

(論 文)

토크 분배방식 다경로 CVT의 변속 알고리즘과 응답특성

성덕환* · 김현수**

(1993년 12월 15일 접수)

Shifting Algorithm and Response Characteristics of Torque Split Multi-Pass CVT

D. H. Sung and H. S. Kim

Key Words : Multi-Pass CVT(다경로 CVT), Continuously Variable Transmission(무단변속기), Shifting Algorithm(변속 알고리즘)

Abstract

A torque split type multi-pass CVT(MPC) system consisting of CVT and planetary gear train with 4 clutches was suggested to overcome the inherent inferior acceleration performance of CVT. Also, a shifting algorithm of MPC was suggested for the two driving modes: (1) power mode and (2) economy mode. By using the shifting algorithm and the MPC vehicle dynamic model, numerical simulations were performed to estimate the performance of the MPC vehicle. Simulation results showed that comparing the performance of the conventional 4-speed automatic transmission, an improvement in acceleration can be obtained by MPC for the power mode and 31% improvement in fuel economy for the economy mode.

1. 서 론

CVT(continuously variable transmission)는 변속비의 제어를 통하여 엔진의 작동점을 최적상태에서 유지시킬 수 있기 때문에 획기적인 연비개선이 가능하며 따라서 배기가스 절감효과를 얻을 수 있다.⁽¹⁻⁵⁾

CVT 차량의 가속성능 및 연비를 비교한 이전 연구⁽⁶⁻¹⁰⁾에 의하면 CVT는 4단 자동변속기(automatic transmission: AT)에 비해 20% 이상의 연비향상을 보이거나 가속성능은 거의 같거나 다소 열세라고 보고되었다. CVT의 가속성능을 향상시키기 위하여는 초기 변속비를 증가시켜야 하나 변속비 증가는 CVT가 전달하는 토크를 함께 증가시킨다.

현재 실용화된 CVT는 거의 대부분 벨트식을 채택하고 있으며 벨트식 CVT의 경우 전달토크 용량제한이 가장 큰 단점이다.

토크를 2개 이상의 경로로 분배하여 변속기의 성능을 향상시키고자 하는 연구는 자동차 엔진어의 오랜 관심의 대상이었고 최근 CVT의 실용화와 함께 CVT와 기존의 기어식 변속기를 조합하는 다경로 CVT(multi-pass CVT: MPC)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁰⁻¹⁴⁾

본 연구에서는 토크를 2개의 경로로 분배하여 변속범위를 증가시키고 동시에 CVT에 전달되는 토크를 감소시킬 수 있는 MPC를 제안한다. 제안된 MPC에 대하여 최대 가속성능 및 최저 연비를 얻을 수 있는 변속 알고리즘을 도출하고, 엔진-토크 컨버터-MPC 구동계에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하여 CVT 및 4단 AT 차량과 가속성능 및 연비 성능을 비교평가한다.

*성균관대학교 대학원

**정희원, 성균관대학교 기계공학과

2. 다경로 CVT(MPC)

MPC는 구성에 따라 여러 변속범위로 조합이 가능하지만 간단한 구성의 MPC만으로는 변속범위 증가와 CVT 전달토크 감소를 동시에 만족시키기 어렵다. 이 장에서는 CVT, 유성기어 등의 조합에 따라 변속범위가 변화하는 몇 가지 MPC 구성을 제시하고, 각 구성에 대하여 변속범위와 전달토크를 알아본다.

2.1 변속범위가 확장되는 경우(1)

Fig. 1은 CVT와 유성기어가 결합된 변속범위 확장 MPC의 한 예이다. 여기서 엔진출력은 CVT와 선기어로 나누어 전달되며 CVT 출력은 캐리어로 전달된다. 바퀴로의 출력은 링기어를 통하여 이루어진다. MPC 전체 변속비 관계식은 다음과 같다.

$$i_{MPC} = \frac{\omega_6}{\omega_7} = \frac{iP}{i+P-1} \quad (1)$$

여기서, i_{MPC} 는 MPC 변속비, ω_6 은 MPC 입력속도, ω_7 은 MPC 출력속도, i 는 CVT 변속비, P 는 유성기어비이다. 유성기어비 P 는 다음과 같이 설정하였다.

$$P = \frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_r - \omega_c} = -2.195 \quad (2)$$

여기서, ω_s 는 선기어의 속도, ω_r 은 링기어의 속도, ω_c 는 캐리어의 속도이다.

