

PSD322-Axle형 지게차 자동변속기의 변속제어

권순기*, 최시영⁺, 권기령⁺, 한승우⁺⁺
(논문접수일 2009. 07. 21, 심사완료일 2009. 09. 26)

Shifting Control Method for Automatic Transmission of PSD-Axle Forklift

Soon-Ki Kwon*, Si-Young Choi⁺, Gi-Ryung Kwon⁺, Seung-Woo Han⁺⁺

Abstract

A forklift (also called a lift truck) is a powered industrial truck that is used to lift and transport materials. It has become an indispensable piece of equipment in manufacturing and warehousing operations. The modern forklift is equipped with automatic transmission to meet the requirement of loading and easy operation of the vehicle. This paper proposes the design of TECU(Transmission Electronic Control Unit) which is applied to PSD322-Axle transmission. Garofalo's control technique is generally used to the automatic transmission. We consider the work quality and market requirement that does not want to control engine throttle. This paper proposes new controller system which guarantees efficient speed changes with simple system. This new system does not control the engine throttle spontaneously. But it has the load of engine and vehicle as a maximum disturbance. The scope of the disturbance is limited to the stall area of the torque converter. This paper proposes a ideal control commander that converges relative velocity of the input and output of a clutch into a zero. We design linear controller to execute the idea control commander. We applied the control algorithm to the forklift of PSD322-Axle type and the performance of this controller was verified.

Key Words : Forklift(지게차), Automatic Transmission(자동변속기), Upshift(상향변속), Shifting Control(변속제어)

1. 서론

지게차는 작업현장에서 적재물을 포크로 들어 올리거나

내리는 작업을 거쳐 운반하는 작업을 수행하는 차량으로 작업시 운전자는 빈번하게 전,후진 주행을 반복적으로 수행하여야 할 뿐만 아니라 포크를 동시에 조작하여야 하므로 효

* 호서대학교 산학협력단 (skkwon@unitel.co.kr)
주소: 336-795 충남 아산시 배방읍 세출리 165
+ 아베스 코리아
++ (주) 우영유압

올적인 작업을 수행하기 위하여 변속조작이 간편한 자동변속기의 장착이 요구된다.

본 연구에서는 지게차용 PSD322-Axle 자동변속기를 대상으로 한 TECU(Transmission Electronic Control Unit) 설계에 필요한 변속감 제어기법을 제안한다.

일반적으로 자동변속기를 적용하기 위해서는 Garofalo⁽⁴⁾가 제안한 제어기법을 이용하게 되는데 본 논문은 지게차의 작업특성과 시장성을 고려하여 엔진 스로틀을 제어하지 않고 시스템을 단순화하여 변속성능을 보장하는 제어기를 고안하였다. 본 논문의 시스템은 엔진 스로틀을 능동적으로 제어하지 못하여 엔진과 차량부하를 최대 외란으로 갖는 시스템을 새롭게 정의하였으며, 외란의 범위는 토크컨버터의 스톨영역으로 한정하였다. 클러치 입출력 상대속도를 수렴하게 하는 이상적인 제어명령을 제안하였으며 이를 추종하는 선형 제어기를 설계하였다. 간략화된 시스템으로부터 유도된 제어 알고리즘은 PSD322-Axle형 지게차에 적용하여 성능을 검증하였다.

본 논문은 클러치를 기준으로 한 간단한 시스템으로부터 외란을 이겨내는 강건한 선형제어기를 설계함으로써 넓은 영역에서 우수한 변속감 성능을 보이는 제어기를 제안한다. 향후 디어나모와 실차 시험을 통해 이론의 타당성을 검증할 예정이다.

2. PSD322-Axle 자동변속기

2.1 PSD322-Axle

지게차의 변속기는 다년간 그 형상과 구조를 변경하지 않고 재생산되어 왔다. PSD322-Axle은 기존의 변속기의 단점을 보완한, 경량화, 컴팩트한 사이즈구성, 장착성 및 정비성 등의 향상을 이룬 신형 변속기이다.

Fig. 1은 PSD322-Axle의 형상을 나타낸다. 변속을 위한

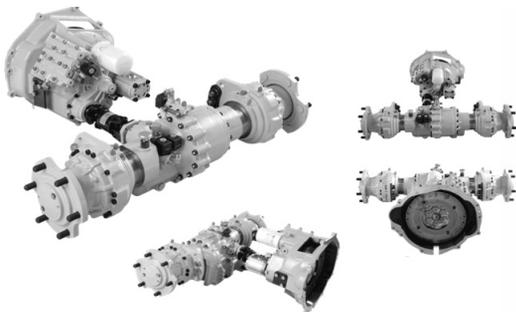


Fig. 1 PSD322-Axle

클러치는 전진, 후진, 1단, 2단 4개로 구성된다. 4개의 On/Off 솔레노이드 밸브와 1개의 비례제어 솔레노이드 밸브(Proportional Control Solenoid Valve)로 구성되어, 변속단을 구성하기 위해서는 4개중 2개의 클러치가 결합함으로써 변속레버의 변속단을 결정하게 된다. Table 1에서 보듯이 전진 2단일 경우 전진, 2단 클러치가 결합되고 동력을 전달하여 변속이 이루어진다. 전후진 클러치는 1,2단 클러치보다 먼저 유로가 개방되게 하는 구조로써 변속제어 알고리즘이 담긴 TECU측에서는 1,2단 유로의 압력을 비례제어 밸브를 조절하는 것으로 변속단 및 변속감 제어를 가능하게 한다.

