

트랙터 자동변속기 되먹임 변속 제어기 설계

Feedback Shift Controller Design of Automatic Transmission for Tractors

정규홍^{1*} · 정창도² · 박세하²

Gyu Hong Jung, Chang Do Jung and Se Ha Park

Received: 16 Nov. 2015, Accepted: 04 Feb. 2016

Key Words : Automatic Transmission(자동변속기), TCU(변속제어기), Feedback Shift Control(되먹임 변속제어), Slip Speed(슬립속도), Shift Quality(변속품질), Tractor(트랙터)

Abstract: Nowadays automatic transmission equipped vehicles prevail in construction and agricultural equipment due to their convenience in driving and operation. Though domestic vehicle manufacturers install imported electronic controlled transmissions at present, overseas products will be replaced by domestic ones in the near future owing to development efforts over the past 10 years. For passenger cars, there are many kinds of shift control algorithms that enhance the shift quality such as feedback and learning control. However, since shift control technologies for heavy duty vehicles are not highly developed, it is possible to improve the shift quality with an organized control method. A feedback control algorithm for neutral-into-gear shift, which is enabled during the inertia phase for the master clutch slip speed to track the slip speed reference, is proposed based on the power transmission structure of TH100. The performance of the feedback shift control is verified by a vehicle test which is implemented with firmware embedded TCU. As the master clutch engages along the predetermined speed trajectory, it can be concluded that the shift quality can be managed by a shift time control parameter. By extending the proposed feedback algorithm for neutral-into-gear shift to gear change and shuttle shift, it is expected that the quality of the shift can be improved.

1. 서 론

내연기관 엔진을 동력원으로 하는 차량은 속도에 대한 출력토크로 기술되는 엔진의 동력특성이 주행 부하를 고려한 주행 및 연비성능에 적합하지 않으므로 불가피하게 변속기를 이용하여 동력특성을 변환한다. 자동변속기는 주행상태에 적절하게 변속단수의

변화가 자동으로 이루지는 변속기로 초기에는 주로 승용차를 대상으로 개발되었으나 운전편의성의 장점으로 최근에는 건설기계 및 농기계에도 적용이 확대되고 있다.

자동변속기와 관련된 국내기술수준을 살펴보면 승용차용은 대기업에서 오랜 기간에 걸쳐 연구개발을 수행한 결과 상당한 수준에 도달한 반면 건설기계 및 농기계용은 작은 생산대수로 인해 완성차 업체의 기술개발 능력과 의지가 높지 않아 기술수준이 상당히 미흡하여 일부 기계식 자동변속기는 국산화되었으나 전자제어방식 자동변속기는 전량 수입에 의존하고 있는 실정이다. 건설기계 및 농기계용 자동변속기의 국산화 연구는 10여 년 전부터 다양한 국책사업을 통해 연구개발이 진행되었으며, 아직까지 양산으로는 이어지고 있지 않지만 그 동안 축적된 기술을 바탕으로 가까운 시일 내에 양산개발에 성공할

* Corresponding author: ghjung@daejin.ac.kr

1 Department of Computer Aided Mechanical Design Engineering, Daejin University, Gyeonggi 11159, Korea
2 Tyco Electronics AMP Korea Ltd., Gyeongbuk 38459, Korea

Copyright © 2016, 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.

수 있을 것으로 기대된다.

자동변속기 성능은 동력전달효율, 내구성능과 더불어 변속 시 발생하는 변속충격의 정도를 나타내는 변속품질(shift quality)로 나타내어진다. 대체적으로 변속은 1초 내외의 짧은 시간 동안에 이루어지고 엔진과 출력축 사이의 급격한 속도 비 변화로 인한 과도토크가 변속충격을 유발시킨다.¹⁾ 승용차용 자동변속기는 우수한 변속품질을 구현하기 위한 방안으로 피드백제어, 학습제어뿐만 아니라 최근에는 운전자의 운전특성과 도로특성까지 고려된 자동변속기능을 도입함으로써 변속충격을 거의 느낄 수 없는 기술수준에 도달한 반면에 건설기계 및 농기계용 자동변속기는 선진제품도 클러치 충전영역에서의 변속데이터를 자동보정(auto calibration)하는 기능 정도만이 구현되어 있어 변속품질 개선에 대한 연구개발이 요구되는 실정이다.²⁾ 변속품질 향상을 위해서는 고유하게 설계된 자동변속기의 동력전달방식과 차량에 탑재되는 엔진 및 주행부하 특성 분석을 바탕으로 변속제어방안을 도출해야 하므로 모든 자동변속기에 적용될 수 있는 일반적인 제어기법은 정립되어 있지 않다. 특히, 농업용 트랙터는 토크 컨버터 없이 엔진과 변속기가 직결되고 스로틀 개도에 대해 엔진속도가 일정하게 제어되는 특성을 가질 뿐만 아니라 논밭에서의 다양한 작업을 위해 최대 32단의 변속단수로 설계되므로 자동변속기에 대한 변속품질 개선연구는 트랙터 자동변속기에 대한 변속특성 분석이 선행되어야 한다.

본 연구에서는 90kW급 농업용 대형 트랙터 적용을 목적으로 개발된 TH100 자동변속기를 대상으로 기어 열과 유압제어시스템을 분석하고 이를 바탕으로 중립-전후진 변속을 대상으로 변속품질을 향상시킬 수 있는 되먹임 변속제어기를 설계하고 실차시험을 통해 변속성능을 검증하였다.