Fig. 2는 CVT 변속비 변화에 따른 Fig. 1의 MPC 변속비를 도시한 것이다. CVT 변속비가 2.5~0.4로 변할때 MPC의 변속비 범위는 7.89~0.31로 변하며, 변속비 폭은 25.7로 CVT만의 변속비 폭 6.25에 비해 변속범위가 약 4.1배 증가하였다.

Fig. 1에서 각 단의 전달토크는 각 교점(node)에서 입력 및 출력 토크의 합이 0이 되는 것을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

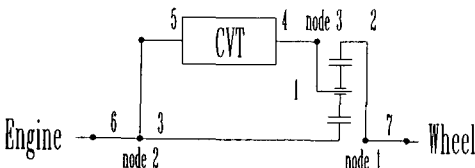


Fig. 1 MPC(1) with extended speed ratio range

- ① $\sum T_{node\ 1} = 0 : T_2 + T_7 = 0$
- ② $\sum T_{node\ 2} = 0 : T_3 + T_5 + T_6 = 0$
- ③ $\sum T_{node\ 3} = 0 : T_1 + T_4 = 0$
- ④ $\sum T_{input\ node} = 0 : T_6 + T_e = 0$
- ⑤ $\sum T_{CVT} = 0 : T_4 + i \cdot T_5 = 0$
- ⑥ $\sum T_{planetary} = 0 : T_1 + T_2 + T_3 = 0$
- ⑦ 유성기어 관계식
(링기어 토크 + $P \cdot$ 선기어 토크 = 0) :
 $T_2 + P \cdot T_3 = 0 \quad (3)$

여기서, T_e 는 엔진토크이다. 위 식을 행렬로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & i & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & P & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_7 \end{bmatrix} = -1 T_e \quad (4)$$

Fig. 3은 식(4)를 계산한 결과로 엔진토크가 1일 때 CVT 변속비 변화에 따른 MPC 각단의 토크를

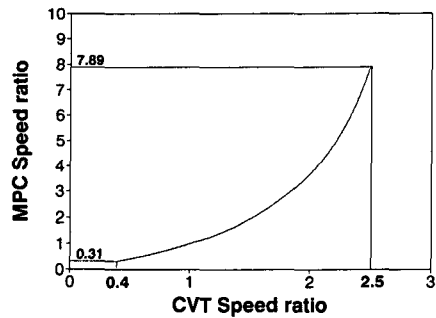


Fig. 2 Speed ratio of MPC(1)

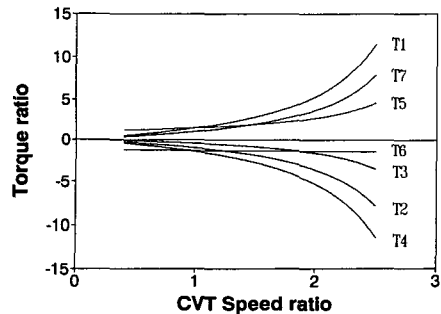


Fig. 3 Torque relationship of MPC(1)

도시한 것이다. Fig. 3에서 음의 값은 토크방향이 반대임을 의미한다. Fig. 2, Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 CVT와 유성치차의 결합에 의하여 변속비 범위는 증가하지만 토크분배에도 불구하고 CVT에 전달되는 토크는 오히려 증가됨을 알 수 있다. 이 외에도 여러가지 조합의 MPC에 대하여 CVT 전달토크와 변속범위를 구할 수 있으나 CVT와 1열의 유성기어 조합만으로는 변속범위 증가와 CVT 전달토크 감소를 만족시키기 어렵다. 변속범위를 증가시키는 동시에 CVT의 전달토크를 감소시키기 위하여는 MPC에 대한 보다 상세한 연구가 필요하다.

