

지게차 자동변속기 저속주행기능 설계

Design of Creep Function for Forklift Automatic Transmission

정규홍^{1*}

Gyuhong Jung

Received: 08 Mar. 2021, Accepted: 03 Apr. 2021

Key Words : Forklift(지게차), Automatic Transmission(자동변속기), TCU(변속제어기), Creep Function(저속주행기능), Proportional Solenoid Valve(비례 솔레노이드밸브), Clutch Fill Control(충전제어)

Abstract: A forklift is a powered industrial vehicle used to lift and move materials over short distances. Nowadays, almost all forklifts are equipped with an automatic transmission due to its improved operator comfort and increased productivity. Thanks to marked improvement of transmission control unit equipped with highly-advanced microcontrollers, recently developed automatic transmission for forklift have various auxiliary functions such as creep, auto retardation, and automatic shift with excellent shift quality. This paper deals with the creep function which enables one to maneuver a forklift at the designated low speed by slip control of clutches. The design of creep function was based on four modes of creep operation depending on the status of the operator's shift lever and accelerator pedal. Control algorithms and control parameters for each mode were designed to achieve the desired static and dynamic performance. Vehicle test for the designed creep function was carried out with an independently developed embedded controller. Test results confirmed good creep speed control without speed error at a steady state with a mild shift shock during mode changes by stepping or releasing the accelerator.

기호 설명

N_E, N_T, N_O : Engine, turbine, output speed, rpm
 N_S : Clutch slip speed, rpm
 $\omega_T, \omega_R, \omega_S, \omega_C, \omega_O$: Rotational speed of gear train element, rad/sec
 AP: Accelerator pedal position, %
 CF, BR: Forward clutch, reverse brake
 B1, C2: 1st brake, 2nd clutch
 iCF, iBR, iB1, iC2: Proportional solenoid valve current, A
 RLS, CTR, RLStr, CTRtr: Modes in creep function
 K_pNoCtr : Proportion gain of creep control, A/rpm

Ti: Integration time of creep control, sec
 I_RLStr: Current at mode RLStr end, A
 R_RLStr: Current ramp in mode RLStr, A/sec
 I_CTRtr: Current at mode CTRtr end, A
 R_CTRtr: Current ramp in mode CTRtr, A/sec
 NO_CTRtr: No at mode CTRtr end, rpm

1. 서론

자동변속기는 운전자가 변속레버와 클러치 페달을 조작하지 않아도 자동으로 주행부하에 적합한 변속단수로 변속이 이루어지는 편의성의 장점으로 인하여 승용차에는 일찍이 보편화되었다. 이에 비하여 휠로더, 지게차로 대표되는 건설기계, 산업차량과 트랙터로 대표되는 농기계용 자동변속기¹⁾는 승용차 용에 비하여 보급이 지연되었다. 그러나 주행과 작업을 동시에 수행하는 차량 운전자의 편의성과 이로 인해 작업효율이 향상되는 장점으로 인하여 현재는 수동변속기에 비해 높은 가격과 동력전달효율

* Corresponding author: ghjung@daejin.ac.kr
 1 Department of Mechanical Engineering, Daejin University, Gyeonggi 11159, Korea
 Copyright © 2021, 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.

이 낮은 단점에도 불구하고 거의 대부분의 건설 및 농기계용 작업차량에 자동변속기가 장착되어 판매되고 있다.

지게차 자동변속기는 다수의 국내 업체에서 2000년대 초부터 연구개발을 시작하여 양산적용을 위해 지속적인 노력을 기울여 왔으나 자동변속기 장착비용이 상당히 높은 수준에 도달한 현재에도 지게차 자동변속기는 소형 지게차에 탑재되는 기계식 전후진 1단 외에 전자제어식 자동변속기는 여전히 해외 변속기 전문업체 제품을 수입하여 차량에 장착하고 있는 실정이다.²⁾

자동변속기는 변속전후 변속비 차이에 의해 짧은 시간동안에 엔진속도가 급격하게 변화되어 불가피하게 어느 정도 변속충격이 발생하는데 기계식 자동변속기는 기계적인 부품특성만으로 변속을 제어하므로 유온과 다양한 변속조건에 대응하여 우수한 변속품질(shift quality)을 구현하기 어렵고 부품특성 차이로 인해 양산 차량에 동일한 성능을 구현하는 것이 어렵다는 단점이 있다. 이에 따라 최근 개발되는 변속기는 모두 마이크로컨트롤러를 활용한 전자제어방식 변속제어를 채택하고 있으며 이로 인해 변속품질이 크게 향상되었고 변속뿐만 아니라 차량작업에 유용한 다양한 보조기능이 추가되어 개발되고 있다. 기계적인 방식의 변속제어에서는 해제 클러치와 결합 클러치 토크 동기화가 어려우므로 일방향 클러치를 이용하여 결합되는 클러치 압력만 제어하면 기계적으로 해제 클러치 토크가 조절되는 방식으로 변속성능을 향상시켰다. 이에 비하여 변속제어기(transmission control unit, TCU)는 차속과 변속기 입력토크를 고려하여 변속 시 해제와 작동 클러치 압력을 적절하게 제어하여 우수한 변속품질을 구현하므로 전자제어식 변속기에는 일방향 클러치와 같은 기계적인 부품이 배제된 클러치 대 클러치 변속이 일반화되었다.^{3,4)}

특히, 최근에는 변속제어 알고리즘을 실시간으로 실행하는 마이크로컨트롤러의 성능이 비약적으로 발전함에 따라 변속기 제어와 관련된 보다 복잡한 제어로직이나 알고리즘을 구현하는 것이 가능하게 되었다. 기본적인 변속기능 외 변속제어기의 대표적인 기능으로는 클러치의 기계적인 동특성과 마찰특성을 파악하여 변속제어에 반영하는 자동보정(auto calibration)⁴⁾, 각종 센서나 액추에이터, 클러치의 이상 작동여부를 검출하여 적절한 작동모드로 전환하는 진단 및 안전작동(diagnosis and failsafe)⁶⁾, CAN 통신⁷⁾을 이용해 차량 내 다른 ECU(electronic control unit)

와 정보교환을 통해 구현되는 통합제어 등이 있으며 향후 자율주행, 무인작업 등에는 더욱 고도화된 기능이 탑재된 지능형 변속제어기가 적용될 것으로 예상된다.