2. TH100 변속기 기어 열

엔진으로부터 차축으로 동력을 전달하는 TH100 변속기 기어 열은 자동변속이 가능한 전후진 8단 주 변속(main shift) 기어 열과 수동변속의 4단 부 변속(range shift) 기어 열로 구성되어 전체 변속단수는 전후진 32단이다.³⁾

2.1 주 변속 기어 열

Fig. 1은 주 변속 기어 열의 구성을 나타내며, 변속

은 유압으로 작동되는 8개의 습식다판 클러치를 이용하여 동력전달경로를 변경하는 방식이다. 기어 열은 맞물려 회전하는 기어 회전체에 따라 다음과 같이 분류된다.

1) 입력 기어 열

ω_E, ω_R 로 구성되며 엔진 축과 맞물려 회전한다.

2) 중앙 기어 열

$\omega_{C1}, \omega_{C2}, \omega_{C3}$ 로 구성되며 클러치 결합에 의하여 입력 기어 열의 동력을 출력 기어 열로 전달한다.

3) 출력 기어 열

$\omega_{O1}, \omega_{O2}, \omega_{O3}, \omega_{O4}, \omega_{OH}, \omega_{OL}$ 로 구성되며 KH와 KL의 마스터 클러치에 의하여 주 변속 기어 열의 동력을 부 변속 기어 열로 전달한다.

Table 1은 각 변속단에서 결합되는 클러치 조합을 나타낸다. KA와 KD는 입력 기어 열과 중앙 기어 열을 연결하고 KB, KC, KF, KG는 중앙 기어 열과 출력 기어 열을 연결하며, KH와 KL 마스터 클러치는 출력 기어 열과 부 변속 기어 열을 연결하는 기능이다. 따라서 주 변속 기어열의 변속단이 결정되기 위해서는 3개의 클러치가 결합되어야 한다. KA와 KD는 전진과 후진 변속단에서 작동하므로 변속 비만을 변화시키는 속도 클러치이고 KB, KC는 전진 시에만, KF, KG는 후진 시에만 작동하므로 방향 클러치로 분류할 수 있다. 주 변속 기어 열의 입력은 토크 컨버터 없이 엔진 축과 직결되어 있으므로 중립에서 전, 후진으로 변속 시에는 속도와 방향 클러치를 먼저 결합한 후 마스터 클러치 압력제어를 통해 발진하게 된다.

Fig. 2는 주 변속 기어 열의 속도선도를 나타낸다.⁴⁾ 속도선도는 회전축(또는, 기어 회전체)의 회전속도 크기와 방향을 수평막대 상의 노드에 상하 화살표로 나타내고 각 노드의 속도는 출발점 노드의 속도에 화살표로 연결되는 방향으로의 기어 비를 곱한 값으로 표시함으로써 기어 열을 구성하는 회전요소들의 속도를 간편하게 분석할 수 있다. 예를 들어 Fig. 2의 속도선도로부터 전진 1단과 후진 6단에 대한 속도관계식을 구해보면 다음과 같다.

$$F1: \omega_{OL} = r_{O21}r_{OH}r_{OL}\omega_E$$

$$R6: \omega_{OH} = -\frac{r_{RE}r_{C31}r_{O23}r_{OH}}{r_{C21}}\omega_E$$

주 변속 기어 열의 변속 비가 결정되기 위해서는

속도 클러치에서 1개, 방향 클러치에서 1개, KH 또는 KL의 마스터 클러치가 결합되어야 하므로 모두 3개 클러치가 결합된다. 주 변속 기어 열의 회전속도는 3개의 속도센서를 이용하여 측정한다. nLSE는 입력 기어 열 속도를 측정하고 nLSA와 nOL은 출력 기어 열 속도를 측정하는 반면에 중앙 기어 열의 회전속도는 측정할 수 없으므로 변속 중 속도와 방향 클러치의 슬립(slip)속도는 측정할 수 없다.

Table 1에 정리된 바와 같이 변속 단이 바뀌기 위해서는 결합되는 클러치 조합을 변경해야 하므로 모든 변속은 클러치 해제와 결합이 동시에 이루어지는 클러치 대 클러치 변속이다. 특히, 전진과 후진 2-3과 6-7 변속은 2개 클러치를 해제하면서 다른 2개 클러치를 결합하는 이중 클러치 대 클러치 변속이며, 전진과 후진 4-5 변속은 속도 클러치, 방향 클러치, 마스터 클러치의 3개 클러치를 해제하면서 다른 3개 클러치를 결합해야 하는 삼중 클러치 대 클러치 변속으로 변속제어가 상당히 어려운 특성을 갖는다.