2.2 변속범위가 확장되는 경우(II)

본 연구에서는 변속범위를 확장시키고 동시에 CVT 전달토크를 감소시키기 위하여 CVT와 1열의 유성기어 외에 1조의 스피어기어, 4개의 클러치로 구성되는 MPC를 제안하였다. Fig. 4에 MPC의 동력전달 개략도가 도시되어 있다. Fig. 4의 MPC에서 동력전달 경로는 다음과 같다. 클러치 C₃, C₄를 풀어준 상태에서 클러치 C₁, C₂가 연결되면 동력은 CVT와 유성기어 2개의 경로를 거쳐 전달되며(MPC 모드), C₁, C₂를 풀어주고, C₃, C₄가 연결되면 동력은 CVT로만 전달된다.(CVT 모드) MPC 모드에서 엔진출력은 기어를 통하여 CVT와 유성기어의 캐리어로 전달된다. 이때 CVT 출력은 선기어로 입력되며 바퀴로의 출력은 링기어를 통하여 이루어진다. MPC 모드에서 전체 변속비의 관계식은 다음과 같다.

$$i_{MPC} = \frac{\omega_6}{\omega_7} = \frac{iF P}{i + iF(P-1)} \tag{5}$$

여기서, F는 스피어기어비이다. 스피어기어비 F와 유성기어비 P는 다음과 같이 설정하였다.

$$F = \frac{\omega_1}{\omega_5} = 0.1 \tag{6}$$

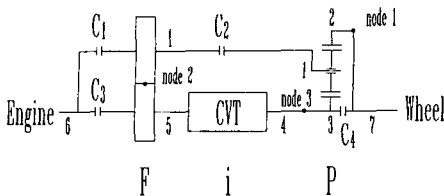


Fig. 4 MPC(II) with extended speed ratio range

$$P = \frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_r - \omega_c} = -5.0 \tag{7}$$

Fig. 5는 CVT 변속비 변화에 따른 MPC 모드의 변속비를 도시한 것이다. CVT 변속비가 2.5~0.4로 변하는 동안 MPC 모드의 변속비는 2.5~∞, -∞~-0.26으로 변한다. CVT 변속비가 1.67일 때 MPC의 출력속도는 0으로 중립상태가 된다.

MPC 모드일 때 각 단의 전달토크는 다음 행렬식에서 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1/F & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & i & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & P & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_e \tag{8}$$

Fig. 6은 위 행렬을 계산한 결과로 MPC 모드에서 엔진토크가 1일 때 CVT 변속비 변화에 따른 MPC 각 단의 토크를 도시한 것이다. CVT 변속비가 2.5~2.0일 때 CVT 입·출력단의 토크인 T₃, T₄는 엔진토크보다 작으며 Fig. 5로부터 이 때

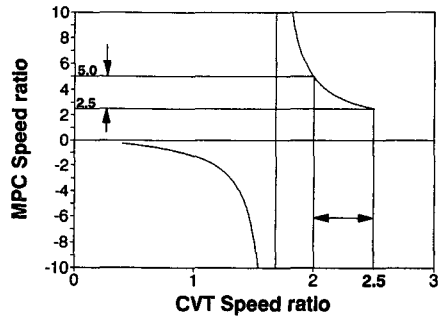


Fig. 5 Speed ratio of MPC(II)

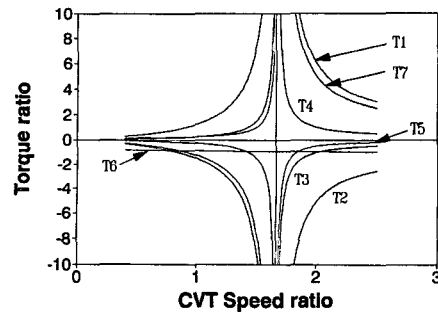


Fig. 6 Torque relationship of MPC(II)

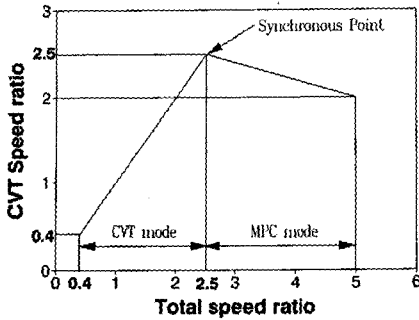


Fig. 7 Total speed ratio of MPC(II)

MPC 모두 변속범위는 2.5~5.0임을 알 수 있다.