3. 클러치

3.1 클러치

클러치 팩은 시스템에서 전달되는 토크를 허용하거나 제한하고, 클러치가 접촉 될 때의 움직임과 클러치 토크를 결정하기 위한 클러치 판의 힘을 결정한다. 클러치의 움직임은 피스톤 힘의 균형으로부터 결정되고, 클러치 토크는 클러치 판의 힘, 마찰재의 특성, 그리고 스플라인 마찰력에 의해 전달된다. 클러치의 회전관성은 클러치가 접촉될 때와 해제될 때로 나뉘어 해석된다. 디스크의 수직력은 작동 피스톤의 수압 면적에 작용하는 압력과 스프링의 압축력에 의한 반력으로 결정되며, 유압에 의한 제어 요소의 마찰 토크는 식 (1)과 같다.⁽¹⁾

$$T_c = \mu \cdot n \cdot r_e \cdot [F_p - F_s] \quad (1)$$

여기서 T_c 는 클러치 토크 용량이고, μ 와 n 은 마찰재의 마찰계수와 마찰면의 수이다. r_e 는 유효 토크 반지름(effective torque radius)이며 식 (2)와 같다.

$$r_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_{co}^3 - r_{ci}^3}{r_{co}^2 - r_{ci}^2} \quad (2)$$

Table 1 Clutch Operation for Each Gear

Select lever Position	F/C	R/C	1 ST /C	2 ND /C
F2	⊙			⊙
F1	⊙		⊙	
N	-	-		
R1		⊙	⊙	
R2		⊙		⊙

r_{ci}, r_{co} 는 마찰재의 내,외측 반지름이다. F_p 는 피스톤에 작용하는 수직력이다.

$$F_p = A_p \cdot P_p \quad (3)$$

$$A_p = \pi(r_{po}^2 - r_{pi}^2) \quad (4)$$

여기서 A_p 는 피스톤의 면적이며 P_p 는 피스톤의 압력이고 r_{pi}, r_{po} 는 피스톤의 내,외측 반지름이다. F_s 는 리턴 스프링(return spring)의 반력으로 클러치 제어 요소의 해방시 디스크의 플레이트를 원활하게 분리되도록 하며, 식 (5)와 같다.

$$F_s = k \cdot x \quad (5)$$

k 는 스프링 탄성계수이며, x 는 이동거리이다.

3.2 최소 클러치 토크용량

식 (1)에 기술한 클러치 토크용량은 피스톤 압력이 최대일 때, 선정된 마찰재의 특성에 따라 최대 토크용량($T_c = T_{c-max}$)을 가진다. 그리고 입력축 샤프트와 출력축샤프트의 상대 토크의 크기에 따라 클러치가 결합되기 위한 최소토크($T_c = T_{c-min}$)가 존재한다. 변속시 부드러운 변속(smooth shift)과 거친 변속(harsh shift)의 차이는 토크의 최고치에 큰 차이가 있는 것이 아니고, 체결시 토크의 급격한 변화가 핵심요소이다.⁽²⁾ 즉, 토크의 변화량이 부드럽고 연속적으로 변화하며, 제한된 변속 시간내에 완만한 토크 변화량을 가지려면 최소토크범위에서 최소한의 압력으로 피스톤을 밀어 결합시키는 것이 변속충격을 줄이는 방법이다.

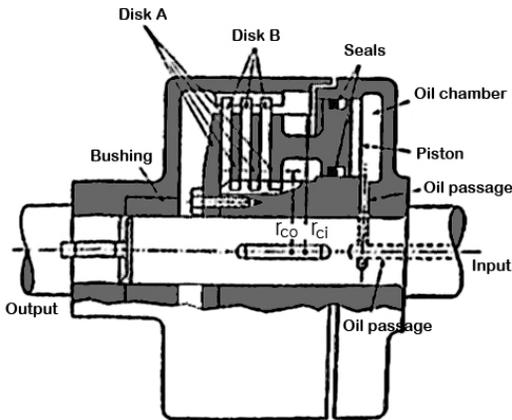


Fig. 2 다판 클러치 구조

4. 시스템 모델링

Fig. 3는 단순화한 차량 시스템을 나타내며, 시스템을 간소화하기 위해 축 샤프트는 완전강체라 가정하면,

$$I_e \dot{w}_e = T_e - T_c \quad (6)$$

$$I_c \dot{w}_c = T_c - i T_{load} \quad (7)$$

과 같으며, 여기서 I_e, I_c 는 엔진과 클러치 축의 관성모멘트이며, w_e, w_c 는 엔진과 클러치의 회전속도, T_e, T_c 는 엔진과 클러치의 토크, T_{load} 는 차량부하토크, i 는 전체 감속비이다. 여기서 i 는

$$i = i_g \cdot i_d \quad (8)$$

이며, i_g, i_d 는 기어박스 감속비, 최종 감속비이다. T_{load} 는

$$T_{load} = R_t \cdot F_{load} \quad (9)$$

$$F_{load} = F_{rr} + F_{ad} + F_{hc} \quad (10)$$

이며, R_t 는 타이어 반지름, F_{rr}, F_{ad}, F_{hc} 는 각각 구름저항, 공기역학적 저항, 등판저항이다. 각 저항력은

$$F_{rr} = \mu mg \cdot \cos\theta \quad (11)$$

$$F_{ad} = \frac{1}{2} C_d \rho A_v v^2 \quad (12)$$

$$F_{hc} = mg \cdot \sin\theta \quad (13)$$

이며, μ 는 구름저항계수, m 차량 질량, θ 등판기울기, C_d 공력계수, ρ 공기밀도, A_v 차량전면면적, v 차량속도이다.

상대각속도 w_f 를 아래와 같이 정의하면,

$$w_f = w_e - w_c \quad (14)$$

이며, 식 (6), (7)을 상대 각속도에 대한 식으로 나타내면

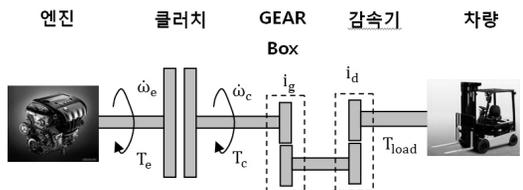


Fig. 3 시스템

$$\dot{w}_f = \frac{T_e}{I_e} + \frac{iT_{load}}{I_c} - \frac{I_e + I_c}{I_e I_c} T_c \quad (15)$$

이다. 여기서 $A=1/I_e$, $B=i/I_c$, $C=(I_e + I_c)/I_e I_c$ 로 두면,

$$\dot{w}_f = AT_e + BT_{load} - CT_c \quad (16)$$

가 된다.