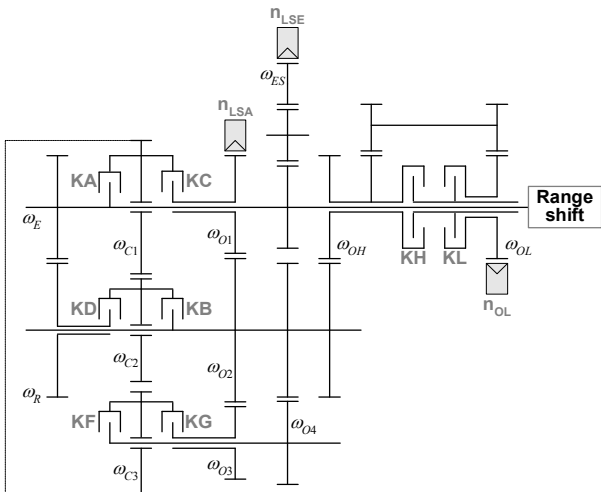


Fig. 1 Main shift gear train

Table 1 Clutch engagement for each gear

Gear	Speed	Direction					Master	
		KA	KD	KB	KC	KF		KG
N								
F	5/1	○			○			○
	6/2		○		○			○
	7/3	○		○				○
	8/4		○	○				○
R	5/1	○					○	○
	6/2		○				○	○
	7/3	○				○		○
	8/4		○			○		○

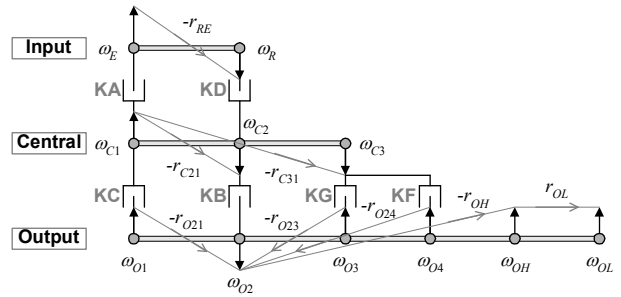


Fig. 2 Velocity diagram of main shift gear train

2.2 부 변속 기어 열

Fig. 3은 KH/KL 마스터 클러치에 의해 주 변속 기어 열 출력이 입력으로 전달되는 부 변속 기어 열을 나타낸다. 부 변속 기어 열의 변속은 운전자가 변속 레버를 이용하여 수동으로 싱크로나이저를 결합시킴으로써 C(creep), L(low), M(middle), H(high)의 4단 변속기능이 구현된다. 부 변속 기어 열의 출력은 차동 기어와 종감속 기어 열을 거쳐 후륜으로 전달되며 전륜구동은 유압으로 작동되는 클러치를 이용하여 4륜 구동모드와 전륜 속도가 후륜속도보다 2배 빠르게 구동되는 배속모드를 선택할 수 있도록 설계되어 있다.

Fig. 4는 부 변속 기어 열의 속도선도를 나타낸다. 부 변속 기어 열은 입력과 출력의 2개 기어 열로 구성되고 nHK 속도센서가 입력 기어 열 속도를, nO 속도센서가 출력 기어 열 속도를 측정하며, nOL(4-8단에서는 nOH) 회전체 속도와 nHK 속도센서에서 측정되는 속도 차이가 마스터 클러치의 슬립속도에 해당된다.

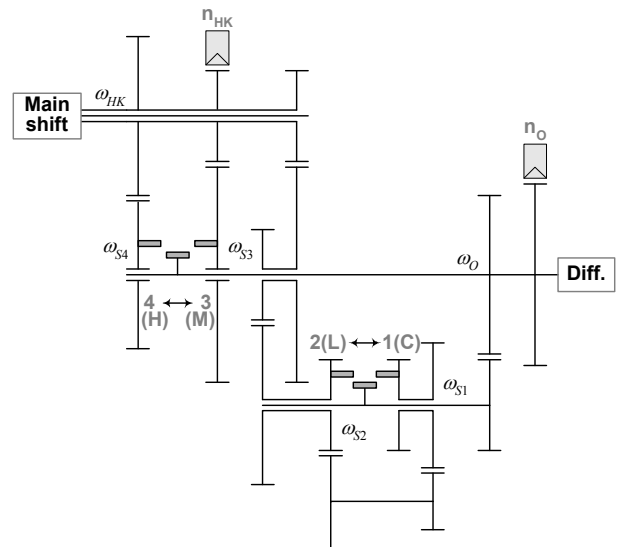


Fig. 3 Range shift gear train

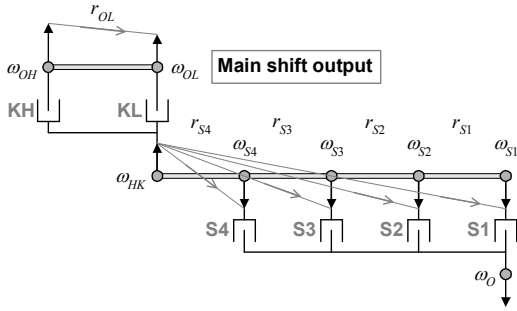


Fig. 4 Velocity diagram of range shift gear train

2.3 유압제어 시스템

주 변속 8단 기어 열의 변속은 유압으로 작동되는 클러치 피스톤에 의해 클러치가 결합 또는 해제됨으로써 이루어지며, 변속 시에는 클러치 피스톤에 작용하는 압력에 따라 마찰 토크가 다르게 나타나므로 변속충격을 감소시키기 위해서는 클러치 피스톤의 압력을 능동적으로 제어하는 유압시스템의 설계가 필수적이다.

자동변속기에서 클러치 압력을 제어하는 유압시스템은 전기적으로 작동되는 솔레노이드 밸브의 종류와 형태에 따라 다양한 방식으로 설계될 수 있는데 TH100 변속기에서는 직접제어형 비례 솔레노이드 밸브(proportional solenoid valve, PSV)를 각 클러치에 적용하여 압력을 제어하는 독립형 방식으로 설계하였다.