본 연구에서는 4톤 지게차 탑재를 목표로 개발된 독자모델 변속기를 대상으로 설정된 낮은 속도로 주행할 수 있는 저속주행(creep function) 보조기능을 개발하였다. 지게차 저속주행 기능은 전진/후진 변속단에서 토크 컨버터 슬립에 의해 주행하는 속도보다 낮은 속도를 변속기 클러치 슬립을 통해 구현하는 것으로 일부 선진사 제품에 기능이 탑재되어 있으나 관련된 기술정보는 제공되지 않는다. 독자모델 변속제어기는 기본적인 변속기능 외에 액셀페달을 밟지 않은 아이들(idle) 상태로 주행 시 클러치 슬립제어를 통해 저속으로 주행하는 저속주행기능이 설계되어 있다. 지게차의 특정 작업에서는 고정된 변속단에서의 아이들 속도보다 낮은 저속으로 주행하는 기능이 요구되는데 이전 설계에서는 엔진 아이들 속도를 낮춰서 구현하였다. 이러한 방식에서는 최저 엔진속도에 제한이 있고 주행부하 변화에 영향을 받아 안정적인 저속주행이 보장되지 않는 단점이 있다. 록업(lockup)을 갖는 토크 컨버터가 적용된 자동변속기는 토크 컨버터 슬립제어⁸⁾를 통해서도 유사한 기능을 구현할 수 있으나 지게차 자동변속기에는 록업이 없어 전진(또는 후진) 클러치 슬립제어로 저속주행기능을 설계하였다. 저속주행기능 제어로직 및 알고리즘은 클러치 마찰토크에 따른 지게차 주행특성을 파악하여 설계하였고 자체 개발된 변속제어기에 임베디드 프로그램으로 구현한 후 다양한 작동조건에서 저속주행성능을 실차시험으로 검증하였다.

2. 변속기 구조

연구대상 자동변속기는 4톤 지게차에 탑재되는 전후진 2단 전자제어식 변속기로 개발되었다. Fig. 1은 토크 컨버터, 유압제어시스템, 기어 열과 변속제어기로 구성되는 자동변속기가 장착된 지게차 동력전달 체계를 나타낸다. 엔진동력은 자동변속기를 통해 토크비가 변환된 후 종감속 기어와 차동기어장치가 내장된 액슬(axle)을 통해 전륜에 전달된다. 변속제어기는 각 클러치 압력을 독립적으로 조절하는 직접제어형 비례 솔레노이드밸브를 이용하여 전후진 2단 변속을 제어한다. Fig. 1에서 유압시스템에 표기된 4개 약어는 비례 솔레노이드밸브를, 2단 기어 열에 표기

된 4개 약어는 마찰토크를 발생시키는 클러치를 나타낸다.

2.1 토크 컨버터 및 기어 열

토크 컨버터는 펌프와 터빈 속도 차에 따라 토크 증배기능을 갖는 유체 클러치로 고정된 변속단으로 주행 중 정차하였을 때 터빈과 펌프의 속도 차를 허용함으로써 연속적인 엔진회전을 가능케하는 발전장치이다. 지게차 토크 컨버터는 스테이터가 고정되어 항상 컨버터 영역에서 작동하고 펌프와 터빈을 직결시키는 록업기능은 없다.

Fig. 2(a)는 더블 피니언의 단순 유성치차 2개를 결합하여 설계된 기어 열 구조를 나타내고 Table 1은 각 변속단에서 작동되는 마찰요소 조합이다.

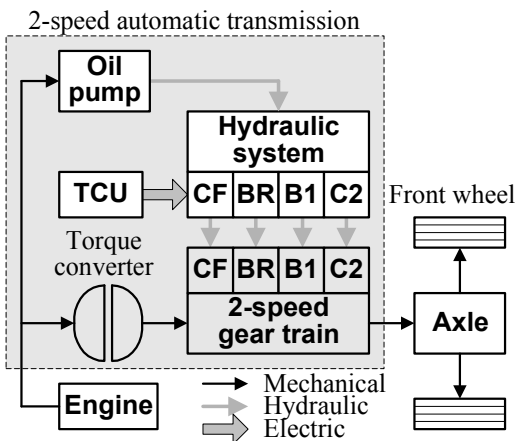
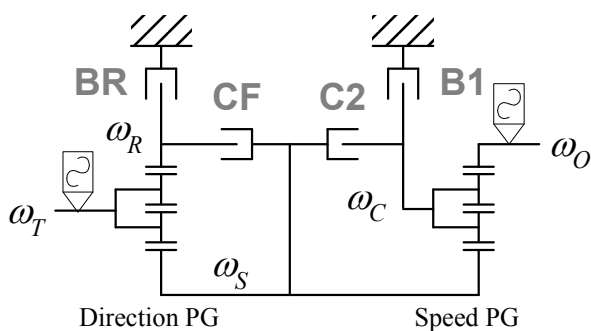
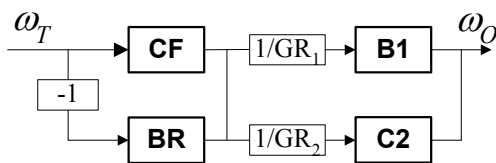


Fig. 1 Power transmission in forklift



(a) stick diagram



(b) block diagram for velocity relation

Fig. 2 Gear train of 2-speed A/T

Table 1 Clutch and brake engagement

Gear		CF	BR	B1	C2
P				○	○
N					
F	1	○		○	
	2	○			○
R	1		○	○	
	2		○		○

Fig. 2(a) 기어 열은 $\omega_T, \omega_R, \omega_S, \omega_C, \omega_O$ 의 5개 회전요소를 가지며 출력축 회전방향을 결정하는 방향 클러치 CF, BR과 기어비를 결정하는 속도 클러치 B1, C2를 하나씩 결합하면 변속비가 유일하게 결정된다. 5개 회전요소 자유도에서 유성치차 속도 관계식 2개와 작동되는 2개 마찰요소의 구속조건으로 기어 열은 1자유도를 가지므로 터빈과 출력축의 속도비가 유일하게 결정된다. Fig. 2(b)는 BR과 B1 브레이크를 클러치 기능으로 표현한 속도 관계식의 블록선도로 여기서 GR_1 과 GR_2 는 1, 2단 변속비를 의미한다. $\omega_T, \omega_S, \omega_O$ 의 속도를 측정하면 클러치 결합상태에 무관하게 모든 회전요소에 대한 속도연산이 가능하지만 개발된 변속기에서는 ω_T 와 ω_O 의 속도만을 측정하도록 설계되어 있으며 엔진속도는 ECU에서 송신하는 CAN을 이용한다. ECU는 엔진속도를 100Hz로 송신하고 TCU는 변속제어 알고리즘의 연산에 실시간으로 반영한다.