5. 최대 외란을 갖는 시스템

식 (15)에서 $T_e=0$, $T_{load}=0$ 일 때, 상대각속도 w_f 는 클러치 토크 T_c 의 1차 시스템이다. $T_c>0$ 면 시스템은 안정하다. 그러므로 식 (15)의 시스템은 T_e, T_{load} 를 외란으로 갖는 1차 시스템으로 본다. 스로틀 입력 β 와 외란 T_e, T_{load} 는 변속을 하는 짧은 시간동안 일정한 값을 갖는다고 가정하고 특정 외란의 범위를 만족하는 강건한 제어를 설계해보자.

엔진 토크는 스로틀 개도량 β 와 엔진회전속도 w_e 에 의해 결정되므로,

$$T_e = T_e(\beta, w_e) \quad (17)$$

이며, 엔진회전속도 w_e 에 대한 토크 변화량은 스로틀 개도량 β 에 대한 토크 변화량보다 상대적으로 작으므로 이를 무시하고, β 에 대한 함수라 가정하며 식 (17)은

$$T_e = (T_e)_{\max}\beta \quad (18)$$

와 같이 간략화 할 수 있다. $(T_e)_{\max}$ 는 엔진 최대 토크값이며, β 의 범위는 $\beta_{idle} \sim \beta_{\max}$ 이 된다. β_{idle} 는 아이들링 엔진 스로틀이며, $\beta_{\max}=1$ 로 풀 스로틀일 때 값이다.

Fig. 3의 시스템에서 간략화를 위해 토크 컨버터를 제외하였지만, 엔진과 클러치 사이에 토크 컨버터가 존재할 경우 클러치 축과 맞닿는 축은 토크컨버터 터빈 축이 된다. 토크

컨버터는 복잡한 비선형 방정식으로 유도 할 수 있지만, 결과적으로 임펠러축과 터빈축의 회전속도차에 의해 스톨영역에 도달하기 까지 엔진의 토크 출력을 최대 2~4배까지 높여 준다. 그러므로 토크 컨버터의 토크 전달은 엔진토크를 N배 높여주는 간단한 시스템으로 정의한다. 외란의 범위는 일정하다고 가정하였지만 토크컨버터에 의해 변속과정 중 토크는 최대 N배 증가하게 된다. 식 (18)에서 토크 컨버터가 포함된 엔진 출력은

$$T_e = N(T_e)_{\max}\beta \quad (19)$$

로 간단히 나타낼 수 있다. 그러므로 β 가 일정할 때 엔진토크에 의한 외란은 다음 범위를 갖는다.

$$(T_e)_{\max}\beta \leq T_e \leq N(T_e)_{\max}\beta \quad (20)$$

클러치축에 작용하는 차량부하토크 T_{load} 는 식 (20)의 입력 범위와 동일한 값을 갖게 된다. 엔진의 토크를 차축으로 전달하는 것이므로, 차량부하토크 범위가 토크컨버터의 최대 출력 토크를 범위를 벗어나는 영역에 대하여, 즉, 토크컨버터 스톨이 일어나는 범위는 무시하기로 한다. 그러면 최대 차량부하토크는 엔진 토크 출력 범위와 같은 입력 범위를 갖는다.

$$iT_{load} = N(T_e)_{\max}\beta \quad (21)$$

$$iT_{load}(m_{\min}, \theta_{\min}) \leq iT_{load} \leq N(T_e)_{\max}\beta \quad (22)$$

그러므로 β 가 일정할 때 엔진토크와 차량부하 토크가 가질 수 있는 최대 외란은 식 (19), (21)과 같으므로 식 (15)는

$$\dot{w}_f = C\{N(T_e)_{\max}\beta - T_c\} \quad (23)$$

와 같다. 클러치가 완전히 결합할 때 $\dot{w}_f=0$, $w_f=0$ 이므로 식 (23)의 시스템에서 클러치 토크는

$$T_c > N(T_e)_{\max}\beta \quad (24)$$

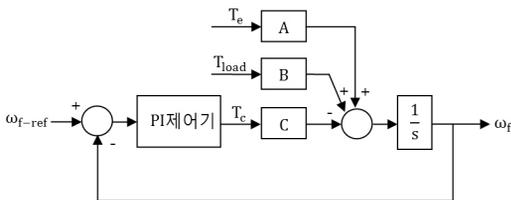


Fig. 4 외란을 갖는 제어 시스템

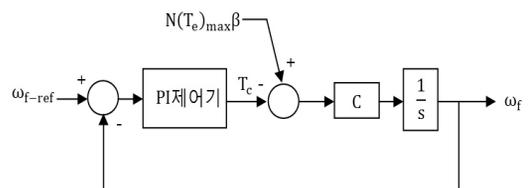


Fig. 5 최대 외란을 갖는 제어 시스템

일때 시스템은 안정하다.