Fig. 5는 하나의 클러치 압력을 제어하는 압력제어 모듈에 대한 유압회로이다. 엔진과 직결되어 회전하는 유압펌프에서 토출되는 유량으로부터 릴리프 밸브가 라인압력을 조절하면 비례 솔레노이드 밸브는 코일에 흐르는 전류에 비례하여 라인압력보다 낮은 압력을 제어하여 클러치 피스톤을 작동시킨다. Fig. 6은 유압제어 시스템에 적용된 HYDAC사의 직접제어형 3방향 비례 솔레노이드 밸브이다.⁵⁾

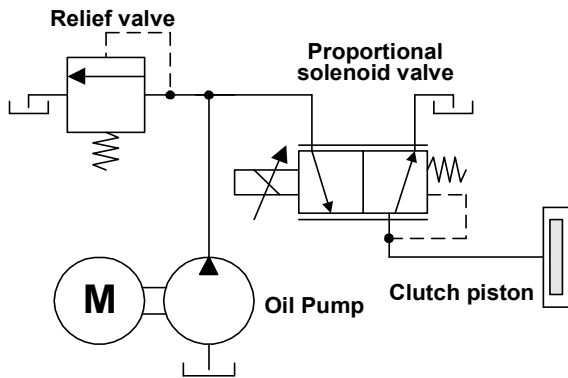


Fig. 5 Dedicated direct type clutch control



Fig. 6 Direct type proportional solenoid valve

상시 저압형(normally low)으로 압력제어 범위가 20bar로 높아 라인압력을 그대로 사용할 수 있고 출구압력이 기계적 방식으로 스프링에 되먹임되는 감압 밸브이다. 따라서 솔레노이드 구동전류만 일정하면 라인압력과 배터리 전원전압에 무관하게 일정한 압력이 제어되므로 안정된 변속제어에 유리한 장점을 갖는다.

2.4 변속 제어기

Fig. 7은 TH100 자동변속기의 변속제어를 위해 개발된 TCU 외형을 나타낸다. 마이크로 컨트롤러는 TI사의 TMS320F2812로 설계하였으며 98핀 커넥터를 통해 입출력되는 신호에 대한 처리기능을 요약하면 다음과 같다.

- 전원관리(power management) 기능
- 32채널 디지털 입력 및 16채널 디지털 출력
- 10채널 비례 솔레노이드 밸브 전류제어
- 5채널 속도 측정 및 7채널 아날로그 입력
- 250K baudrate의 CAN 통신
- 115,200 baudrate의 RS232 통신

본 연구에서는 개발된 TCU에 설계된 변속제어 기능을 펌웨어로 구현하여 실차변속시험을 통해 변속 특성을 분석하고 되먹임 변속제어 파라미터에 따른 변속성능 변화를 연구하였다.

3. 중립-전후진 변속제어 알고리즘

변속레버를 중립에서 전진 또는, 후진으로 조작하였을 때 발생하는 중립-전후진 변속은 속도 클러치, 방향 클러치, 마스터 클러치의 3개 클러치 결합에 의

해 차량이 발진하는 변속과정이다. 중립-전후진 변속은 수동변속으로 TCU에서 운전자의 변속레버 조작을 인식한 후 비례 솔레노이드밸브 전류를 제어하는 shift-by-wire 방식이며, 토크 컨버터가 없으므로 변속이 완료되었을 때 차량이 정지된 상태이면 엔진이 꺼지게 된다. 클러치 결합과정을 살펴보면 비례 솔레노이드밸브에 의해 작동되는 클러치 피스톤이 클러치 플레이트에 맞닿기까지의 충전영역(clutch fill phase), 토크만이 변화되는 토크영역(torque phase), 클러치 결합토크로 인해 속도가 변화되는 관성영역(inertia phase)으로 구분되며 각 영역에서의 변속특성을 고려하여 비례 솔레노이드밸브 전류를 제어해야 한다.⁶⁻⁷⁾

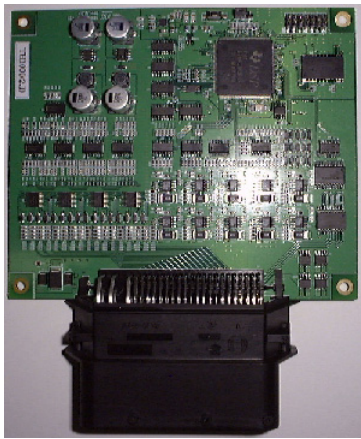


Fig. 7 TCU for TH100

3.1 충전 및 토크영역 개루프 변속제어

충전 및 토크영역에서는 회전속도 변화가 나타나지 않으므로 비례 솔레노이드밸브 전류만을 제어하는 개루프 변속제어만이 가능하다. Fig. 8은 중립-전후진 변속 시 결합되는 속도 및 방향 클러치 2개와 마스터 클러치 압력을 제어하는 비례 솔레노이드 밸브의 기준전류 궤적을 나타낸다. 속도와 방향 클러치 전류궤적은 P1-P5, 마스터 클러치 전류궤적은 M1-M5의 5개 제어점(control point)으로 설계되며, 각 제어점의 변속시간과 기준전류에 따라 기준전류 궤적이 다르게 설계되고 이에 따라 변속특성도 다르게 나타나게 된다. 기준전류궤적은 실차시험을 통해 엔진토크, 차속, 부 변속 단계 따라 다르게 보정(calibration)되어야 한다.