변속기 마찰요소 중 CF와 BR은 positive type으로 클러치 피스톤 압력에 비례하여 마찰토크가 발생하는 방식이지만 B1과 C2는 negative type으로 리턴 스프링 압축력으로 결합된 상태를 유지하다가 클러치 피스톤 압력이 증가하면 해제되는 방식이다. 이는 엔진동력이 공급되지 않는 상태에서 별도의 파킹 브레이크 없이 B1과 C2를 결합함으로써 파킹기능을 구현하기 위한 설계이다. 개발된 지게차 변속기의 파킹은 전자식으로 파킹 스위치 신호를 변속제어기가 인식하여 B1과 C2를 동시에 결합하는 방식으로 작동된다. Fig. 3은 전진 1단과 파킹작동에 대한 속도선도를 나타낸다. 속도유성치차(speed PG)에서 B1과 C2를 결합하면 $\omega_C = \omega_S = 0$ 이므로 출력축이 고정됨($\omega_O = 0$)을 알 수 있다.⁹⁾

2.2 유압제어시스템

클러치와 브레이크에 마찰토크를 발생시키는 피스

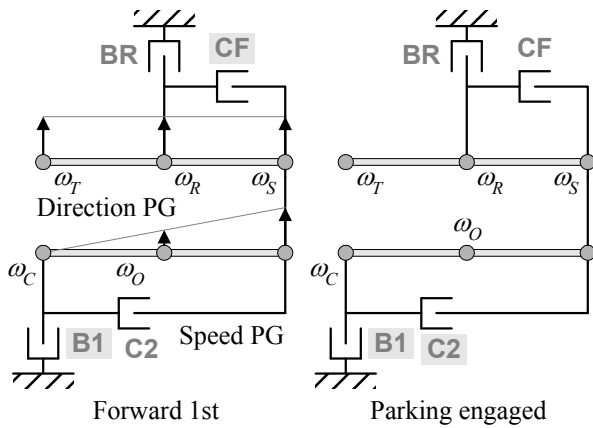


Fig. 3 Velocity diagram of 2-speed A/T

톤은 유압으로 작동되며 유압 작동력과 리턴스프링 압축력의 차에 비례하는 마찰력으로 회전요소를 결합하거나 구속한다. 유압시스템은 클러치 작동에 필요한 유압동력을 엔진 축과 직결되어 회전하는 유압 펌프로 생성하고 릴리프밸브로 클러치 작동 기준압인 라인압력(p_s)을 일정하게 조절한다. 4개 마찰요소의 유압 피스톤은 직접제어형 3방향 비례 솔레노이드 밸브(proportional solenoid valve, PSV)를 이용하여 구동전류에 비례하여 발생하는 작동압력으로 마찰토크를 독립적으로 제어한다.

비례 솔레노이드 밸브는 미국 HydraForce사의 3방향 밸브(EHPR98-G38)로 작동사양은 Table 2와 같으며 구동 전류에 비례하여 압력이 증가하는 상시 저압(normally low)형이다. 최대 제어압은 30bar이나 릴리프밸브 공급압력이 15bar로 제한되어 클러치 작동 최대압력은 15bar이다. Fig. 4는 10mA/sec의 기울기로 서서히 전류를 변화시키면서 측정한 클러치 제어압을 나타낸다. 약 0.15A에서 압력이 발생되고 0.56A에서 15bar로 포화되며 제어압 히스테리시스는 최대 4%임을 확인하였다. 이를 바탕으로 변속제어기는 클러치 해제 시 0.1A, 작동 시 0.85A의 전류를 제어하도록 설계하였다. 클러치 슬립제어를 통해 차속을 조절하는 저속주행기능에서 비례 솔레노이드 밸브 히스테리시스는 불감대(dead zone)를 유발하므로 제어성을 저하시킨다. 특히, 전진 주행 시 결합되는 CF에는 클러치 회전에 의해 원심유압이 발생하므로 변속 제어기에서 제어하는 비례 솔레노이드 밸브 전류와 클러치 마찰토크 사이의 불감대가 더욱 커져 원심유압이 발생되지 않는 BR에 비해 안정적인 차속제어에 불리할 수 있다.

Fig. 5는 B1(1단)과 C2(2단) 속도 클러치가 결합된 상태에서 CF 전류를 0.1A에서 0.43A까지 10mA/sec의

기울기로 증가시켰다가 감소시키면서 지게차 출력축 속도변화를 측정한 시험결과이다. 상기 시험은 비례 솔레노이드 밸브의 압력 동특성이 배제된 상태에서 클러치 마찰특성을 확인하는 시험이며 클러치 결합 특성을 파악하기 위한 표준 시험기준은 없다. 아이들 최대 주행속도는 1단에서 3.2km/h ($N_o=290rpm$), 2단에서 4.9km/h(440rpm)이며 비례 솔레노이드 밸브 히스테리시스로 인해 대략 0.3A에서 주행이 시작되고 0.2A에서 정지하는 특성을 나타내었다.

Table 2 Specifications of HydraForce PSV

Item	Unit	Value
Pressure ranges	bar	0-30
Nominal flow@ $\Delta p=9bar$	lpm	23
Coil voltage	V	12
Control current	A	1
Coil resistance	Ω	7.2
PWM frequency	Hz	120

