

궤도차량용 자동변속기의 변속충격에 관한 연구

김동규*, 박 호⁺, 강서익⁺
(논문접수일 2003. 6. 3, 심사완료일 2003. 11. 13)

A Study on the Shifting Shock of the Automatic Transmission in Tracked Vehicles

Dong-Gyu Kim*, Ho Park⁺, Seo-IK Kang⁺

Abstract

All vehicles need the good quality of riding. Especially shifting shock is very important in the evaluation of the riding. Shifting shock is caused by transmission operation that one part and other part of gears are contacting together. This shock affect the feeling of driving. It is clear from these results that the shifting shock is affected by clutch pressure, pressure mode, inertia etc.

Key Words : Automatic Transmission(자동변속기), Shifting Pattern(변속패턴), Shifting Shock(변속충격), Tracked Vehicles(궤도차량)

1. 서론

차량은 엔진과 변속기 등 동력발생장치와 동력전달장치들로 구성되어 있다. 이들 부품의 성능은 차량의 성능을 좌우하는 중요한 역할을 하고 있다. 따라서 기존 차량에 대하여 성능개선 또는 중량증가, 기어비변경요구가 증가되고 있어 시제차량의 제작이나 기술시험 수행이전에 최적의 변속패턴을 제시할 필요성이 늘어나고 있다. 이들 성능요소들을 고려하고 최적제어 패턴개발에 적합한 프로그램개발이 절실한 실정이다.

지금까지 연구에서는 엔진의 정특성을 이용한 차량의 구동력 해석⁽¹⁾, 차량용 변속장치의 변속과도특성해석⁽²⁾, 자동

변속기에서 의 과도응답특성⁽³⁾, 터빈속도센서를 이용한 변속제어⁽⁴⁾, 변속메카니즘에 대한 기본식제안⁽⁵⁾, 자동변속기 모델링에 관한 연구⁽⁶⁾, 차량설계를 위한 시뮬레이터개발⁽⁷⁾, 록업클러치를 부착한 자동변속기제어⁽⁸⁾, HILS시스템개발⁽⁹⁾, 등 차량변속모델링에 대한 연구가 주류를 이루어 왔다.

본 연구에서는 차량의 성능해석을 위하여 변속시 클러치변화과정을 도입하고 여러 가지 입력조건에 따라 유연하게 성능예측을 할 수 있고 동력장치 선정 및 기동성 예측에 유용하도록 프로그램을 구현하고자 한다.

또한 기존 궤도차량의 자동변속기를 대상으로 하여 동력전달계의 수학적 모델링 방법을 제시하고 이를 전체 차량구동계에 대한 운동방정식을 유도하고, 실험데이터를 활용

* 주저자, 조선대학교 항공우주공학과 (dgkim@mail.chosun.ac.kr)
주소: 501-759 광주광역시 동구 서석동 375번지
⁺ 천안공업대학 자동차과

하여 자동변속기설계시 적용가능한 압력패턴에 대한 영향을 파악하고 변속시 변속감에 영향을 미치는 변속충격에 의한 토크변화경향을 예측하고자 하였다.

2. 변속장치의 모델링

2.1 엔진의 모델링

주로 주행간의 부하에 따라 엔진토크와 회전수를 구할 수 있는데 변속성능 해석상에는 전부하를 고려하므로 엔진의 최대토크를 적용한다. 엔진의 관성은 토크컨버터가 없거나 체결된 경우에는 회전부위 등가 질량으로 관성손실이 고려해야되지만 복잡한계산관계로 무시하였다.

엔진은 차량의 기본적인 동력원으로서 차량의 속도, 외부 부하 즉 주행저항에 따라 적절한 출력토크와 회전수를 변속기에 전달한다. 본 논문에서 사용한 엔진선도는 Fig. 1과 같이 간략히 하기위하여 아이들(idle)영역에서는 직선으로 보간하고, 디젤엔진이므로 1700rpm에서 2600rpm까지는 최대 부하의 토크 값을 사용하고, 2600rpm 이후에서는 거버너(governor)영역을 고려하여 직선으로 구성하였다. 이 데 이터는 엔진제작사의 실험데이터를 근거로 적용하였다.