Fig. 4의 2-모드 MPC는 큰 변속비가 요구될 때 CVT에 작용하는 부하를 줄이기 위하여 MPC 모드를 사용하며 MPC 모드의 변속범위는 5.0~2.5이다. 2.5보다 작은 변속비가 요구될 때는 CVT 모드로 전환되며 CVT의 변속범위는 2.5~0.4이다. MPC 모드와 CVT 모드 사이의 전환은 변속비 일치점(synchronous point)인 2.5에서 일어난다. MPC 모드와 CVT 모드의 전체 변속범위는 5.0~0.4이다.

Fig. 7는 각 모드에서 CVT 변속비 변화에 따른 전체 변속비를 도시한 것이다. MPC 모드에서 CVT 변속비가 2.0~2.5로 변하면 MPC 전체 변속비는 5.0~2.5로 변한다. CVT 변속비가 변속비 일치점인 2.5에 이르면 CVT 모드로 전환되고 CVT 변속비는 2.5~0.4로 변속된다. CVT 모드에서 MPC 전체 변속비는 CVT 변속비와 동일하게 2.5~0.4로 변한다.

3. 변속 알고리즘

MPC의 변속 알고리즘은 차량의 성능과 연비 향상을 이룰 수 있도록 설정되어야 한다. 본 연구에서는 운전모드로 엔진의 최대 동력성능을 위한 P-모드(power mode)와 최소연비 운전을 위한 E-모드(economy mode)에 대하여 MPC 변속 알고리즘을 제안하였다.

3.1 P-모드 변속 알고리즘

Fig. 8에 각 스로틀개도에 대한 P-모드선도(power mode line: PWL)가 도시되어 있다. 차량이 최대 동력을 얻도록 하기 위하여는 엔진이 파워 등고선을 최단거리로 이동하여야 한다. Fig. 8의 PWL

은 구동파워 등고선을 최단거리로 연결한 것이다. 각 스로틀개도에 대하여 스로틀선도와 PWL이 교차하는 점에서 엔진이 작동한다면 엔진의 운전점은 최대 동력상태를 유지할 수 있으며 MPC의 변속비는 엔진이 각 스로틀개도에 대하여 PWL에 머물러 있도록 CVT 변속비를 통하여 제어되어야 한다.

3.2 E-모드 변속 알고리즘

Fig. 8에 E-모드선도(economy mode line: ECL)가 도시되어 있다. 연료소비를 최소화하기 위하여는 엔진의 운전점이 BSFC(brake specific fuel consumption) 등고선을 최단거리로 이동하여야 한다. Fig. 8의 ECL은 최소 연료소비점에 최단거리로 이르도록 연결한 것이다.

각 스로틀개도에 대하여 스로틀선도와 ECL이 교차하는 점에서 엔진이 작동한다면 엔진은 최소 연료소비 상태를 유지할 수 있다. 그리고 이를 위하여 MPC의 변속비는 엔진이 각 스로틀개도에 대하여 ECL에 머물러 있도록 CVT 변속비를 통하여 제어되어야 한다.

각 모드에서 변속비를 구하는 식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

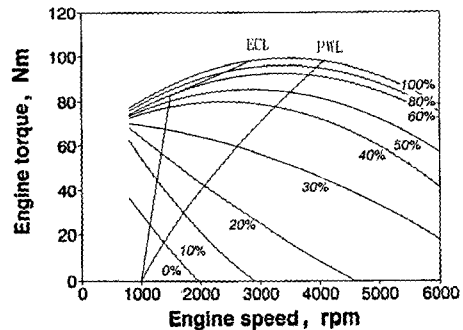


Fig. 8 PWL and ECL for various throttle

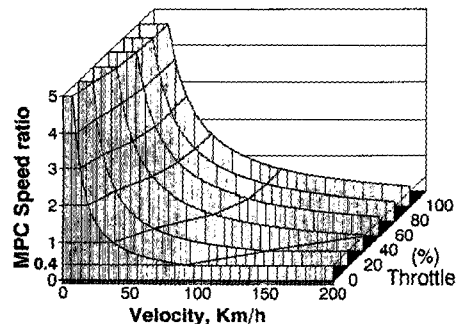


Fig. 9 P-mode speed ratio map of MPC(II)