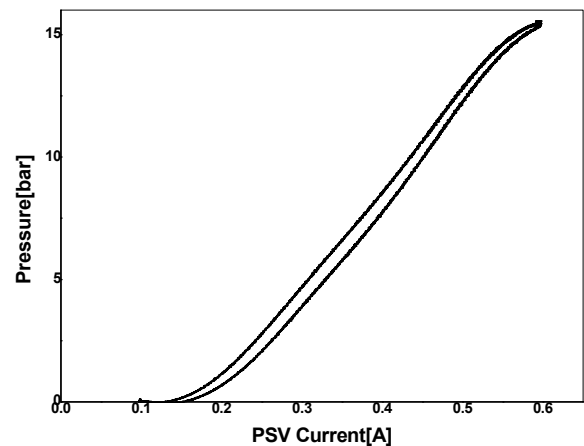


Fig. 4 PSV control pressure for 10mA/sec ramp

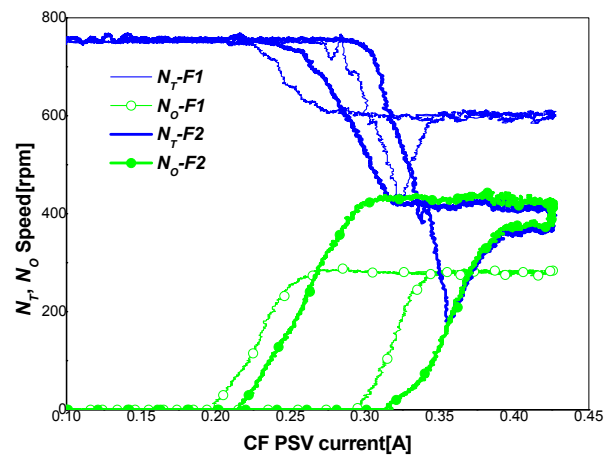


Fig. 5 Vehicle speed response for PSV current

2.3 변속제어기

변속제어기는 마이크로컨트롤러를 기반으로 설계하였다. 제반 센서와 액추에이터의 전기적인 하드웨어 인터페이스를 이용한 신호입력과 제어출력기능을 바탕으로 변속제어와 저속주행기능의 다양한 기능이 임베디드 프로그램으로 구현된다.

PCB로 구현된 하드웨어는 전원관리, 센서 신호조정(signal conditioning), 비례 솔레노이드밸브 구동, 디지털 입출력 및 통신회로 등으로 구성되며 임베디드 프로그램은 운전자가 조작하는 변속레버와 작동모드 관련 설정신호 인식, 지게차 주행상태를 고려하여 현재 변속단을 결정하고 변속 시 클러치 압력을 제어하는 변속제어, 보조기능에 대해 설계된 제어로직과 제어알고리즘으로 구성된다. 최근 변속기 개발추세에 맞춰 유압제어시스템을 단순하게 설계하는 대신 고도화된 변속제어 알고리즘으로 변속성능을 향상시켰으며 클러치 자동보정과 진단 및 안전작동이 강화되고 다른 ECU와의 실시간 통신을 활용하는 지능형 변속기로 개발하였다.

개발된 자동변속기는 운전자가 조작하는 변속레버 및 스위치를 변속제어기에서 모두 전기적인 신호로 인식하여 4개 클러치 결합상태를 제어하는 shift by wire 방식이며 엔진제어기(ECU), 차량제어기(VCU)와 CAN 통신으로 연결되어 변속제어와 차량운용에 필요한 정보를 주고 받도록 설계되어 있다. Fig. 6은 ARM7 Cortex-M3계열의 STM32F103 ZC로 설계된 변속제어기를 보여준다.

3. 저속주행기능 설계

3.1 설계목적

지게차 저속주행기능은 변속단과 주행부하에 무관하게 차속이 설정된 목표속도를 추종하도록 비례 솔



Fig. 6 Transmission control unit(TCU)

레노이드밸브 전류로 방향 클러치 슬립토크를 조절하는 것이지만 운전자가 필요에 따라 액셀페달 밟으면 저속주행기능이 해제되어 가속될 수 있어야 하고 다시 액셀페달을 놓는 경우에는 차량이 감속되는 적절한 시점에서 저속주행기능이 다시 작동하면서 목표속도를 유지해야 한다. 따라서 저속주행기능의 설계목표는 저속주행 정상상태에서 속도오차가 없어야 하고 저속주행기능이 해제되거나 재 작동될 때 신속한 과도응답뿐만 아니라 과도상태에서 발생될 수 있는 변속충격이 최소화되어야 한다.

3.2 제어모드 정의 및 로직설계

Fig. 7은 저속주행기능이 활성화된 상태에서의 변속시험을 나타낸다. 지게차가 정지된 상태에서 변속레버를 F로 전환하면 1단에서 저속으로 주행하게 된다. 이 상태에서 액셀페달을 밟으면 저속주행기능이 해제된 상태로 가속하게 되며 다시 액셀페달을 놓으면 저속주행으로 복귀하는 시험결과이다. Fig. 7은 전진 저속주행이며 후진 저속주행도 제어전류가 CF에서 BR로 바뀔뿐 제어특성은 유사하다.

저속주행기능은 클러치 결합상태와 운전자가 조작하는 액셀페달위치(AP, accelerator pedal position)에 따라 적절하게 설계된 제어로직을 적용해야 하므로 저속주행 제어모드를 저속주행 해제/제어모드와 저속주행 해제/제어 과도모드의 4가지로 정의하였으며 각 모드에서의 제어와 모드전환 로직에 대한 설명은 다음과 같다.

(1) 저속주행 해제모드(RLS, Release)

Fig. 8은 변속레버 조작으로 지게차가 출발하는 Fig. 7의 초기 상태를 확대한 그림이다. 변속레버를

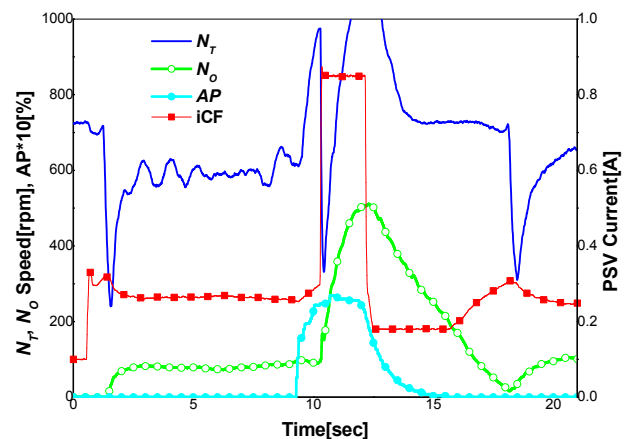


Fig. 7 Shift experiment with creep function

전진으로 전환하면 변속제어기는 B1을 먼저 결합하고 CF 전류를 이용하여 CF 결합을 제어한다. RLS 모드는 지게차가 출발할 때 CF가 해제된 중립과 CF가 결합되기 직전까지의 상태로 정의된다. 클러치 결합은 변속제어기에서 슬립속도를 연산하여 임계속도 이하로 낮아지는 시점에 결합완료로 판정한다. RLS 모드에서 CF 전류는 변속제어기에서 연산된 값으로 제어되므로 저속주행제어기의 설계 파라미터는 없다.