2.2 토크컨버터의 모델링

토크컨버터를 이용하여 엔진과 변속기를 결합하려면 부하의 특성에 맞는 토크컨버터를 선택해야한다. 토크컨버터는 토크를 원활히 전달하기 위해 존재하므로 세부적으로 적용하려면 유동장의 모델화를 통한 동적운동방정식을 적용해야 하지만 상당히 복잡하기 때문에 간단히 적용하였다. 즉 록업클러치가 작용하지 않는 경우에는 엔진으로부터

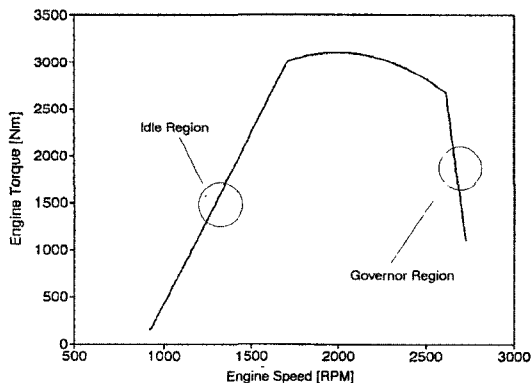


Fig 1. Engine curve for simulation

터 오는 동력은 거의 대부분 터빈을 구동시키는 데 사용되며 록업클러치가 작용하는 경우에는 터빈을 구동하지 않고 직결되기 때문에 직접 변속기로 연결된다. 따라서 토크컨버터의 특성을 고려한 다음 식을 적용하였다.

$$T_t = T_p + T_s \quad (1)$$

2.3 클러치의 작동 동특성 모델

정적인 조건에서의 클러치 토크는 다음과 같다.

$$T = n \cdot \mu_s P R_m \cdot A \quad (2)$$

여기서 n : 클러치매수
 μ_s : 마찰계수
 A : 클러치단면적
 P : 작동압력
 R_m : 작업반경

이러한 토크는 결합전이나 후에 변화한다. 정격토크용량은 보통 압력 P 가 최대일 때를 말한다.

체결(lockup)후 미끄러짐 구간에서는 실제 클러치 토크는 다음 식과 같이 나타낸다.

$$T_C = \begin{cases} n\mu_s P R_m A & \text{when } \Omega_1 = \Omega_2 \\ k(\theta_1 - \theta_2) & \text{when } \Omega_1 \neq \Omega_2 \end{cases} \quad (3)$$

여기서 Ω : 회전각속도
 T_C : 클러치 토크
 k : 탄성계수

처음에 클러치 토크는 작동압력에 의해 조절되지만 클러치가 결합된 후에는 댐퍼의 비틀림각 $\theta_1 - \theta_2$ 에 의해 결정된다.

클러치 작동의 수학적 모델은 다음과 같다.

Phase I (클러치 작동전)

$$\begin{aligned} \Omega &\neq \Omega_1, \quad \Omega_2 = 0 \\ I_1 \frac{d\Omega_1}{dt} &= T_1 - T_C \\ T_C &= k\theta \\ T_C &< T_2 \end{aligned} \quad (4)$$

Phase II(클러치 작동시)

$$\begin{aligned} \Omega &\neq \Omega_1 \\ I_1 \frac{d\Omega_1}{dt} &= T_1 - T_C \\ I_2 \frac{d\Omega_2}{dt} &= T_C - T_2 \\ T_C &= k(\theta_1 - \theta_2) \end{aligned} \quad (5)$$

Phase III(체결후)

$$\begin{aligned} \Omega &= \Omega_1 \\ I_1 \frac{d\Omega_1}{dt} &= T_1 - k(\theta_1 - \theta_2) \\ I_2 \frac{d\Omega_2}{dt} &= k(\theta_1 - \theta_2) - T_2 \\ T_C &= k(\theta_1 - \theta_2) \end{aligned} \quad (6)$$

변속기에서 각 변속시의 결합되는 클러치(on-coming element)와 해제되는 클러치(off-going element)가 흡수하는 에너지를 보면 다음 Fig. 2와 같다.