6. 제어기 설계

6.1 외부루프 설계 - 기준명령

외부루프는 내부루프로 기준명령을 생성하여 제어기가 이를 추종할 수 있는 신호를 생성하는 역할을 한다. 기준명령은 상대각속도 명령이 되며 이를 w_{f-ref} 로 정의한다. 상대각속도 명령(w_{f-ref})은 3.2에서 언급하였듯이 클러치 토크 변화가 부드럽고 연속적일 수 있도록 각속도 변화곡선을 생성하여야 하며, 상대각속도는 클러치 결합시 0이 되어야 한다. 이를 만족하는 역 시그모이드(sigmoid)함수를 아래와 같이 결정하였다.

$$w_{f-ref} = w_{f0} \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + \exp^{-a \cdot \left(\Delta t - \frac{t_s}{2} \right)}} \right) \quad (25)$$

w_{f0} 는 변속 시작시점의 초기 상대각속도, a 는 함수의 기울기 결정인자이며, Δt 는 클러치 접합부터 종료까지 변속 시간이며, t_s 는 변속 제한시간이다. Fig. 6은 상대 각속도 기준명령의 예로써, $w_{f0}=10 \text{ rad/s}$, $\Delta t=0\sim 10 \text{ s}$, $t_s=10 \text{ s}$, $a=1$ 인 역 시그모드 그래프이다. 5 s부터 15 s 사이에 기준 명령 신호를 출력한다. 그래프에서 알 수 있듯이 초기 상대각속도를 기준으로 부드럽고 연속적으로 속도 변화가 되도록 되었으며, 변속완료 시점에 상대 각속도가 0이 된다. Fig. 7는 그때 상대 각속도 변화량 명령을 출력한 것이다.

변속을 위해 클러치는 이착한 뒤 부착하는 과정을 거친다. 이착시 엔진은 무부하 상태가 되며 엔진 RPM은 급격히 상승하게 된다. 식 (25)의 초기 상대각속도 w_{f0} 가 스로틀 개도량 β 에 의해 각속도를 갖으며 회전 속도가 증가하는 가변 상태가 된다. 이것은 제어기 추종오차가 갑작스럽게 증가시켜 큰 변속충격을 일으키며 결합되는 증상이 나타나므로 아래와 같이 수정하였다.

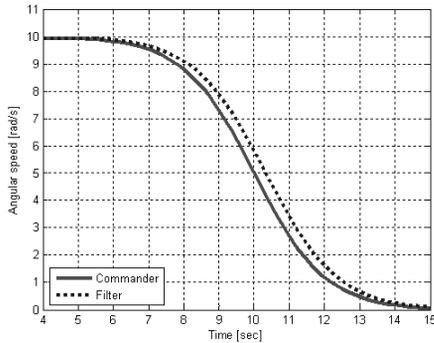


Fig. 6 Angular Speed Commander

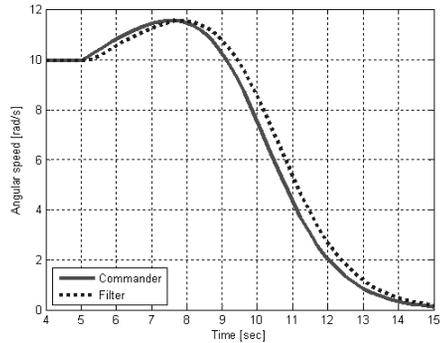


Fig. 8 Angular Speed Commander

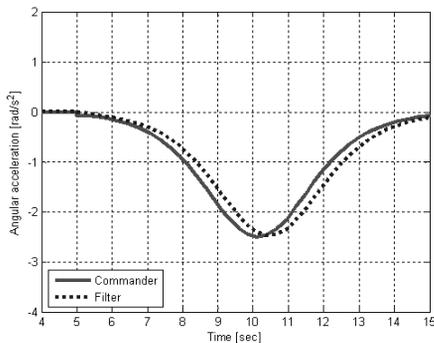


Fig. 7 Angular Acceleration Commander

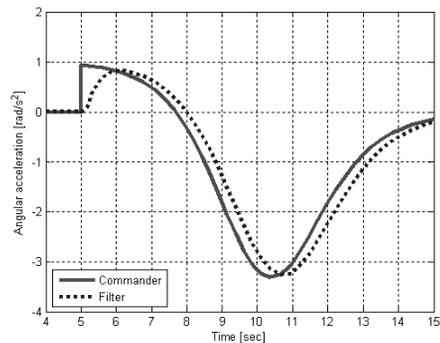


Fig. 9 Angular Acceleration Commander

$$w_{f-ref} = w_f \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + \exp^{-a \cdot \left\{ \frac{\Delta t - t_s}{2} \right\}}} \right) \quad (26)$$

변속이 이루어지는 최초 상대각속도(w_{f0})가 아닌 현재 상대각속도(w_f)로 교체하였다. 식 (26)는 Δt 가 t_s 로 증가함에 따라 w_f 와 무관하게 수렴하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 8과 Fig. 9는 식 (26)에 의해 수정된 기준명령을 그래프로 나타내었다.

그래프에서 알 수 있듯이 각가속도는 1 rad/s^2 이며, 변속 초기인 5 s에서 8 s까지 상대 각속도가 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 변속 완료시간이 15 s에 상대 각속도 0이 되는 것을 알 수 있다. Fig. 8를 보면 변속초기 5 s에서 각가속도가 갑자기 증가하여 불연속적인 명령을 출력하는 것을 알 수 있다. 이를 해결하기 위해 기준명령의 출력단에 2차 명령 필터를 적용하여 부드럽고 연속적인 신호가 생성되도록 하였다. 선정된 2차 필터는

$$w_{ff} = \frac{w_n^2}{s^2 + 2\xi w_n + w_n^2} \cdot w_{f-ref} \quad (27)$$

이다. 여기서, ξ 는 감쇠비(damping ration)이며, w_n 은 비감쇠 고유주파수(undamped natural frequency)이다.

Fig. 5~Fig. 8는 $\xi=1$, $w_n=6$ 을 넣어 출력한 결과이다. Fig. 5에서 보면 필터를 통과한 신호는 이전에 비해 부드럽고 연속적인 각가속도 명령을 출력한다.