$$\omega_e = n \cdot i_{MPC} \cdot \omega_v$$

$$i_{MPC} = \frac{\omega_e}{n \cdot \omega_v} \quad (9)$$

여기서, i_{MPC} 은 MPC의 변속비, n 은 차동기어비 (differential gear ratio), ω_e 는 최적운전을 위하여 요구되는 엔진속도, ω_v 는 차량속도를 나타낸다. 식(9)와 Fig. 8에서 알 수 있듯이 스로틀개도가 주어지면 최대 동력성과 최소 연료소비를 위한 엔진속도는 PWL과 ECL이 각 스로틀개도와 교차하는 점에서 각각 하나만 존재하게 되고, 차량속도에 대하여 이 엔진속도에서 엔진이 작동하는데 필요한 변

$$\dot{\omega}_v = \frac{(-di/dt) \cdot I_e \cdot n \cdot \omega_e \cdot TR + T_e \cdot n \cdot i_{MPC} \cdot TR - T_{RL} - T_{LOSS} - T_b}{I_v + I_e \cdot n^2 \cdot i_{MPC}^2 (TR/SR)} \quad (10)$$

여기서, T_e 는 엔진토크, I_e 는 엔진의 관성모멘트, i_{MPC} 은 MPC 변속비, n 은 차동기어비, T_{RL} 는 주행저항, T_{LOSS} 는 손실토크, T_b 는 브레이크토크, SR 과 TR 은 각각 토크컨버터의 속도비와 토크비이다.

CVT 변속비가 Fig. 9로부터 구한 변속비로 출력이 되기 위해서는 유압장치를 포함한 CVT 동특성이 고려되어야 한다. CVT는 다음과 같이 시상수 τ 를 갖는 1차 함수로 생각하였다.

$$\frac{i}{i_{desired}} = \frac{1}{\tau S + 1} \quad (11)$$

여기서, $i_{desired}$ 는 요구되는 변속비이며 시상수 τ 는 1로 설정하였다. 실제 차량의 운전을 위하여는 식(11)외에도 스로틀개도와 브레이크의 조정이 필요하다. 스로틀개도와 브레이크의 조작운동은 다음 식과 같이 시상수 τ_1 , τ_2 를 갖는 1차 함수로 생각하였다.

$$\frac{\theta}{\theta_{desired}} = \frac{1}{\tau_1 S + 1} \quad (12)$$

$$\frac{T_b}{T_{b,desired}} = \frac{1}{\tau_2 S + 1} \quad (13)$$

여기서, θ 는 스로틀개도, $\theta_{desired}$ 는 요구되는 스로

속비도 하나만이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 9는 식(9)로부터 스로틀개도와 차량속도에 대하여 구한 P-모드의 MPC 변속비를 3차원 그래프로 도시한 것이다. E-모드에 대하여도 같은 방법으로 변속비 그래프를 구할 수 있다.

4. MPC 차량 구동계 모델링

Fig. 10은 MPC 차량의 동력전달 시스템에 대한 본드그래프 모델링 선도이다. Fig. 10의 모델로부터 다음과 같은 상태방정식을 구할 수 있다.

스로틀개도, $T_{b,desired}$ 는 요구되는 브레이크토크이며 시상수 τ_1 , τ_2 는 1로 설정하였다.

주행저항은 차량의 구름저항과 공기저항의 합으로 표시되며 차량이 평지면을 주행할 때 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$F_R = \mu \cdot W + C_r \cdot A \cdot V^2 [kgf] \quad (14)$$

여기서, μ 는 구름마찰계수, W 는 차량중량, C_r 은 공기저항계수, A 는 차량 앞부분 면적, V 는 차량 속도이다.