상단변속(up-shift)시 결합되는 클러치는 엔진의 속도를 강제로 감소시켜야 하므로 엔진의 속도감소에 의한 관성에너지와 변속중 엔진자체의 에너지를 흡수하여야한다. 변속시 상단변속의 경우 출력 토오르크가 변하는 모양은 관성영역(inertia phase)에서의 토오르크 변동량이 토오르크 영역(torque phase)에서의 변동량보다 크을 알 수 있고 이것은 운전자에게 변속충격을 느끼게 하는 주 요인으로 알려져 있다.

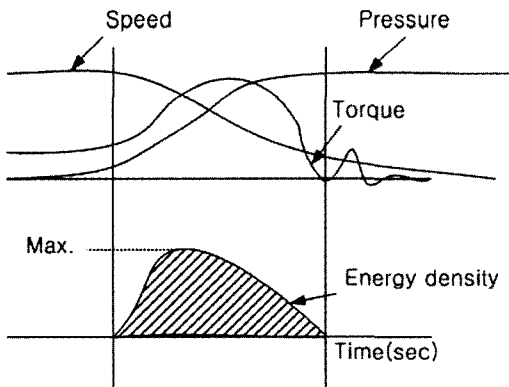


Fig. 2 Clutch operation between shifting

2.4 변속장치 모델링

변속시 각 단에 대하여는 변속기 매뉴얼(10)을 참고로 하여 부분 부분별로 Fig. 5와 같이 각 변수를 설정하고 운동방정식을 수립하였다. 토오르크컨버터는 펌프, 터빈의 토오르크와 록업클러치의 작동토오르크를 표시하여 다음과 같이 나타내었다. 여기서 I : 관성, ω :회전수, T : 토오르크, 첨자 e : engine, 첨자 p : pump, 첨자 T : turbine, t_r : 토오르크비, s_r : 속도비, Lock: Lockup 토오르크를 나타낸다.

$$\begin{aligned} I_e \dot{\omega}_e &= T_e - (T_P + T_{Lock}) \\ T_T &= t_r \cdot T_P \\ \omega_t &= s_r \cdot \omega_p \end{aligned} \quad (7)$$

또한 변속 기어계에 대해서는 각 변속단에서의 거동 및 변속시 거동을 표현하기 위해 유성기어계를 모델링하여 다음과 같은 운동방정식을 적용하였다. 여기서 T : 토오르크, i_F : 총변속비, I : 차량관성, ω : 차량각속도, 첨자 KAR, B1, B2, B3 : 각각의 클러치, s : 선기어, RO : 링기어, R : 외부저항, v : 차량을 나타낸다.

$$\begin{aligned} I_S \dot{\omega}_S &= T_T - T_{S1} - T_{S2} - T_{S3} \\ I_{B1} \dot{\omega}_{B1} &= T_{R2} + T_{S2} - T_{R1} - T_{B1} \\ I_{B2} \dot{\omega}_{B2} &= T_{R3} + T_{S3} - T_{R2} - T_{B2} \\ I_{B3} \dot{\omega}_{B3} &= T_{KAR} - T_{B3} - T_{R3} \\ I_{B3} \dot{\omega}_{B3} &= T_{KAR} - T_{B3} - T_{R3} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} T_{RO} &= T_{R1} + T_{S1} \\ T_O &= T_{RO} + T_{SO} \\ I_V \dot{\omega}_V &= i_F T_O - T_R \end{aligned}$$

1단의 경우는 다음과 같다. 1단 주행시에는 클러치의 작동이 없으며 토오르크컨버터의 터빈부하를 전달하는 역할만 수행하므로 각 클러치의 토오르크는 영(Zero)이 된다. 따라서

$$\begin{aligned} T_{KAR} &= T_{B1} = T_{B2} = T_{B3} = 0 \text{이며} \\ T_{S1} &= \frac{R}{(1+R)} T_{RO} \\ T_{RO} &= \frac{R}{(1+R_{sg})} T_O \\ T_O &= \frac{1}{i_F} (I_V \dot{\omega}_V + T_R) \text{가 된다.} \end{aligned} \quad (9)$$