변속이 개시되면 동일한 전류궤적으로 주 변속 기어 열의 속도와 방향 클러치를 우선적으로 결합한 후 부 변속으로 동력을 전달하는 마스터 클러치를 결합하는데 이는 마스터 클러치가 결합되지 않은 상

태에서는 속도와 방향 클러치가 신속하게 결합되어도 변속충격이 발생하지 않으며 마스터 클러치의 토크용량이 크게 설계되어 있으므로 변속충격을 완화하는 클러치 슬립제어에 적합하기 때문이다. Fig. 8에서 M1과 M2는 마스터 클러치의 충전영역 변속데이터로 변속성능에 큰 영향을 미치는데 실차에 탑재된 자동변속기에 대한 클러치 시험을 통해서 시간과 기준전류 값을 동조(tuning)하였다.

Fig. 9는 부 변속이 L일 때 N→F1 개루프 변속시험결과를 나타낸다. 변속이 시작되면 KA와 KC의 속도와 방향 클러치를 먼저 결합하고 이에 따라 주 변속 기어 열 출력속도 nOL이 상승하고 KL 마스터 클러치 결합이 시작되면 nHK가 nOL로 근접하고 갈아지는 시점에서 변속이 완료된다. N→F1 변속에서

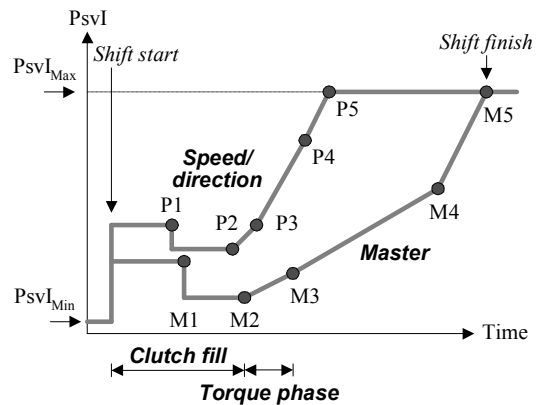


Fig. 8 Reference current profile for N→F/R shift

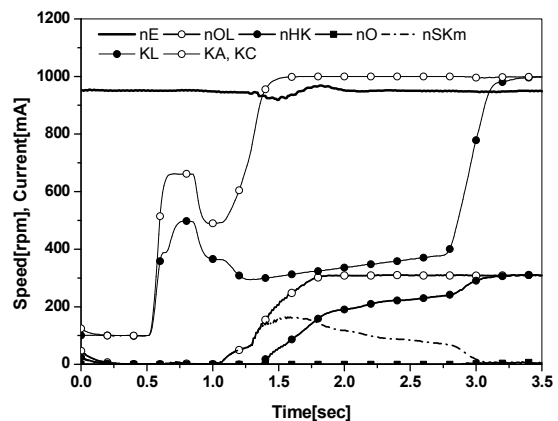


Fig. 9 N→F1[L] shift

마스터 클러치의 슬립속도를 살펴보면 주 변속 기어 열 결합이 완료되면 최댓값에 도달한 후 마스터 클러치가 결합됨에 따라 영으로 수렴하게 됨을 알 수 있다. 관성영역에서 KL 전류 기울기가 완만하므로

마스터 클러치 슬립속도는 약 1.4초 동안 유지되며 변속이 종료되는 시점에서 다소 급하게 결합되므로 양호한 변속이라 볼 수 없다.

3.2 관성영역 페루프 변속제어

변속충격의 원인은 짧은 시간동안에 기어 비가 변화됨에 따라 발생하는 급격한 속도변화이다. 따라서 안정적이면서 양호한 변속품질을 구현하기 위해서는 변속 중에 나타나는 속도변화를 일정하게 유지해야 한다. 관성영역에서는 클러치 마찰토크로 인하여 속도변화가 나타나므로 속도변화의 기준 값을 추종하는 되먹임 변속제어가 가능하다.

일반적으로 승용차용 자동변속기에 적용되는 페루프 제어기법은 토크 컨버터의 터빈 각가속도를 되먹임 하는 방식이지만 트랙터 자동변속기에는 토크 컨버터가 없으므로 마스터 클러치 슬립속도가 일정한 기울기로 변화되도록 페루프 변속제어기를 설계하였다. 중립-전후진 변속에서 세부적인 페루프 변속제어 기법은 다음과 같다(Fig. 10 참조).

(1) 관성영역 개시시점 판정

페루프 변속제어가 적용되는 관성영역 개시시점은 마스터 클러치 슬립속도($nSKm$)가 최대인 시점으로 속도 및 방향 클러치는 결합되고 마스터 클러치는 해제된 상태이다. 관성영역 개시시점 판정은 속도 및 방향 클러치 기준전류가 결합상태의 전류인 $PsvIMax$ 에 도달하고 $IpdT$ 의 시간이 경과된 이 후부터 슬립속도가 최대값보다 $nSKmD$ 만큼 감소되는 시점으로 설계하였다.

(2) 슬립 기준속도($nSKmRef$) 궤적

관성영역 페루프 제어에서 마스터 클러치 슬립 기준속도는 목표 변속시간($ShfT$)으로 설계하였다. 즉, 관성영역 개시시점($IpsT$)에서 측정된 슬립속도가 목표 변속시간만큼 경과된 시점($IpeT$)에서 영이 되도록 슬립 기준속도가 연산된다. 목표 변속시간이 길수록 변속충격이 저하되는 특성을 나타내지만 내구성능에 영향을 미치는 슬립시간을 고려하여 적절하게 설정하여야 한다.