5. MPC 차량주행 특성 시뮬레이션

Table 1은 시뮬레이션에 사용된 차량의 사양이다. 시뮬레이션시 MPC, CVT 및 AT 자체의 동력전달 손실은 없다고 가정하였으며 MPC 모드에서 CVT 모드로 변환되려 때 클러치 해방 및 결합

Table 1 Vehicle data

Engine Inertia(I_e)	0.0755 kg · m ²
Vehicle Inertia(I_v)	32.7 kg · m ²
Differential gear ratio(n)	5.9
Vehicle mass(W)	800 kg
Vehicle front area(A)	1.84 m ²
Tire effective radius(R)	0.286 m
Rolling coefficient(μ)	0.015
Aero coefficient(C_r)	0.002

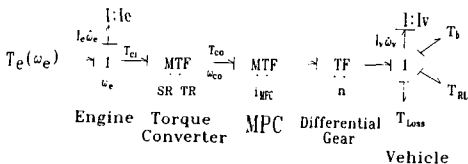


Fig. 10 Bondgraph model of MPC vehicle

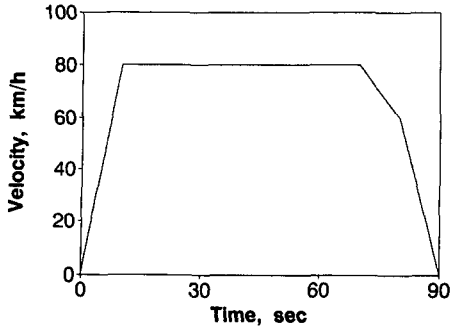


Fig. 11 Drive mode for E-mode simulation

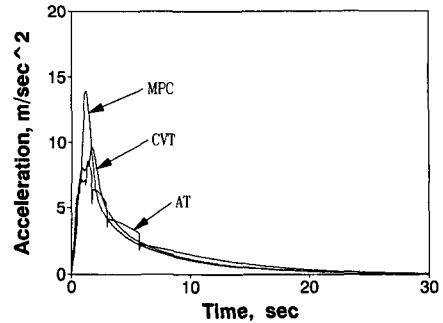


Fig. 12 Acceleration for P-mode at WOT

에 의한 과도특성은 고려치 않는다. 시뮬레이션방법은 다음과 같다.

(1) P-모드에 대하여 정지된 차량의 스로틀을 순간적으로 WOT(wide open throttle) 상태에 이르게 하였을 때 나타나는 차량의 응답특성을 검토한다.

(2) E-모드에 대하여 차량이 Fig. 11의 주행조건을 따라 구동되도록 하였을 때 언비 및 기타 차량의 응답특성을 검토한다. 차량성능측정을 위한 주행조건으로는 LA-4 모드, Tokyo-10, 11 모드 등이 있으나 여기서는 시뮬레이션시 가속 및 정속, 감속주행 특성을 볼 수 있는 간단한 주행모드로 Fig. 11과 같은 주행조건을 사용하였다.

(3) (1), (2)와 같은 방법으로 CVT 및 4단 AT 차량에 대하여 시뮬레이션을 수행한다. CVT의 변속비는 2.5~0.4이며 AT의 변속비는 1단 2.846, 2단 1.581, 3단 1.0, 4단 0.685로 설정하였다. WOT 시뮬레이션의 경우 P-모드 변속패턴은 엔진 속도가 5400 rpm일 때 변속이 일어나는 것으로 한다. E-모드 변속은 4단 자동변속기의 변속패턴⁽⁹⁾을 사용하였다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 P-모드 시뮬레이션

Figs. 12 and 13은 P-모드에 대하여 WOT 운전시 MPC, CVT 및 AT 차량의 시뮬레이션 결과를 비교 도시한 것이다.

Fig. 12는 가속도 변화를 도시한 것이다. 출발시 MPC의 가속도가 CVT에 비하여 매우 크다. 그러나 1.65초부터 CVT의 가속도가 MPC보다 크다. 이것은 1.35초 이후로 CVT 변속비가 MPC보다 크고 변속이 늦게 이루어지기 때문이다. 출발시

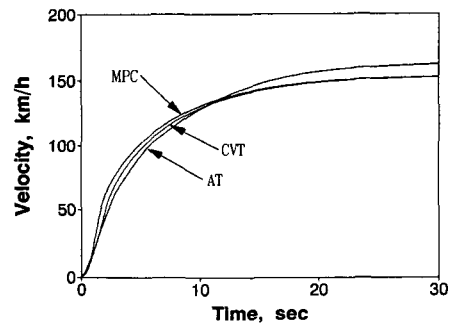


Fig. 13 Velocity for P-mode at WOT

AT의 가속도는 MPC나 CVT에 비하여 작지만 3단부터는 MPC와 CVT에 비하여 약간 우수하다. MPC, CVT, AT의 비교를 통해 가속성능은 초기 변속비에 따라 달라짐을 알 수 있다.