(2) 저속주행 제어모드(CTR, Control)

Fig. 8에서 전진 1단 변속이 완료되면 CTR 모드로 전환되며 CTR 모드에서 CF 전류는 저속주행제어기에서 목표속도를 추종하도록 제어된다. Fig. 8은 속도 오차에 비례제어만을 적용한 저속주행제어기로 인해 200rpm의 목표속도에 대해 70-80rpm의 출력속도가 발생하여 정상상태 오차가 크게 나타나는 시험결과이다. 따라서 정상상태에서 오차를 제거하기 위해서는 적분제어가 포함되어야 함을 알 수 있다. CTR

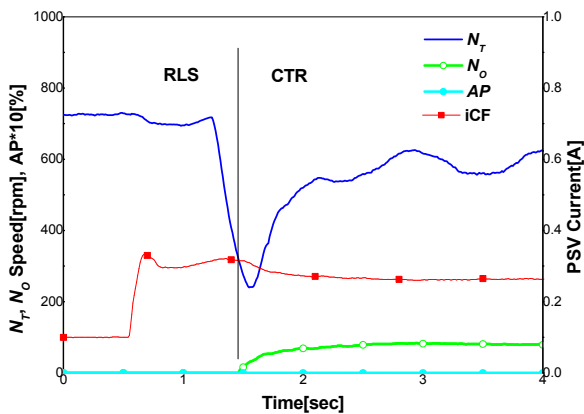


Fig. 8 RLS and CTR creep mode

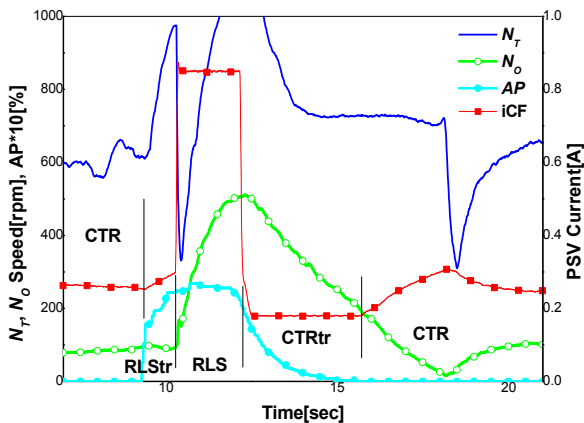


Fig. 9 RLStr and CTRtr creep mode

모드에서는 저속주행제어기의 비레이득(K_pNoCtr)[A/rpm]과 적분시간(T_i)[sec]에 의해 저속주행의 과도 및 정상상태 응답이 결정된다.

(3) 저속주행 해제 과도모드(RLStr, Release transient)

Fig. 9는 운전자가 액셀페달을 밟아 저속주행기능이 해제되면서 지게차가 가속되는 Fig. 7의 중간부분을 확대한 그림이다. 운전자가 액셀페달을 밟으면 CTR 모드가 RLStr 모드로 전환된다. RLStr 모드에서 저속주행제어기는 CF 전류를 설정된 값(I_RLStr)까지 액셀페달 작동량으로 결정되는 기울기(R_RLStr)로 CF 전류를 증가시키고 이후에는 순간적으로 최대 전류로 변화시킨 후 RLS 모드로 전환한다. Fig. 9의 RLS 모드는 전진 1단의 변속단으로 기어중립과 클러치 결합상태는 다르지만 동일한 RLS 모드로 처리된다. Fig. 9의 시험에서는 RLS 모드로 전환될 때 I_RLStr 전류가 작아 CF가 완전히 결합되지 않은 상태에서 급격하게 CF를 결합함으로써 터빈속도가 급하게 저하되어 변속충격이 발생하는 상태이다. RLStr 모드에서 저속주행제어기 설계 파라미터는 I_RLStr [A]과 R_RLStr [A/sec]이며 액셀페달을 급하게 조작하는 경우에도 방향 클러치가 완만하게 결합되어 부드럽게 가속되도록 설계 파라미터를 설정해야 한다.

(4) 저속주행 제어 과도모드(CTRtr, Control transient)

전진 1단으로 주행하는 RLS 모드에서 액셀페달을 놓으면 CTRtr 모드로 전환된다. CTRtr 모드에서 CF 전류는 I_RLStr 로 설정된 후 일정한 기울기(R_CTRtr)로 CTRtr 모드 설정전류(I_CTRtr)에 수렴하여 CTR 모드로 전환될 때까지 대기한다. 액셀페달을 놓은 상태이므로 CTRtr 모드에서는 차속이 서서히 감소하는데 차속이 일정한 속도(NO_CTRtr)에 도달하는 시점에서 다시 CTR 모드로 전환되어 속도제어가 활성화된다. Fig. 9에서는 NO_CTRtr 를 목표속도로 설정하여 CTR 모드로 전환된 후 응답지연으로 차속에 언더슈트가 발생하는 상태이다. CTRtr 모드에서 저속주행제어기 설계 파라미터는 I_CTRtr [A]과 R_CTRtr [A/sec], 목표속도를 고려하여 CTR 모드로 전환되는 차속 NO_CTRtr [rpm]로 감소되는 차속이 언더슈트없이 신속하게 목표속도에 수렴하도록 설계 파라미터를 설정해야 한다.

3.3 저속주행 시 변속제어

저속주행기능으로 저속주행 시 발생가능한 변속은

변속단이 변화되는 기어변속, 전후진 방향이 전환되는 셔틀변속, 변속레버를 중립으로 변경하였을 때 발생하는 중립변속이 있다. 기어변속은 속도 클러치를 전환하므로 방향 클러치를 슬립제어하는 저속주행제어기와 무관하게 변속제어가 수행된다. 다만 저속주행기능은 변속단에 무관하게 일정한 목표속도로 주행하는 기능이므로 저속주행 시에 자동변속기능은 비활성화되고 기어변속은 오직 변속레버 조작에 의해서만 발생되도록 설계하였다.