(3) 슬립속도 제어

$IpsT \leq t \leq IpeT$ 의 관성영역에서는 속도 및 방향 클러치는 결합이 완료된 상태이므로 마스터 클러치만으로 변속이 제어되며, 마스터 클러치 슬립 기준속도와 슬립속도와의 오차로부터 연산된 비례 슬레노이드밸브 기준전류를 이용하여 페루프 변속제어를

수행한다. Fig. 11은 슬립속도오차에 대해 비례제어로 연산된 기준전류 $(iRef)_{FB}$ 과 개루프 기준전류 궤적의 $(iRef)_{OP}$ 성분이 더해져 기준전류가 연산되는 블록선도를 나타낸다. 페루프 변속제어가 시작되는 관성영역 개시시점에서는 슬립속도오차가 영이므로 $(iRef)_{FB} = 0$ 이다. 변속 단에 따른 슬립속도 연산식과 페루프 변속제어 파라미터의 설정범위는 다음과 같다.

1-4단(KL 클러치 제어): $nSKm = nOL - nHK$

5-8단(KH 클러치 제어): $nSKm = nOH - nHK$

$$= nOL / r_{OL} - nHK$$

$nSKmD$: 10, 20, 50, 100rpm

$IpdT$: -0.2, 0.1, 0, 0.1sec

$ShfT$: 0.4, 0.6, 0.8, 1sec

Kp : 0-2.5mA/rpm with 0.01 resolution

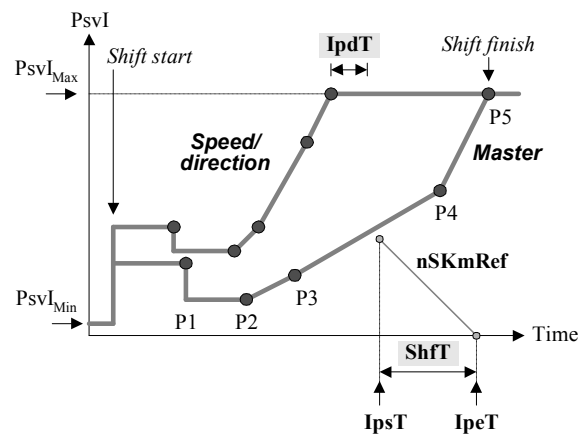


Fig. 10 Feedback parameters for N→F/R shift

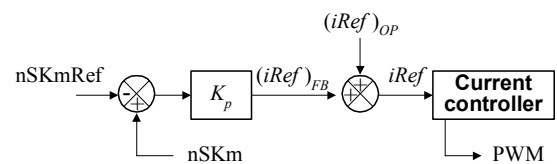


Fig. 11 Block diagram of feedback shift control

4. 실차 변속시험

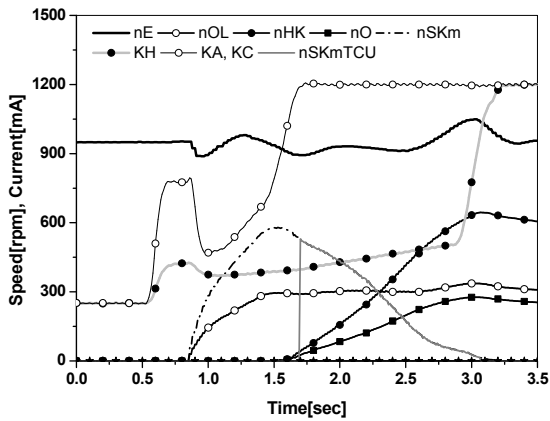
중립-전후진 변속에 대하여 설계된 페루프 변속제어기법의 성능과 변속제어 파라미터의 영향을 확인하기 위하여 TH100 변속기가 탑재된 트랙터를 대상으로 실차시험을 실시하였다.

Fig. 12는 부 변속이 M일 때 N→F5 변속시험으로 (a)는 개루프 변속을, (b)는 관성영역에서 슬립속도

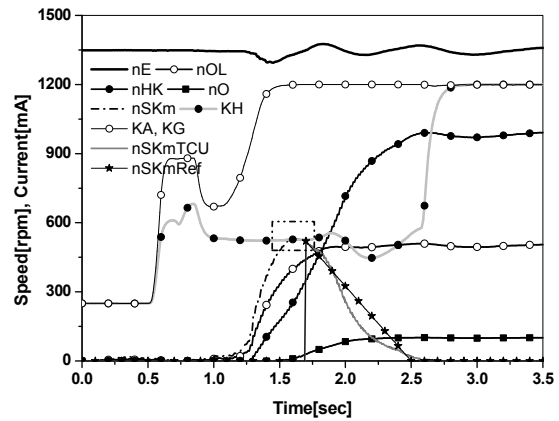
를 되먹임 하는 페루프 변속의 결과를 나타낸다. 그림에서 nSKm은 실차시험 결과로부터 후처리 연산된 KH 클러치 슬립속도를, nSKmTcu는 TCU에서 실시간으로 연산된 슬립속도를 의미한다. (a)에서 TCU는 속도 및 방향 클러치가 결합된 후 최대 슬립속도에서 10rpm 저하되는 시점을 관성영역개시 시점으로 판정하지만 개루프 제어로 변속이 진행되므로 KH 전류는 개루프 기준전류를 인가하여 변속을 진행한다. 관성영역에서 KH 기준전류의 기울기가 완만하여 KH 클러치가 느리게 결합되므로 변속품질은 양호하지만 슬립이 발생하는 변속시간은 약 1.3초로 길어지게 된다. (b)는 (a)와 동일한 변속조건에서 $K_p = 1.84\text{mA/rpm}$, $\text{ShfT} = 0.6\text{sec}$ 의 변속제어 파라미터가 적용되어 관성영역에서 슬립 기준속도를 추종하도록 KH 전류가 증가하여 변속시간이 0.6초에 근접함을 알 수 있다. KH 클러치가 결합될 때 페루프 변속제어 시의 엔진속도 변화가 크게 나타나므로 개루프 변속제어에 비하여 변속충격은 다소 클 것으