따라서

$$\therefore T_T = \frac{R}{(R+1)(R_{sg}+1)} \cdot \frac{1}{i_F} (I_V \dot{\omega}_V + T_R) + I_s \dot{\omega}_s$$

여기서, r_s : 스프로킷반경, R_a : 공기저항,
 R_r : 구름저항, R_g : 구배저항

여기서

$$I_V = I_{vehicle} + \frac{1}{i_F^2} I_{final\ drive} + \frac{1}{(R_{sg} i_F)^2} I_{sum\ gear}$$

이다.

각 단수에 대해서는 단수별 부하조건을 적용하여 변속시 변속모델링을 적용하였다.

2.5 주행부하

궤도차량의 경우 주행부하에서 구름저항이 상당히 큰 편이다. 주행부하는 다음 식을 적용하였다.

$$T_{load} = r_s(R_a + R_r + R_g) \tag{10}$$

3. 적용 및 고찰

3.1 프로그램 개요

앞에서 언급한 자동변속기의 각 부분에 대한 모델링을 바탕으로 변속시 발생하는 변속과도현상의 일종인 변속충격을 해석하기 위하여 시뮬레이션프로그램을 작성하였다. 이 프로그램은 궤도차량용 자동변속기의 동적 특성을 파악할 수 있는 해석프로그램으로 차량의 구동성능, 변속특성을 분석할 수 있다.

3.2 시뮬레이션 결과분석

식 (9)를 바탕으로 각각의 조건으로 시뮬레이션한 결과와 시험결과를 비교한 결과 동일한 경향을 보였다. Fig. 4는 최

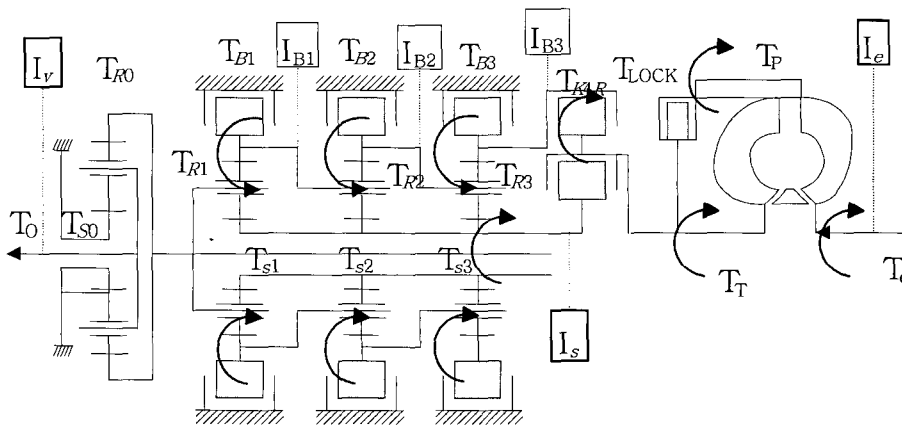


Fig. 3 Modelling of shifting parts

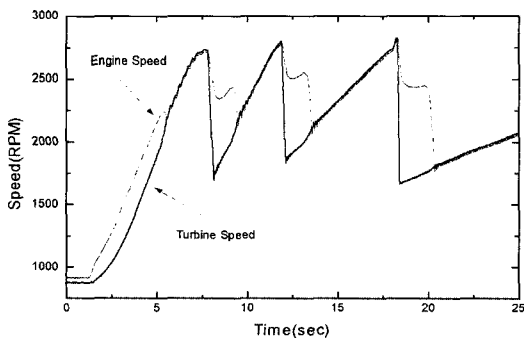


Fig. 4 Engine and turbine speed(test)