6.2 내부루프 설계 - PI제어기

2차 필터를 통과한 기준명령 w_{ff} 와 실제 상태 각속도 w_f 의 차를 e 로 정의한다.

$$e = w_{ff} - w_f \quad (28)$$

식 (23)의 피스톤 압력(P_p)대한 PID제어기는

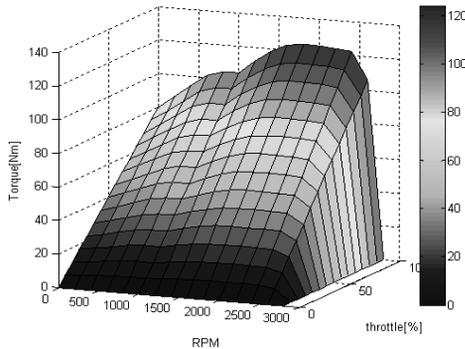


Fig. 10 Engine Torque Map

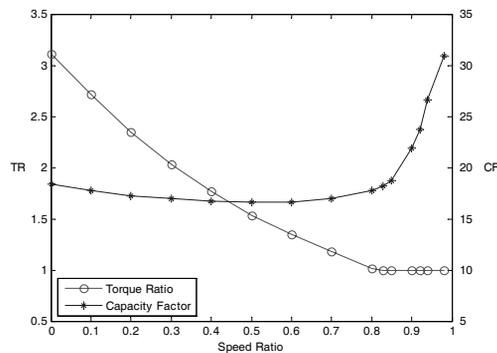


Fig. 11 Torque Converter Steady-State Curve

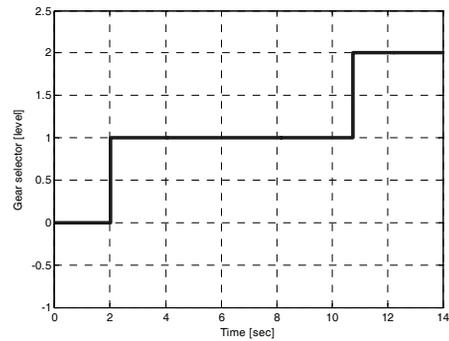


Fig. 12 Gear Selector Input

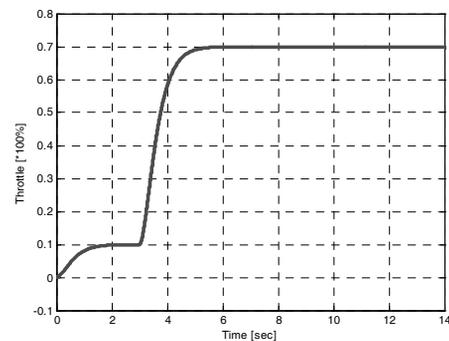


Fig. 13 Throttle Input (β)

$$(P_p)_{PID} = K_p e + K_d \dot{e} + K_i \int e dt \quad (29)$$

여기서 K_p 는 P계인(gain), K_d 는 D계인, K_i 는 I계인이다. 시뮬레이션 응답 특성에서 클러치 압력은 각가속도 응답량인 \dot{e} 에 매우 민감한 것을 확인 하였다. 급격한 과도응답은 변속속에 매우 나쁜 성능을 야기하므로 식 (29)에서 D제어기는 제외하고, PI제어기만 사용하도록 한다.

$$(P_p)_{PI} = K_p e + K_i \int e dt \quad (30)$$

위 제어기는 스로틀 개도량 β 의 변화가 없을 때 만족할 만한 성능을 얻을 수 있었다. 식 (24)에서 알 수 있듯이 클러치 토크는 스로틀 개도량에 비례하여 커져야 안정됨을 알 수 있으며, 이것은 PI제어기의 출력 또한 비례하여 커져한다는 것이다. 이것은 $\beta_{idle} \sim \beta_{max}$ 까지 계인 스케줄링한 것과 동일하며, 스케줄링의 계인 증분이 β 에 비례하는 것과 같다. 그러므로 PI제어기의 최종 입력은 아래와 같이 설계하였다.

$$(P_p)_{PI} = \beta K_p e + K_i \int e dt \quad (31)$$

위 식은 P계인에 대해서만 계인 스케줄링한 것과 동일하다. β_{idle} 일때 P계인과 $\beta_{max} = 1$ 일때의 P계인을 1차 식으로 구성한 것과 같다.

6.3 On/Off 제어기

식 (31)에 의해 클러치를 결합한 상태로 유지하게 되면, 차량의 부하변화나 스로틀 개도량 변화에 따라 토크가 변하게 되면, 순간적으로 슬립이 발생하게 된다. 클러치를 부착할 때에 한해서 최소 토크용량만큼 압력을 유지하도록 제어기를 설계하였으나 완전히 결합된 뒤에 정상상태 오차 및 클러치 양단 샤프트의 부하변화를 고려하면서까지 식 (31)의 PI제어기를 고수할 필요는 없다. 클러치를 부착할 때를 Clutch Engage상태로 보고, 제어기가 안정되어 정착시간(settling time)에 이를 때를 Clutch Lock 상태로 둔다. 제어기의 교체 기준은 변속초기 상대각속도(w_f)가 10rpm이상 이 되면 PI제어기로 피스톤 압력을 제어하고, 10rpm이하가 되면 On/Off 제어기로 교체되어 다음 변속명령이 있기 전까지 유지한다.

$$P_p = \begin{cases} w_f \geq 10: (P_p)_{PI} \\ w_f < 10: (P_p)_{MAX} \end{cases} \quad (32)$$

식 (32)에서 알 수 있듯이, Engage상태에서는 최소토크용량(T_{c-min})으로 압력을 제어하고 Lock상태에서는 최대토크용량(T_{c-max})을 유지한다.

제어기 교체로 인해 피스톤 압력이 불안정해 질 수 있으므로 식 (27)의 2차 필터를 제어기 출력단에도 부착하여 제어기 출력값이 부드럽고 연속적으로 나가도록 하였다.