로 예상되지만 이는 변속시간을 0.6초로 짧게 설정하였기 때문이며 변속시간을 0.8초 또는 1초로 설정하면 변속품질 개선이 가능하다. 페루프 변속제어는 변속제어 파라미터 설정을 통해 변속품질과 내구성능 조절이 가능하고 변속조건이 변화되어도 되먹임을 통해 일정한 변속성능을 유지하는 것이 가능한 장점이 있다.

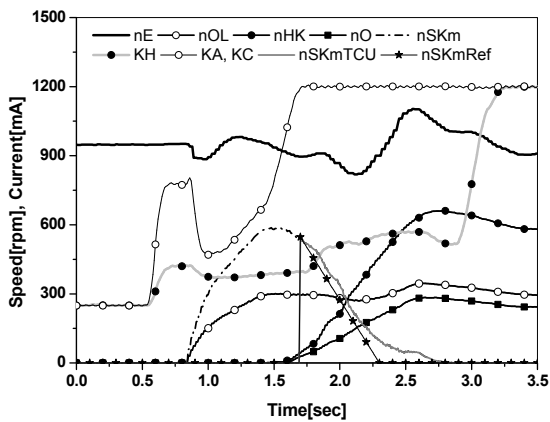
Fig. 13은 엔진속도가 1,350rpm으로 높은 상태에서 부 변속 L, N→R5 변속시험결과로 변속제어 파라미터는 $K_p = 1\text{mA/rpm}$, $\text{ShfT} = 0.8\text{sec}$ 이고 관성영역 개시시점을 판정하는 nSKmD=10rpm이다. (a)는 관성영역 개시시점에 대한 판정이 정상적으로 이루어져 페루프 변속제어가 시작되지만 (b)는 속도측정 잡음이 10rpm보다 커서 속도 및 방향 클러치가 완전히 결합되지 않은 상태에서 관성영역 개시를 판정하는 오류가 발생하게 된다. 이에 대한 보완책으로는 nSKmD=20rpm으로 설정할 수도 있지만 이러한 경우에는 관성영역 개시시점에 대한 판정이 지연될 수



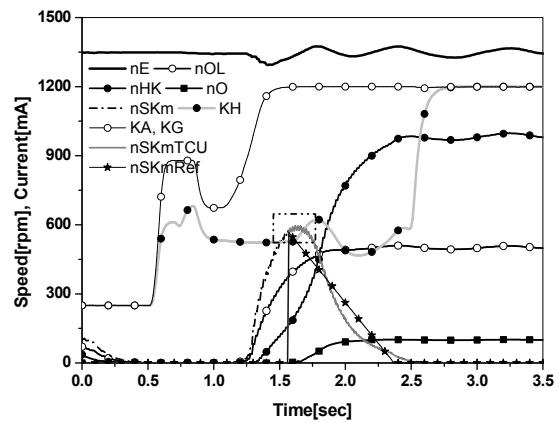
(a) Open-loop control



(a) Normal



(b) Closed-loop control



(b) Abnormal due to noise

Fig. 12 N→F5[M] shift

Fig. 13 Inertia phase detection in N→R5[L] shift

있으므로 $n_{SKmD}=10rpm$ 의 관성조건을 연속적으로 2회 충족하는 경우로 설계를 변경하였다. Fig. 13에서는 KH 슬립속도가 10rpm이하이면 KH 전류를 결합 전류로 상승시키면서 변속을 조기 종료하는 기능이 적용된 변속이다.

Fig. 14는 $nE=1,140rpm$, 부 변속 L, N→F8 변속시 험결과로 $K_p = 2mA/rpm$, Shift = 1sec이다. 개루프 제어구간에서 KH 클러치 전류가 커서 KH가 빠르게 결합되고 KH 슬립속도에 의한 관성영역 개시시점에 대한 관성이 지연됨에 따라 페루프 변속제어에 의한 효과가 크지 않음을 알 수 있다. 따라서 페루프 변속제어가 원활하게 작동하기 위해서는 충전 및 토크영역에 대한 개루프 전류제어의 적절한 설계가 선행되어야 한다.