Fig. 13은 차량속도 변화를 도시한 것이다. 출발시에는 MPC 차량의 속도가 CVT, AT 차량의 속도보다 높고 100 km/h 도달시간도 가장 빠르다. 차량속도가 100 km/h에 도달하기까지 걸리는 시간은 MPC 차량이 4.9초, CVT 차량이 5.3초, AT 차량이 5.8초이다. 이것은 실제 차량보다 빠른 것으로 시뮬레이션시 바퀴의 미끄러짐, 동력전달 손실 등을 고려하지 않은 이유로 생각된다. 따라서 초기 가속성능은 Fig. 13에서 예측된 바와 같이 MPC가 가장 우수함을 알 수 있다. 그러나 정상상태 속도는 MPC와 CVT가 AT보다 낮다. MPC와 CVT 차량의 정상상태 속도가 AT 차량보다 낮은 것은 최종 변속비의 차이 때문이다.

6.2 E-모드 시뮬레이션

Figs. 14~16은 Fig. 11의 주행조건 곡선을 따라 E-모드로 운전될 때 시뮬레이션 결과이다.

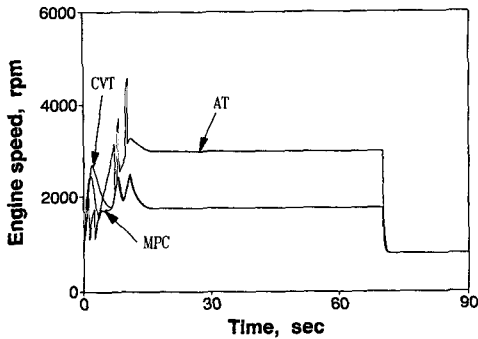


Fig. 14 Engine speed for E-mode

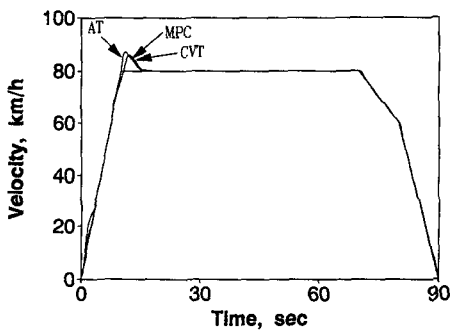


Fig. 15 Velocity for E-mode

Fig. 14는 E-모드 시뮬레이션시 엔진속도의 변화를 도시한 것이다. MPC의 엔진속도는 2700 rpm까지 증가하였다 감소하며 이후로 2500 rpm 미만에서 증가하였다 감소하는 부분이 2번 나타나고 있다. CVT의 엔진속도는 2500 rpm 미만으로 작동하고 있으며 MPC와 비슷한 2번의 엔진속도 변화가 있다. AT의 경우 2단까지는 2000 rpm미만에서 작동하고 있으며 3단 이후로는 3000 rpm 이상까지 엔진속도가 증가한다.

Fig. 15는 차량속도 변화를 도시한 것이다. MPC와 CVT, AT는 모두 주행조건을 잘 따르고 있으며 80 km/h 도달 후 오버슈트(overshoot)를 보인다. 이것은 차량 및 스로틀개도 동역학 특성에 의한 것으로 AT는 MPC와 CVT보다 큰 오버슈트를 보이고 있다. CVT는 출발후 가속구간에서 주행조건을 약간 벗어나는 구간이 있으나 그 외 구간에서는 주행조건을 잘 따르고 있다.

Fig. 16은 MPC, CVT 및 AT의 연비선도이다. Fig. 16의 연비는 측정시간까지의 평균연비를 계산하여 도시한 것이다. MPC의 연비는 CVT와 거

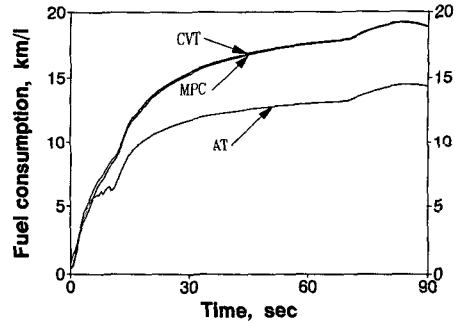


Fig. 16 Fuel consumption for E-mode

의 비슷하나 AT보다는 상당히 큰 연비 향상을 보인다. 90초 동안의 E-모드 시뮬레이션에 대한 연비는 MPC와 CVT가 18.9 km/l, AT가 14.4 km/l이며 AT에 비하여 연비가 약 31% 향상됨을 알 수 있다.