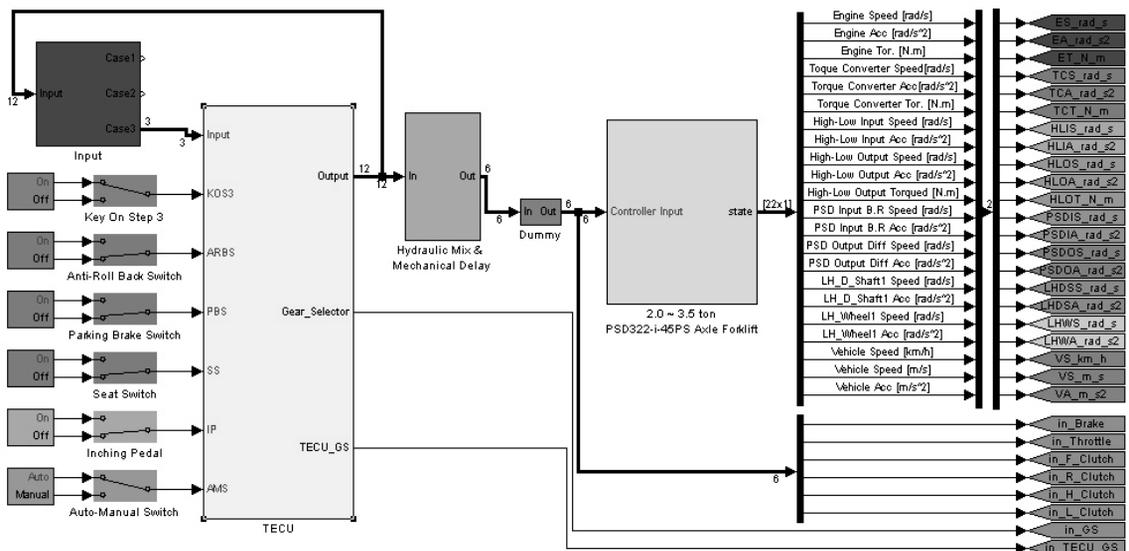


Fig. 14 Scheme of Simulation Program

7. 시뮬레이션

7.1 모델링 & 제어기 구성

Matlab Simulink/SimDriveline를 이용하여 구성하였다. SimDriveline는 Matlab 2008a버전부터 지원되는 라이브러리로서 자동차 동력전달 장치를 블록 다이어그램 형태로 지원해 주는 툴이다. 선정되거나 설계된 동력계나 동력 전달계의 설정값을 간단히 넣는 것으로 모델링을 할 수 있도록 되어있다. 디젤 엔진 블록, 토크컨버터, PSD322-Axle, 차량 중운동 동특성등의 블록을 활용해 지게차를 모델링 했다. 개별 모델에 대한 상세수식은 본 논문의 범위를 벗어나므로 상세수식은 “Matlab Help”를 참고한다. 엔진은 ISUZU C240PKJ_45PS이며, Fig. 10는 스로틀, 엔진회전수에 따른 토크 출력 곡선이고, Fig. 11은 토크컨버터 정상상태 성능 곡선이다. 클러치 마찰면 수 $n=10$, 마찰계수 $\mu=1.13$, 유효토크반지름 $r_e=0.04924m$ 이다. 차량제원은 공차시 차량질량 $m=4800$ kg, 타이어 반지름 $R_t=0.345m$, 차량 전면면적 $A_v=2.4m^2$ 이다. 유압라인 및 비례제어 솔레노이드 밸브는 개발과정에서 유로변경 및 밸브 변경등으로 인해 확정되지 못하여 모델링에서 제외하였다.

Fig. 14는 전체 시뮬레이션 블록을 나타낸다. 본 논문에서 언급된 내,외부 루프 제어기 블록 이외에 변속선도와 지게차 기동에 필요한 각종 기능함수들이 모두 포함되어 있으며, 모두 C코드로 변경된 S-Function으로 구성되었다. 시뮬레이션에서 검증된 코드는 실제 개발중인 TECU에 그대로 이식되었으며, 연구실 내에서 간단한 실검증을 마친 상태이다.

7.2 시뮬레이션 시나리오

초기조건인 지게차는 중립 엔진 아이들링($\beta=10\%$) 상태에서, 2 s에 중립→전진1단 변속을 하고, 3 s에 스로틀 개도량(β)를 70% 높여 속도를 증가시킨 뒤, 11s에 전진1단→전진2단 변속을 하게 된다. Fig. 12과 Fig. 13은 시뮬레이션 입력조건을 나타내었다. 이 과정에서 2회의 변속이 이루어지므로 각 2회씩 Clutch Engage와 Lock상태로의 변경이 이루어진다. 기준명령(w_{f-ref})의 변속제한시간 $t_s=0.8$ s, 함수의 기울기 결정인자 $a=1$ 로 두었으며, 2차 명령필터(w_{ff})의 감쇠비(ξ)는 1이며, 비감쇠 고유주파수(w_n)는 6으로 두었다. PI제어기의 게인 K_p , K_i 는 0.01, 4이다.

7.3 시뮬레이션 결과

Fig. 15~Fig. 18은 시뮬레이션 결과로 출력된 각축의 회전속도와 차량 속도와 가속도이다. Fig. 15에서 붉은 실선은 엔진 rpm곡선으로 아이들링 상태에서 약 500rpm으로 회전하다 중립 - 전진1단 변속에 의해 감속한 뒤 클러치가 체결되고 약 2200rpm까지 회전속도가 증가한 뒤 전진1단-전2단 변속에 의해 속도가 다시 감속한다. 파랑색 점선은 그때 토크컨버터의 회전속도이다.

Fig. 16은 PSD322-Axle의 입출력단의 속도이며, 붉은 실선이 입력, 파랑 점선이 출력 회전속도이다. 1단 변속에서는 기어비에 의해 입력축 회전속도가 출력축보다 높지만 2단 변속 후 출력축 회전속도가 빠른 것을 알 수 있다.