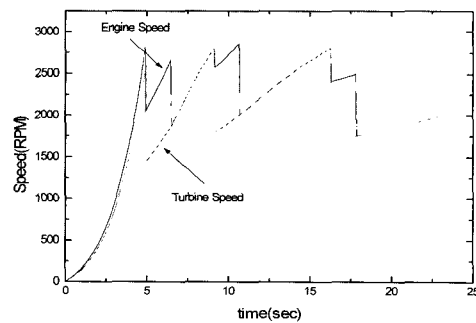


Fig. 5 Engine and turbine speed(simulation)

대스로틀로 시험한 결과의 엔진과 터빈 회전수를 표시한 결과이며 Fig. 5는 이와 같은 조건으로 시뮬레이션한 결과로서 터빈과 펌프회전수의 경향이 동일하게 나타남을 알 수 있다. 일부 일치하지 않는 점은 토오크컨버터의 과도특성을 고려하지 않아 발생하는 것으로 보인다. 또한 초기의 록업 클러치 작동은 1단 변속시에 작동하는 것으로 우선 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6은 출력축 토크를 시험한 결과이며 Fig. 7은 출력축토크를 시뮬레이션한 결과이다. 따라서 변속초기부분에 발생하는 출력축토크는 록업클러치의 초기 작동으로 인한 부분으로 발생한 것으로 보인다.

4. 설계변수 변화에 따른 동적특성분석

4.1 구동성능해석결과

차량의 구동성능중 가속성능과 최고속도에 미치는 영향

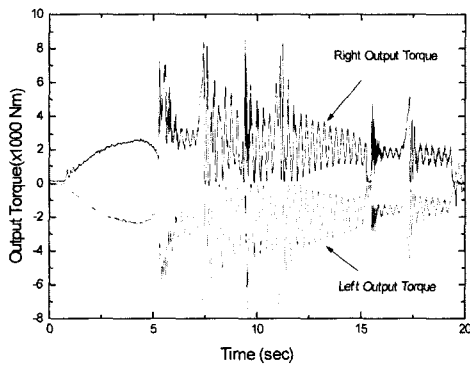


Fig. 6 Output shaft torque during upshifting(test)

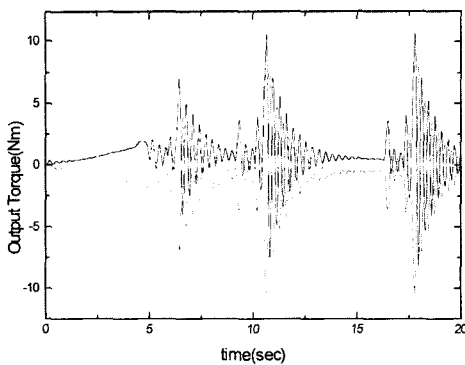


Fig. 7 T/M Output Torque(Simulation)

을 분석 평가한 결과 변속시간에 의해 가속성능이 변화함을 알 수 있었다. 따라서 이러한 변속시간을 줄이는 것이 차량에 미치는 영향이 매우 크므로 변속장치 설계상 매우 필요하다. 차량의 변속충격의 발생과 밀접한 관계가 있으므로 차량의 구동 성능상 최적화된 변속시간을 설정할 필요가 있게 된다. 대상변속기의 경우 클러치사이에 겹치게 설계되어 거의 변속시간에는 지연이 없으나 변속유압작동시 기계적부품사이의 지연으로 시간차가 발생한다. 변속시간의 변화에 따라 차량의 구동성능중 가속성능이 차이가 남을 알 수 있었다.

4.2 클러치 작동압력모드의 변화

Fig. 8은 구동성능 시험중 최대부하시 1단에서 4단까지의 변속압력변화를 측정된 결과이다. Fig. 9에서는 Fig.8을 참고로 하여 압력의 작동모드를 각각 3가지경우로 설정한 것을 보여주고 있다, 클러치작동압력모드는 자동변속기설