Fig. 15는 $nE=1,400rpm$, 부 변속 M에서 R5로 주행하다 변속레버를 중립으로 전환한 후 다시 신속하게 전진으로 조작하였을 때 발생하는 N→F5 변속시 험결과이다. R5에서 중립으로 변속레버를 변경하면

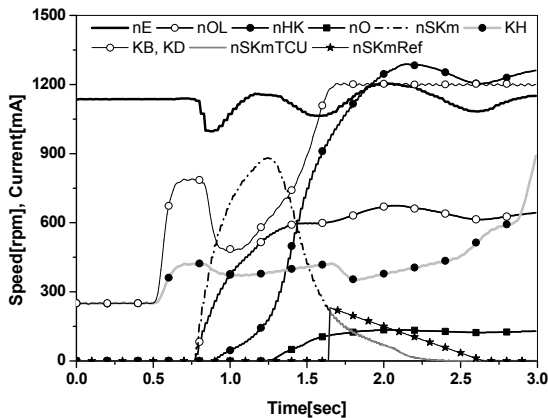


Fig. 14 N→F8[L] shift

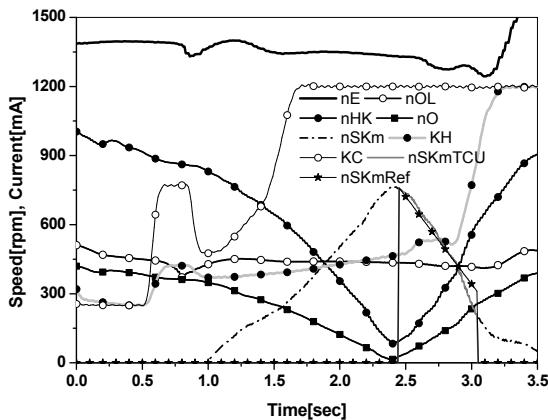


Fig. 15 N→F5[M] shift during coasting

KG와 KH 클러치는 신속하게 해제되지만 KA 속도 클러치는 일정 시간동안 결합된 상태를 유지하고 이 시간동안에 변속레버가 전진으로 전환되면 KA 클러치는 결합을 유지한 상태에서 KC와 KH 클러치만을 제어하여 N→F5 변속을 진행한다. 차량이 정지된 상태에서의 N→F5 변속과 달리 주행속도가 후진에서 전진으로 변화되어야 하므로 관성영역에 도달하는 시간이 지연되고 이에 따라 페루프 변속제어가 적용되는 시간이 짧아져 변속품질 개선효과가 작아짐을 알 수 있다. 따라서 차량 주행 중 중립-전후진 변속은 관성영역 개시시점을 앞당기기 위한 개루프 전류제어에 대한 보완이 필요할 것으로 판단된다.

5. 결 론

건설기계 및 농기계용 차량은 대부분 작업과 주행을 병행하므로 근래에는 운전자 편의성이 높은 자동 변속기의 탑재가 일반화 되고 있으나 국내 완성차 업체는 생산대수가 많지 않고 기술수준이 낮아 전자 제어방식의 자동변속기는 현재 전량 수입에 의존하고 있다. 그러나 자동변속기 국산화 개발과 관련하여 10여년에 걸쳐 수행된 국책 및 민간개발 사업을 통해 축적된 기술을 바탕으로 조만간 국산화된 자동 변속기가 양산될 것으로 예상된다.

본 연구에서는 90kW급 농업용 트랙터 탑재를 목표로 개발된 TH100 자동변속기를 대상으로 동력전달 특성을 결정하는 기어 열, 유압제어 시스템, 엔진 및 주행부하 특성을 분석한 후 이를 바탕으로 중립-전후진 변속에서 변속품질을 개선시킬 수 있는 페루프 변속제어기법을 제안하고 TCU 펌웨어로 구현하여 실차시험을 통해 성능을 검증하였다. 페루프 변속 제어는 관성영역에서 주 변속과 부 변속을 연결하는 마스터 클러치의 슬립속도가 기준속도 궤적을 추종하도록 비례 솔레노이드밸브 전류를 조절하는 되먹임 방식으로 설계하였으며 페루프 변속제어 파라미터가 변속성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 실차시험결과 마스터 클러치 슬립속도가 기준속도궤적을 추종하는 성능이 양호하므로 페루프 변속제어를 통해 변속품질 개선이 가능하고 다양한 변속조건에서 페루프 변속제어가 적절한 성능을 발휘하기 위해서는 개루프 기준전류제어의 설계가 중요함을 확인하였다.

향후에는 페루프 변속제어의 적용범위를 확대하여 상향 및 하향 기어변속과 변속레버 전환에 따른 전

후진 셔틀변속에도 적용될 수 있는 방안을 도출하여 건설기계 및 농기계용 자동변속기의 변속품질 향상을 도모할 예정이다.

References

- 1) G. H. Jung, B. H. Cho and K. I. Lee, "A Study on the Dynamic Analysis of EF-Automatic Transmission and the Linearized Model of Turbine Dynamics during inertia phase", Transactions of KSAE, Vol. 7, No. 3, pp.145-154, 1999.
- 2) G. H. Jung, B. H. Cho and K. I. Lee, "Shift Control Method for EF-Automatic Transmission with Proportional Control Solenoid Valve", Transactions of KSAE, Vol. 7, No. 4, pp.145-154, 1999.
- 3) G. H. Jung, C. D. Jung and S. H. Park, "Calibration Method for Clutch Fill Phase Shift Data in Automatic Transmission", 2015 Spring Conference on Drive and Control, pp.133-139, 2015.
- 4) Howard L. Benford and Leising, M, "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis", SAE 810102, 1981.
- 5) HYDAC, 3-Way Proportional Pressure Reducing Valve Speel Type PDMC05S30A-50 datasheet, 2013.
- 6) Fereydoon Jamzadeh, Tung-Ming Hsieh and Keith Struthers, "Dynamic Simulation Modeling for Heavy Duty Automatic Transmission Control Development", SAE922441, 1992.
- 7) G. H. Jung and K. I. Lee, "A Research on Shifting Controller Development of a Automatic Transmission for Construction Vehicles", Transactions of KSAE, Vol. 10, No. 2, pp.234-242, 2002.