Fig. 17] 차량의 속도이며, 14 s에 약13km/h까지 증가하며, Fig. 18의 그래프에서 보듯이 그때 차량의 가속도 변화이다. 변속이 이루어지는 2 s에 $0\sim 0.2m/s^2$ 으로 변화하며,

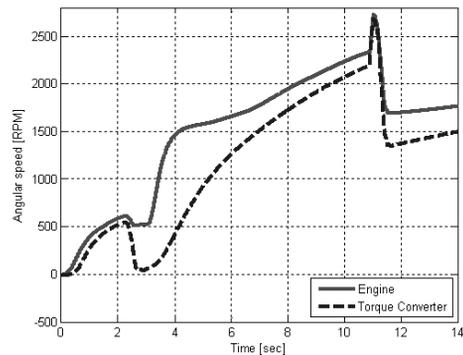


Fig. 15 Engine, T/C Angular Speed

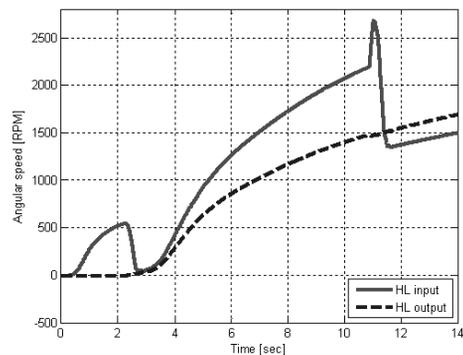


Fig. 16 HL In/Out Shaft Angular Speed

11 s에서는 $-0.2\sim 0.3\text{ m/s}^2$ 변화한다.

Fig. 19~Fig. 21은 설계한 제어기의 출력값들이다.

Fig. 19에서 보듯이 약 2.2 s Clutch Engage에 진입 알고

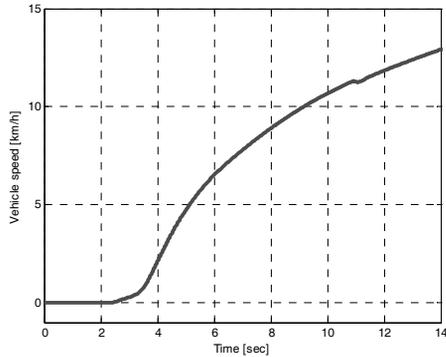


Fig. 17 Vehicle Speed

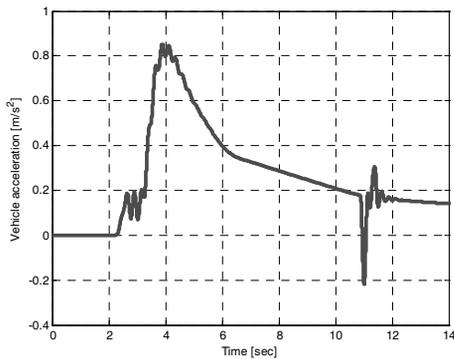


Fig. 18 Vehicle Acceleration

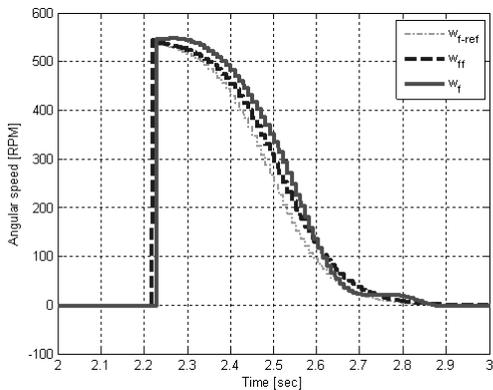


Fig. 19 N \rightarrow F1 : w_{f-ref} , w_{ff} , w_f

리즘이 실행되어 변속 완료시간인 3s에 클러치가 완전히 결합되어 Lock상태에 이르는 것을 알 수 있다. 기준명령 (w_{f-ref} :녹색 점선)과 2차 필터 명령(w_{ff} :파랑 점선)이 생성되어 PI제어기로 신호를 출력하며, 피드백 받은 클러치 전후의 상대속도(w_f : 붉은 실선)는 기준 명령을 잘 추종하는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 20는 PI제어기의 출력 압력(%)값이다. 유압라인 모델과 비례제어 밸브를 정확히 모델링 하지 않아 대략적인 출력만을 확인 할 수 있으며, 중립 아이들링 상태에서 전진1단으로 변속하므로 매우 낮은 압력을 출력하는 것을 알 수 있다. Fig. 21의 출력축 토크 변화를 살펴보면 0~45Nm까지 부드럽고 연속적인 토크변화를 일으키며 3 s에 안정되는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 22~Fig. 24은 11 s에서 전진 1단에서 전진2단으로의