셔틀변속과 중립변속에서는 슬립제어되는 방향 클러치에 대해 저속주행제어기에서 제어되는 전류와 변속제어기에서 연산되는 기준전류를 비교하여 작은 값으로 전류를 제어하는 방식으로 변속이 진행된다. Fig. 10은 전진 주행 중 변속레버를 R로 전환하여 발생하는 셔틀변속 시의 전류궤적을 나타낸다. 전진 주행 중 저속주행제어기에서 제어되는 CF 전류는 i_{creep} 이고 셔틀변속이 시작되면 변속제어기에서 CF 해제전류 ir_{CF} 가 연산된다. 변속개시와 더불어 제어 모드는 RLS로 전환되고 변속 중 해제전

류는 i_{creep} 과 ir_{CF} 중 작은 값이 적용되고 작동전류는 변속제어기에서 연산된 ir_{BR} 이 적용되어 셔틀 변속이 진행된 후 변속종료 시점에 다시 CTR 모드로 전환된다.

3.4 저속주행제어기 제어 파라미터 설계

저속주행에서 제어되는 차속의 과도 및 정상상태 응답을 개선하고 모드전환 시 발생하는 변속충격을 최소화하기 위해서는 각 모드에서의 제어 파라미터를 적절하게 설계해야 한다. Table 3은 저속주행제어기 각 모드의 제어 파라미터를 요약한 결과이며 다음과 같은 기준을 적용하여 설계하였다.

(1) KpNoCtr, Ti: CTR 모드에서 저속주행제어기는 비례적분제어기를 이용하고 전달함수는 다음 식과 같

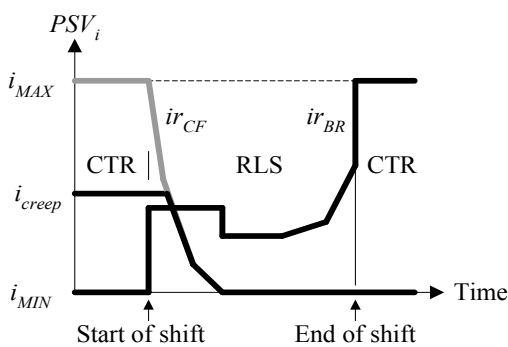


Fig. 10 Creep mode control during shuttle shift

Table 3 Control parameters of creep function

Control mode	Control parameter	unit	Description
CTR	KpNoCtr	A/rpm	proportional gain
	Ti	sec	integration time
RLStr	I_RLStr	A	current at RLStr end
	R_RLStr	A/sec	current ramp in RLStr
CTRtr	I_CTRtr	A	current at CTRtr end
	R_CTRtr	A/sec	current ramp in CTRtr
	NO_CTRtr	rpm	No at CTRtr end

다. 여기서 $E(s)$ 는 rpm 단위의 출력축 속도오차이고 $I(s)$ 는 클러치 제어전류이다.

$$\frac{I(s)}{E(s)} = KpNoCtr(1 + \frac{1}{T_i s})$$

과도한 비레이득을 적용하면 오버슈트와 정상상태에서 리미트 사이클(limit cycle)이 발생하므로 실차시험을 통해 안정적 응답을 나타내는 값을 선정하였고 신속하게 목표속도에 도달하여 정상상태 오차가 제거되는 적분제어기 적분시간을 적용하였다. CTR 모드 전환 초기부터 적분제어를 적용하면 오버슈트가 발생하였으므로 일정시간이 경과된 후 적분제어를 활성화하는 알고리즘을 적용하였다.

(2) I_RLStr, R_RLStr: 액셀페달을 밟아 RLStr 모드로 전환되면 신속하게 클러치를 결합해야 하는데 I_RLStr이 너무 작으면 클러치 결합이 완전하게 이루어지지 않고 너무 크면 I_RLStr에 도달하는 시간이 증가하게 된다. I_RLStr은 자동보정으로 파악된 CF와 BR의 완충전 전류 i_{FC} 를 기준으로 충분한 결합이 보장되는 값으로 설정하였다. 따라서 I_RLStr은 전진과 후진주행 시 다른 값을 갖고 변속기마다 다른 값으로 설정된다. RLStr 모드에서 증가되는 전류기울기는 액셀페달위치에 비례하는 값으로 설정하여 변속기 입력토크가 클수록 빠르게 클러치가 결합되도록 설계하였다.

(3) I_CTRtr, R_CTRtr, NO_CTRtr: 액셀페달을 놓아 CTRtr 모드로 전환되면 I_CTRtr 전류를 유지하면서 다시 CTR 모드로 전환되는 차속에 도달할 때까지 대기하는데 I_CTRtr이 너무 크면 클러치가 해제되지 않아 목표속도보다 높은 차속을 유지하여 CTR 모드로 전환되지 않고 너무 작으면 CTR 모드 전환 후 응

답이 느려져 언더슈트가 발생한다. I_CTRtr도 I_RLStr과 유사하게 자동보정 완충전 전류 i_{FC} 를 기준으로 설정하였고 R_CTRtr은 일정한 기율기를 적용하였다. NO_CTRtr은 Fig. 9에서와 같이 목표속도로 설정하면 언더슈트가 발생하므로 목표속도보다 높은 적절한 값으로 설계하였다.

4. 성능시험

저속주행제어기로 설계된 제어로직을 TCU 임베디드 프로그램으로 구현한 후 성능평가 실차시험을 실시하였다. 시험대상 지게차는 액셀페달을 밟지 않은 아이들 상태에서의 평지 주행속도가 유온에 따라 다르지만 1단에서는 290-330rpm(3.7km/h)이고 2단에서는 440-520rpm(5.8km/h)이며 이는 각 변속단에서 저속주행기능 최고속도에 해당된다.

Fig. 11은 저속주행기 제어오류로 차속에 리미트 사이클이 발생하는 시험이다. B1이 결합된 상태에서 변속레버를 F로 전환하면 RLS 모드에서 변속제어를 시작하고 CF 결합이 완료되면 목표속도를 추종하기 위해 CF를 슬립제어하는 CTR 모드로 전환된다. CTR 모드 초기에는 비례제어만 적용되고 2초 후에 적분제어가 활성화되어 정상상태 오차가 제거된 230rpm (2.6km/h)의 목표속도를 유지함을 알 수 있다. CTR 모드 초기에는 비례이득 K_pNoCtr 이 다소 크게 설정되어 차속에 오버슈트가 발생하였다. 목표속도로 주행하는 상태에서 액셀페달을 밟으면 RLStr 모드로 전환하지만 설계된 제어로직 오류로 CF 클러치 작동과 해제가 반복되는 불안정한 상태가 발생하였다. Fig. 11에서 B1은 negative type으로 결합된 상태에서 최소 전류가 흐르지만 시험결과 표시는 해석 편의성을 목적으로 역전시켜 나타내므로 결합상태에서 최대 전류로 나타내어진다.