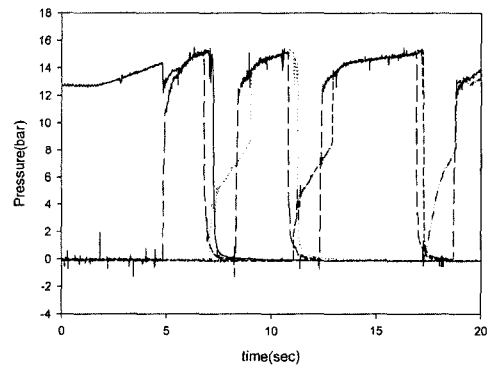


Fig. 8 Pressure change during shifting (test)

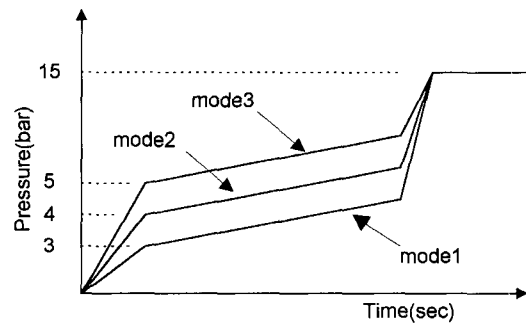


Fig. 9 Modes of clutch pressure during upshifting

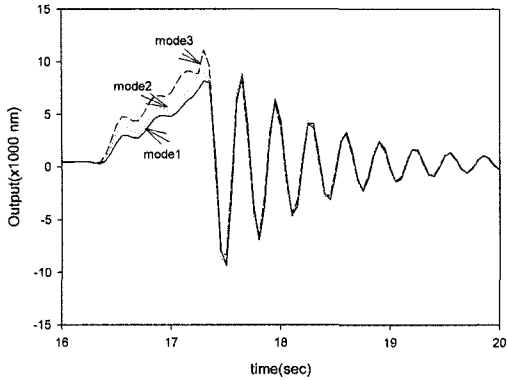


Fig. 10 Torque variations due to the changes of pressure mode

계상에서 매우 중요한 요소로서 이러한 모드변화는 변속시 충격량에 미치는 영향이 크다. 이를 토대로 각각의 모드에 대해 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 10에서 보는바와 같이 클러치 작동압력 모드가 3가지의 경우로 변화하는 경우의 출력토크 변화를 시뮬레이션한 결과이다. 최종작동압력은 모두 같으나 초기시작압력은 서로 다른 경우이다. 즉 모드 1인 경우 초기시작압력이 3bar, 모드 2는 4bar, 모드 3은 5 bar로 임의로 정하였으며 실제의 경우는 모드 1과 유사하다. 결과에서 보는 바와 같이 압력모드의 변화는 출력 토크의 최대값에 영향을 주며 이는 곧 차량의 승차감이나 내구성능에 영향을 주는 것으로 판단되며 출력토크의 최대치를 줄이기 위하여 압력변조가 필요하다는 것을 알 수 있다.

대체적으로 각각의 모드에 따라 변속토크가 변화가 있음을 알 수 있으며 모드1에 가까이 갈수록 토크변동이 작아짐을 알 수 있다.

4.3 작동압력의 변화

Fig. 11은 클러치 작동 최종압력을 11 bar, 13 bar, 15 bar의 3가지 경우로 나누어 계산하여 출력축에 걸리는 토크 경향을 분석하였다. 변속은 클러치 작동에 의해 이루어지므로 클러치 작동압력의 크기, 변속시간의 단축과 변속충격의 크기의 함수라고 할 수 있다. 결과에서와 같이 변속작동압력이 작으면 변속충격이 작아지나 그만큼 클러치의 미끄러짐이 일어나 변속시간이 길어지는 현상을 유발할 수 있다. 클러치 작동압력 및 작동모드에 따라 구동축에 나타나는 최고 토크 값이 10% 정도 변화하는 것으로 나타났다.