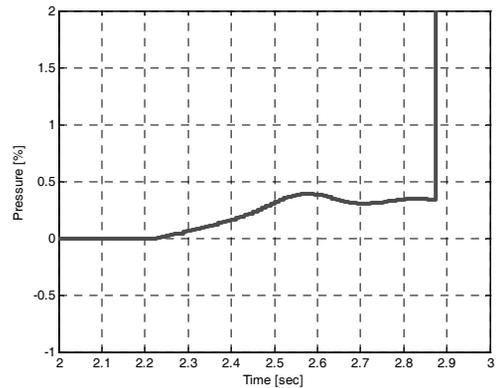


Fig. 20 N \rightarrow F1 : Piston Pressure (P_p)_{PI}

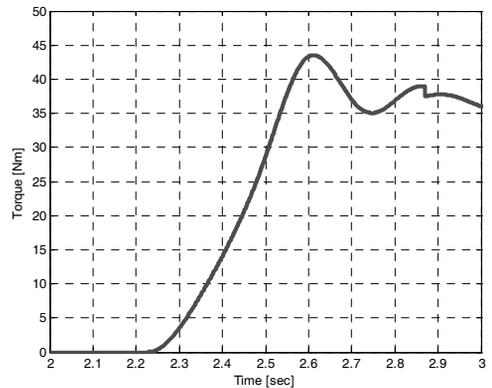


Fig. 21 N \rightarrow F1 : HL Output Torque

변속 과정 중 출력 그래프이다. Fig. 13에서 보듯이 스로틀 개도량이 70%이므로 클러치 해제 후 HL입력축 회전속도가

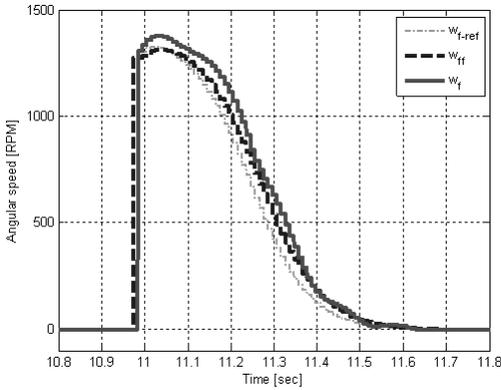


Fig. 22 N→F1 : w_{f-ref} , w_{ff} , w_f

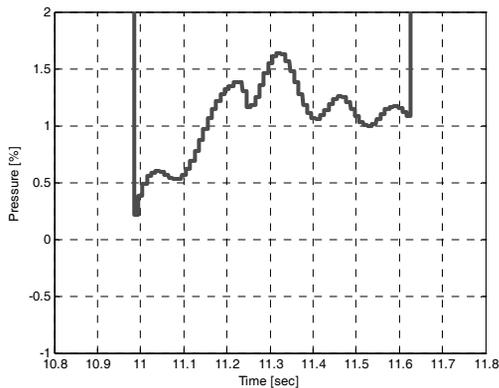


Fig. 23 N→F1 : Piston Pressure $(P_p)_{PI}$

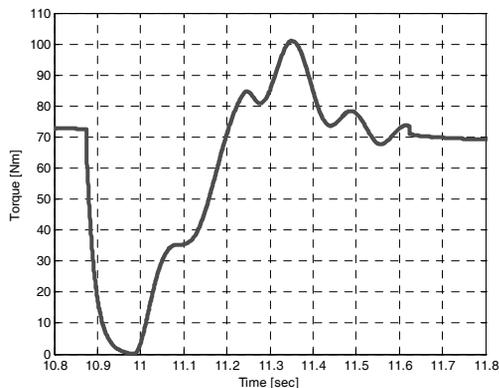


Fig. 24 N→F1 : HL Output Torque

크게 증가하여 기준명령(w_{f-ref}) 및 상대각속도(w_f)가 클러치 Engage 상태 진입 후 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 15 및 Fig. 16을 보면 엔진, 토크컨버터 및 HL입력 축 회전속도가 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 24의 HL출력 축 토크변화를 살펴보면, 11 s에 클러치 해제 직후 토크가 0으로 떨어진 뒤 Clutch Engage 되면서 100Nm 까지 부드럽게 상승하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 18 및 Fig. 21, Fig. 24의 그래프에서 알 수 있듯이 차량 가속도 변화 및 토크 변화가 부드럽고 연속적으로 변하여 만족할 만한 제어 성능을 보인다.

8. 결론

본 논문에서 제안한 클러치 입출력을 기준으로 한 상대각속도에 대한 시스템은 다음과 같은 장점을 갖는다.⁽⁴⁾

- (1) 클러치 외적인 요소가 포함된 시스템을 클러치를 기준으로 한 입력출력이 간단하고 명확한 시스템으로 바뀐다.
- (2) 클러치 부착시 상대각속도가 0으로 수렴하는 명확한 기준을 제시한다.

위와 같은 장점을 바탕으로 클러치입력 외의 요소는 모두 외란으로 선정하고, 과도응답 특성이 나타나지 않는 범위에서 매우 큰 게인값을 설계하여, 시스템을 안정하도록 하였다. 본 논문에서는 토크컨버터 스톨영역 이내로 제한하여 시뮬레이션을 수행하였지만, 스톨영역에 대한 시뮬레이션 결과도 큰 게인값에 기인하여 정상적으로 부착되는 것을 확인할 수 있었다. 즉, 명확하게 스톨영역 외란을 만족하는 기준을 제시할 수 없지만, 특정범위까지도 제어기의 간경성에 의해 성능을 만족시키게 된다.

또 다른 장점은 스로틀 개도량 기준으로 선형 제어기의 출력값을 결정하므로, 개별 상태에 대한 게인을 하나하나 선정하고 스케줄링 테이블을 구성하여야 하는 번거로움을 피할 수 있다.

시뮬레이션의 모델링 과정에서 생략된 유압 모델과 비례 제어 밸브의 특성, 유로의 충전시간, 온도에 따른 유온 변화가 변속에 미치는 영향을 고려하여 최적의 알고리즘을 적용해야 할 것이다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 추진하는 부품소재개발 연구
과제의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, K. H., 2006, "Simulation and Analysis using
Dynamic System Modeling for Forklift Truck Auto-
matic Transmission," *KSAE*, Vol. 2, No. 2, pp.
897~902.
- (2) Lee, I. Y., 1995, "Trends in Clutch Actuation
Hydraulic Control System of Automatic Transmission
for Vehicles," *Auto Journal*, Vol. 15, No. 5, pp.
28~35.
- (3) Jung, G. H., 1999, "Shifting Control Method for
EF-Automatic Transmission with Proportional Control
Solenoid Valve," *KSAE*, Vol. 7, No. 2, pp. 251~259.
- (4) Garofalo, F., Giernro, L., Iannelli, L. and Vasca, F.,
2001, "Smooth engagement for automotive dry
clutch," *Proceeding of the 40th IEEE Conference on
Decision and Control*, Vol. 1, pp. 529~534.