Fig. 12는 중립에서 전진 1단 변속 후 CTR 모드 비례이득을 감소시켜 실시한 저속주행 시험결과이다. 변속제어기는 중립에서 전진 1단 변속 시 B1을 먼저 결합한 후 CF의 충전영역, 토크영역, 관성영역제어를 순차적으로 진행한다. 참고로 충전영역은 클러치 피스톤이 이동하는 구간, 토크영역은 클러치 마찰토크로 인해 토크 비만 변화되는 구간, 관성영역은 클러치 마찰토크로 속도 비가 변화되는 구간으로 Fig. 12에서는 터빈속도 감소가 발생하는 이후의 구간이다. 저속주행제어기는 CF 슬립속도(N_s)가 영이 되는 시점에 CTR 모드로 전환하여 비례적분제어로 CF 전류

를 제어한다. 감소된 비례이득으로 차속에 오버슈트는 발생하지 않으며 2초 후에 적분제어가 활성화되어 230rpm의 목표차속을 오차없이 제어함을 확인하였다.

Fig. 13은 저속주행 중 변속레버를 F에서 R로 변경하여 발생하는 전진-후진 셔틀변속을 보여준다. 변속이 개시되면 저속주행제어기는 CTR 모드에서 RLS 모드로 전환되고 변속제어기에서 연산하는 BR 전류는 그대로 제어하는 반면에 해제되는 CF 전류는 변속개시 시점에서의 CF 전류와 변속제어기 연산전류 중 작은 값을 선택하여 제어한다. 저속주행 중 셔틀변속이 발생하면 주행방향이 바뀌므로 차속은 영으로 감소하였다가 다시 목표속도를 안정적으로 추종함을 확인하였다.

Fig. 14는 후진 2단으로 저속주행 중 액셀페달을 밟아서 저속주행기능이 해제되는 과도응답을 나타낸다. 액셀페달을 밟는 순간에 저속주행기는 CTR 모드에서 RLStr 모드로 전환하고 액셀페달위치에 비례하여 설정된 기율기로 BR 전류를 증가시켜 신속하게

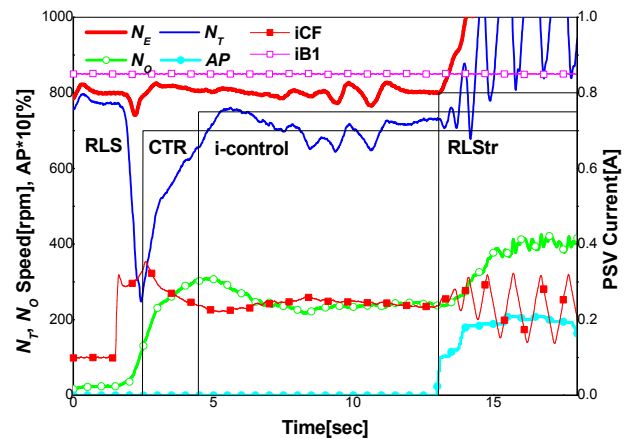


Fig. 11 Limit cycle in creep control

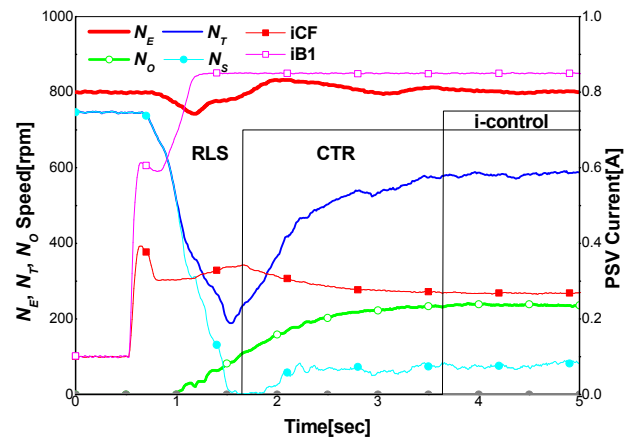


Fig. 12 Neutral into gear shift in creep control

BR을 결합하게 된다. 2단 변속비는 1에 근접하므로 BR이 완전히 결합하게 되면 터빈은 출력축 속도에 수렴하며 BR 전류가 증가하는 램프구간에서 결합이 진행되므로 변속충격이 크게 발생하지 않는다. BR이 결합된 이후에는 다시 RLS 모드로 전환하여 후진 2단의 주행상태를 유지한다.

Fig. 15는 후진 2단에서 액셀페달을 다시 놓아 저속주행기능이 작동되는 과도응답을 나타낸다. 후진 2단으로 가속하다가 액셀페달을 놓으면 CTRtr 모드로 전환되고 저속주행기는 BR 전류를 I_CTRtr로 제어하면서 감소되는 출력축 속도오차가 설정된 범위 내로 진입하기를 기다린다. Fig. 15에서는 목표 속도가 230rpm이고 속도오차를 100rpm으로 설정하여 출력축 속도가 330rpm보다 작아지는 순간에 CTR 모드로 전환하고 이때에는 적분제어가 비례제어와 동시에 작동하도록 설계하였다. CTR 모드로 전환된 후 출력축 속도에 다소의 언더슈트가 발생하지만 적분제어로 인해 안정적으로 목표속도에 수렴함을 확인하였다.

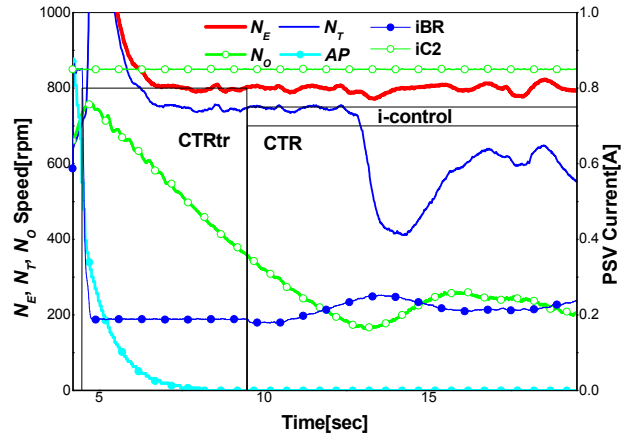


Fig. 15 Control transient response in creep control

5. 결 론

자동변속기는 운전자 편의성의 장점으로 주행과 작업을 동시에 하는 건설기계나 농업용차량에 거의 대부분 탑재되고 있으며 본 연구대상 차량인 지게차에도 해당된다. 최근에 개발되는 지게차용 자동변속기는 고도로 발전된 마이크로컨트롤러를 기반으로 설계되는 변속제어기를 이용해서 향상된 변속품질의 변속제어기능뿐만 아니라 자동보정, 진단 및 안전작동, 통합제어 등의 진보된 기능을 구현하고 있으며 향후 지능형 무인지게차에는 보다 고도화된 기술이 개발되어 적용될 것으로 예상된다.