Figs. 12~16에서 알 수 있듯이 MPC는 다중경로 토크전달에 의하여 CVT에 작용하는 부하를 감소시킬 수 있고 동시에 변속범위 확장에 의하여 CVT나 AT에 비해 높은 가속성과 연비향상을 얻을 수 있다. 그러나 클러치에 의하여 전달경로를 변화시키는 경우 클러치 마모 및 미끄러짐, 변속의 지연, 과도동력의 발생 등 여러 문제점이 있으므로 실용화를 위해서는 MPC에 대한 보다 상세한 연구가 필요하다.

3. 결 론

- (1) 변속범위 확장과 CVT 전달토크 감소를 동시에 만족시킬 수 있는 MPC를 제시하였다.
- (2) MPC 차량의 동력성과 연비향상을 위한 변속 알고리즘을 제안하였다.
- (3) MPC 차량과 CVT, AT 차량에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 차량의 응답특성을 비교하였다. 시뮬레이션 결과 P-모드에서 MPC의 가속성은 CVT, AT 차량보다 우수하다.
- (4) E-모드에서 MPC 및 CVT 차량은 AT 차량에 비하여 31%의 연비향상을 보인다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지원 터보·동력기계 연구센터(TPMRC)의 지원을 받아 이루어진 것으로 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Purghart, J. H. and Donoghue, J. F., 1980, "Minimum Fuel Control of a Vehicle with a Continuously Variable Transmission," *Final Technical Report, NASA Grant No. NSG 3223*.
- (2) Goering, C. E., Gui, X. Q., Buck, N. L., 1989, "Improving Fuel Economy by Computer Control of a Diesel Engine and Transmission," *SAE Paper 891838*.
- (3) Höhn, B. R., 1988, "The Potential and Advantages of Continously Variable Transmissions for Automotive Application," *SAE Paper 885063*.
- (4) Hedman, A., 1991, "Application of Variable-Ratio Transmission in Fast Boat," *Proceedings of International Conference on Motion and Power Transmissions, Japan, Hiroshima*, pp. 486 ~ 473.
- (5) Höhn, B. R., 1991, "Transmission Engineering for Passenger Cars," *Proceedings of International Conference on Motion and Power Transmissions, Hiroshima*, pp. 474 ~ 479.
- (6) Sakai, Y., 1988, "The 'ECVT' Electro Continously Variable Transmission," *SAE Paper 880481*.
- (7) Schneider, H. D., 1986, "Dynamisches Verhalten eines CVT-Kettengetriebes," *Ford-Werke Aktiengesellschaft*, 865145, pp. 2407 ~ 2410.
- (8) 김광원, 권혁빈, 김현수, 은택, 박찬일, 1992, "무단변속기(CVT) 차량의 응답특성," 한국자동차공학회지, Vol. 14, pp. 99 ~ 109.
- (9) 성덕환, 김현수, 1993, "CVT의 변속 알고리즘과 응답 특성," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집.
- (10) Stockton, T. R., 1984, "The Ford Research Dual Mode Continuously Variable Transmission," *SAE Paper 841305*.
- (11) Hedman, A., 1988, "Mechanical Transmission Systems — a General Computer — Based Method of Analysis," Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden.
- (12) Beachley, N. H., Anscmb, C. and Burrows, C. R., 1984, "Evaluatio of Split-path Extended Range Continuously-Variable Transmissions for Automotive Applications," *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 317, No. 4, pp. 235 ~ 262.
- (13) Vahabzadeh, H., Macey, J. P., Dittrich, O., "A Split-Torque, Geared-Neutral Infinitely Variable Transmission Mechanism," *SAE Paper 905089*.
- (14) Schneider, K. F., Anderson, S. R., 1990, "Multi-pass Continuously Variable Transmission," *SAE Paper 905088*.