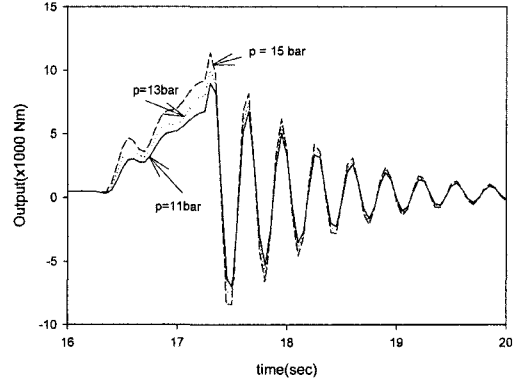


Fig. 11 Torque variation due to the changes of clutch pressure

따라서 본 시뮬레이션프로그램을 통하여 변속시 변속충격의 변화량을 추정하여 볼 수 있었다.

4.4 차량관성의 변화

차량개발시 차량의 무게는 최대한 설계기준치에 맞도록 해야한다. 1000마력이상의 엔진으로 구동되고 상당한 중량의 궤도차량인 경우 개발과정에서 불가피하게 중량을 증대시킬 필요가 있다. 이때 차량관성변화가 변속과도특성에 미치는 영향을 알아야 할 필요성이 있다. 차량의 회전관성을 좌우 스프로킷(sprocket)에 집속된 차량의 무게도 가정하였기 때문에 회전관성의 양으로 차량의 무게변화에 따른 영향을 고려하였다. 구동성능측면에서 보면 차량의 무게가 증대하면 최고속도 도달시간이 증대하고 차량의 무게가 감소하면 그 시간이 감소하는 경향을 보인다. 또한 차량관성의 변화는 토크 최대값에는 별 영향을 미치지 않으나 토크의 진동수에는 영향을 미치는 것으로 나타났다.

5. 결론

본 연구는 중궤도차량에 적용되는 변속기를 중심으로 모델링하여 변속시 발생하는 과도특성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 동력전달계의 각 변속요소에 대해 관성항과 운동학관계를 모델링하여 연구대상 차량의 변속과 차량의 성능과의 관계를 고찰할 수 있는 운동방정식을 구성하였으며 시뮬레이션결과는 실험결과와 대체적으로 경향이 일치

하였다.

- (2) 토오크 컨버터의 록업시 발생하는 충격토오크와 변속클러치결합으로 발생하는 토오크가 변속축에 미치는 영향이 매우 크며 그 크기는 작동압력의 영향이 매우 큼을 알 수 있었다.
- (3) 변속과도특성에 영향을 미치는 인자는 변속시간, 변속압력패턴, 클러치 작동압력 등으로 나타났으며 이에 대하여 차량구동성능을 고려한 적절한 작동압력 및 모드를 최적화할 필요성이 있다.

후 기

이 논문은 1999년도 조선대학교의 연구지원비에 의해 연구되었음.

참 고 문 헌

- (1) Wong, J. Y., 1978, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, pp. 132~157.
- (2) Park, Y. I., and Lee, J. M., 1992 "Analysis on Shifting Transient of Automotive Transmission," *Transaction of Korea Society of Automotive Engineers*, Vol. 14, No. 2, pp. 44~53.
- (3) Kitahara, Ikeura, Yamaguchi, Takizawa, and Sugino, 1988, "Transient Torque Control during Ratio Changes in Automatic Transmission," *JSAE Review*, Vol. 9, No. 4, pp. 56~61.
- (4) Narita, Y., 1991, "Improving Automatic Transmission Shift Quality by Feedback Control with a Turbine Speed Sensor," *SAE 911938*, pp. 23~32.
- (5) Shindo, Y., Ito, H., and Ishihara, T., 1979, "A Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission," *SAE 790043*, pp. 219~229.
- (6) Cho, D., and Hedrick, J. K., 1989, "Automatic Powertrain modelling for control," *Transaction of the ASME*, Vol. 111, pp. 568~576.
- (7) Hong, C. W., 1995, "An automatic dynamic performance simulator for vehicular powertrain system design," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 16, pp. 264~281.
- (8) Schwab, M., 1984, "Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch", *SAE 840448*, pp. 85~93.
- (9) Jung, G. H., and Lee, K. I., 2001, "A Development of Hardware-in-the-Loop Simulation System of Automatic Transmission for the Simulation of Shifting Characteristics," *Transaction of Korea Society of Automotive Engineers*, Vol. 9, No. 6, pp. 143~151.