본 연구에서는 국내 기술로 개발된 4톤 지게차용 자동변속기를 대상으로 특수한 작업 시 요구되는 저속주행기능을 설계하고 임베디드 프로그램으로 변속제어기에 구현한 후 실차시험을 통해 성능을 검증하였다. 아이들 차속보다 낮은 저속으로 주행하기 위해서는 목표 차속과의 오차로부터 비례 슬레노이드밸브로 클러치를 슬립시켜 마찰토크를 제어해야 하는데 비례 슬레노이드밸브 히스테리시스와 클러치 원심유압의 비선형 특성은 정상상태 오차와 과도응답에 부정적인 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 제어대상 변속기의 동력전달특성을 바탕으로 안정된 성능의 저속주행기능을 구현하였다. 제안된 저속주행제어기는 변속기 작동상태에 따라 정의된 제어모드를 기반으로 모드 전환로직, 각 모드에서의 제어알고리즘을 설계하였으며 제어 파라미터는 독자적으로 개발된 자동보정 시험결과와 실차시험 결과를 바탕으로 적절하게 설정하였다.

저속주행기능에 대한 실차시험결과 적절한 제어로직과 비례 및 적분제어이득을 적용함으로써 불안정

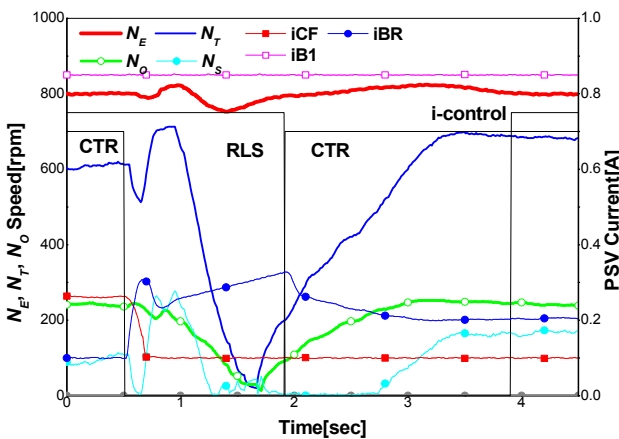


Fig. 13 Shuttle shift in creep control

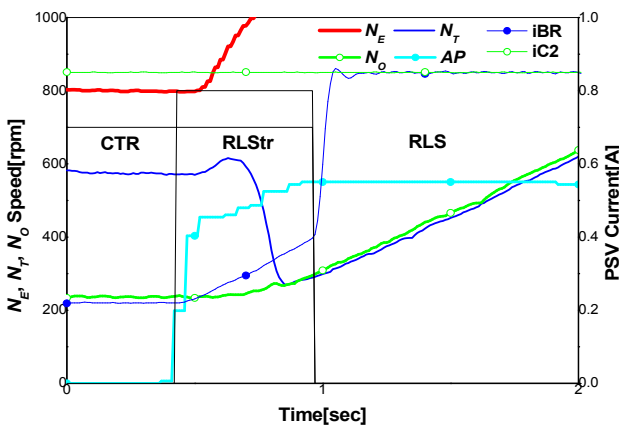


Fig. 14 Release transient response in creep control

한 리미트사이클이 나타나지 않는 성능을 확인하였다. 중립-전후진 변속 이후에 차속이 증가하여 저속 주행 제어모드로 진입하는 경우와 주행방향이 바뀌는 셔틀변속에서 차속에 오버슈트가 나타나지 않았으며 정상상태에서 오차가 제거됨을 확인하였다. 또한, 액셀페달을 밟아 저속주행기능이 해제되는 시점과 액셀페달을 다시 놓아서 저속주행기능이 다시 작동하는 시점에서 적절한 비례 슬레노이드밸브 전류 제어를 통해 변속충격이 나타나지 않는 안정된 성능을 나타내었다. 본 연구에서 개발된 저속주행기능은 현재 양산차량에 적용되고 있으며 소비자 모니터링을 통해 문제점과 개선요구사항을 지속적으로 파악하여 이를 보완할 예정이다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) S. M. Baek et al., "Design of the Hydro-Mechanical Transmission for a 55kW-Class Agricultural Tractor", *Journal of Drive and Control*, Vol.17, No.2, pp.29-27, 2020.
- 2) G. H. Jung and G. H. Lee, "A Development of Forklift Shift Controller for Dynamometer Test", *KFPS Spring Conference Proceeding*, pp.143-149, 2007.
- 3) P. G. Gott, "Changing Gears: The Development of the Automotive Transmission", *SAE*, pp. 333~338, 1991.
- 4) T. W. Megli, M. Haghgoie and D. S. Colvin, "Shift Characteristics of a 4-Speed Automatic Transmission", *SAE 1999-01-1060*, 1999
- 5) G. H. Jung, "Development of Clutch Auto Calibration Algorithm for Automatic Transmission Shift Quality Improvement", *Journal of Drive and Control*, Vol.17, No.3, pp.47-56, 2020
- 6) G. H. Jung, "Analysis of Diagnosis Algorithm Implemented in TCU for High-Speed Tracked Vehicles", *Journal of Drive and Control*, Vol.15, No.4, pp.30-38, 2018
- 7) SAE J1939, *Surface Vehicle Recommended Practice*, 2005.
- 8) J. O. Hahn et al., "Fuzzy Logic Slip Control of Torque Converter Clutch System for Passenger Car Considering Road Grade Resistance", *Transactions of the KSME-A* pp.718-727, 2000.
- 9) H. L. Benford and M. B. Leising, "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis," *SAE 810102*, 1981.