차율은 APS신호가 상승하는 시점부터 클러치 슬립속도가 0이 되는 지점까지의 데이터를 적분한 값으로 비교하였다.

5. 결론

AMT차량의 파워트레인 시스템을 모델링하고 클러치의 전달 토크를 정의하였으며 차대동력계 시험을 통해 클러치의 전달토크를 구할 수 있었다. 실차 시험과정에서 클러치 엑추에이터의 변위 값을 함께 측정하여 클러치 엑추에이터 변위를 입력 값으로 갖는 클러치 전달토크의 다항식 함수를 얻을 수 있었다.

전달토크 함수를 검증하기 위해 실차 시스템을 모사하는 시뮬레이터를 MATLAB Simulink를 이용하여 개발하였으며 클러치 모델에는 클러치 변위에 대한 클러치 전달함수 모델을 적용하였다. 시뮬레이터 결과를 실차시험 결과와 비교한 결과, 차량의 거동과 클러치 변위의 값이 약 5% 이내로 거의 일치하는 경향을 보였다.

본 연구에서 고안한 방법은 클러치가 슬립하는 과정인 발진 상황에서 적용이 가능하다. 따라서 발진상황에서 인가되는 토크 이상의 영역은 구할 수 없다. 하지만 비선형 특성이 크게 나타나고 제어의 필요성이 높은 영역은 발진토크 이하의 낮은 토크 영역이기 때문에 향후 클러치를 제어하는데 적용이 가능할 것으로 판단된다. 또한 AMT차량 뿐 아니라 클러치를 통해 동력이 전달되는 하이브리드 차량이나 DCT (dual clutch transmission)차량에 적용이 가능하다.

후기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다 (U2015-0119).

References

- [1] Green Truck Partnership, 2012, Case Study - Automated Manual Transmission, <<http://www.rms.nsw.gov.au/documents/about/environment/air/case-study-amt.pdf>>.
- [2] Yamamoto, K., Takashi, A., 2000, Analysis of the Influence on Fuel Economy by Transmission Type and the Estimation of Fuel Economy, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, 145-145.
- [3] Kuroiwa, H., Ozaki, N., Okada, T., Yamasaki, M., 2004, Next-generation Fuel-efficient Automated Manual Transmission, Hitachi Review, 53:4 205.
- [4] Jo, H. S., Jo, S. T., Lee, J. M., Park, Y. I., 2001, Analysis of the Shift Characteristics of an Automated Manual Transmission in the Parallel

- Type Hybrid Drivetrain System of a Transit Bus, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 8:1 60-82.
- [5] Heijden, A. V. D., Serrarens, A. F. A., Camlibel, M. K., Nijmeijer, H., 2007, Hybrid Optimal Control of Dry Clutch Engagement, *International Journal of Control*, 80:11 1717-1728.
- [6] Glielmo, L., Iannelli, L., Vacca, V., Vasca, F., 2004, Speed Control For Automated Manual Transmission with Dry Clutch, *Decision and Control, 2004. CDC. 43rd IEEE Conference*, 2 1709-1714.
- [7] Lim, W. S., Park, S. C., 2012, A Study on the Characteristics of the Clutch Automation Mechanism of Hybrid Vehicles, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 21:5 778-783.
- [8] Lee, B. S., 2006, Load Characteristic and Sensitivity Analysis for an Automotive Clutch Diaphragm Spring, *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, 14:1 32-38.
- [9] Cappetti, N., Mario P., Adolfo, S., 2012, Cushion Spring Sensitivity to the Temperature Rise in Automotive Dry Clutch and Effects on the Frictional Torque Characteristic, *Mechanical Testing and Diagnosis*, 3:2 28-38.
- [10] Myklebust, A., Lars, E., 2012, Torque Model with Fast and Slow Temperature Dynamics of a Slipping Dry Clutch, *2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 9-12.
- [11] NAm, W. H., Lee, C. Y., Chai, Y. S., Kwon, J. D., Bae, Y. T., Woo, S. W., 2000, A study on Fatigue and Durability Characteristics of Clutch Diaphragm Spring According to Temperature Condition, *Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress*, 12-15.
- [12] Kim, S. M., Kim, M. S., Shin, C. W., Lim, W. S., Cha, S. W., 2011, Development of Contact Point Estimation Algorithm of Dry type Clutch with Considering the friction pad wear, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 20:6 692-696.
- [13] Vasca, F., Iannelli, L., Senatore, A., Reale, G., 2011, Torque Transmissibility Assessment for Automotive Dry-clutch Engagement, *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions*, 16:3 564-573.
- [14] Lucente, G., Montanari, M., Rossi, C., 2007, Modelling of an Automated Manual Transmission System, *Mechatronics*, 17:2 73-91.
- [17] Choi, W. S., Lee, K. B., Jang, S. H., Lim, W. S., Lee, C. G., Kim, K. H., 2014, Development of the Simulator for the Estimation of the Performance of Automated Manual Transmission, *KSAE 2014 Conference*, 233.
- [16] Lee, S. K., Kim, D. Y., Hur, M. D., 2012, A study on Measuring Clutch Dynamic Torque, *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, 20:5 65-70.
- [17] John B, H., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc GRAW-HILL, New York.
- [18] Jeonbuk Institute of Automotive Technolog, 2015, Heavy Duty Chassis Dynamometer System Specification, <<http://www.jiat.re.kr/Jaiic/TestCen/Equit/EquitInfo.aspx?M=&K=&NO=8182>>.