

무단변속기(CVT) 차량의 응답특성

Response Characteristics of a CVT Vehicle.

김 광 원* 권 혁 빈* 김 현 수** 은 탁*** 박 찬 일****
K. W. Kim, H.B.Kwan, H. S. Kim, T. Eun, C. I. Park

ABSTARCT

The response characteristics of a CVT vehicle is investigated numerically by using a Bondgraph model. Simulation results show the continuous behavior of the engine and the speed ratio for the CVT vehicle compared to the discrete behavior of the automatic transmission. Also, the optimal operation of the CVT vehicle is studied by using the Bondgraph model and a CVT map for a metal belt CVT which is derived from the speed ratio-torque-axial force equation from the previous works. It is found that the speed ratio of CVT has to be controlled corresponding to the optimal CVT ratio that makes the engine run on the optimal operating line.

1. 서 론

최근들어 승용차는 보다 높은 동력성능과 저연비 및 쾌적한 주행성이 요구되고 있으며 이와같은 요구에 대처하기 위하여는 엔진의 성능향상과 함께 변속기의 성능개선이 필수적이다. 따라서 변속기는 동력성능과 연비의 최적점에서 엔진이 구동되도록 하고 아울러 변속기 자체의 효율향상과 용이한 조작성을 갖도록 설계되어야 한다.

CVT(continuously variable transmission)는 차량이 주행중 최적 운전상태를 항상 유지할 수 있다는 장점 때문에 자동차 산업 초기부터 끊임없는 관심의 대상이 되어왔다.

CVT의 장점과 주요 특성에 대하여는 참고문헌¹⁾에 자세히 언급되어 있으며 근자에 이르러 제질 및 전자제어기술의 발전에 따라 초기의 단점을 극복하고 신뢰성, 내구성 및 제어성 면에서 괄목할만한 개선을 이룩하였다. 최근에는 환경오염에 대한 배기가스 규제로 전기자동차에 대한 관심이 높아짐에 따라 전기-내연기관혼성(hybrid)차량 또는 에너지 저장 플라이 휠일 장착 전기자동차의 변속기로서 새로운 주목을 받고 있다.²⁻⁴⁾

CVT 차량의 최적인전을 위하여는 주어진 엔진 특성에 대한 차량의 응답특성을 알아야 한다. CVT 차량의 성능특성에 대하여는 CVT 차량 제조회사를 중심으로 제한된 연구결과^{5,6)}

* 성균관대학교 대학원
** 정회원, 성균관대학교 기계공학과
*** 생산기술연구원
**** 현대자동차㈜

가 보고되어 있으나 엔진-CVT-차량계의 핵심인 동적모델과 CVT 변속기의 동적거동에 대하여는 자동차 각사 간의 know-how로서 보고된 결과가 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 토크컨버터를 사용한 엔진-CVT-구동계 동력전달시스템에 대한 동적모델을 유도하고 주어진 엔진특성곡선에 대한 차량의 응답을 구하여 자동변속기 (automatic transmission : AT) 차량과 응답특성을 비교하였다. 또한 최적운전곡선 수행을 위한 CVT 변속비-토크-축력선도를 구하여 CVT 국내개발을 위한 설계기초자료를 얻고자 하였다.

2. 엔진-CVT-구동계의 동적모델링

2.1 CVT 차량의 동적모델

Fig. 1은 CVT 장착차량의 동력전달 흐름을 개략적으로 도시한 그림이다. 모델을 단순화하기 위하여 다음의 가정을 하였다.

① CVT는 벨트의 강성 및 벨트와 풀리사이의 마찰, 미끄럼 등 고려해야 할 복잡한 요소가 많지만 결국 그 기본기능은 수동 및 자동변속기의 각 변속단과 같이 변속비 변화에 의하여 각속도와 토크를 변화시키므로 연속적인 변속단 i 를 갖는 단순한 변환기(trans-former)로 생각한다.

② 엔진-토크컨버터-CVT-자동기어-바퀴로 이어지는 축의 강성은 무시한다.

③ 토크컨버터의 동특성은 무시하였다.

CVT 장착차량의 본드그래프 모델이 Fig. 2에 도시되어 있다. Fig. 2의 본드그래프는 엔진의 동력이 토크컨버터를 거쳐 CVT로 전달되고 다시 자동기어를 통하여 바퀴로 전달되는 동력전달 과정을 보여주고 있다. Fig. 2에서 T_e 는 엔진토크이며 I_e 는 엔진의 관성모멘트이다. 엔진토크 T_e 는 엔진속도 ω_e 의 함수이며 이 관계는 엔진특성곡선에서 얻을 수 있다. 엔진의 출력토크 T_{ci} 는 토크컨버터로 전달된다. 토크컨버터는 펌프, 터빈, 스테이

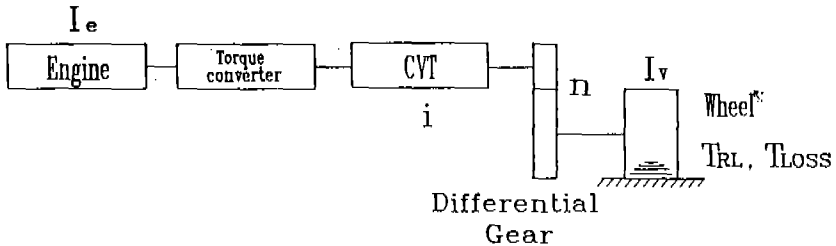


Fig. 1 Schematic diagram of a CVT vehicle

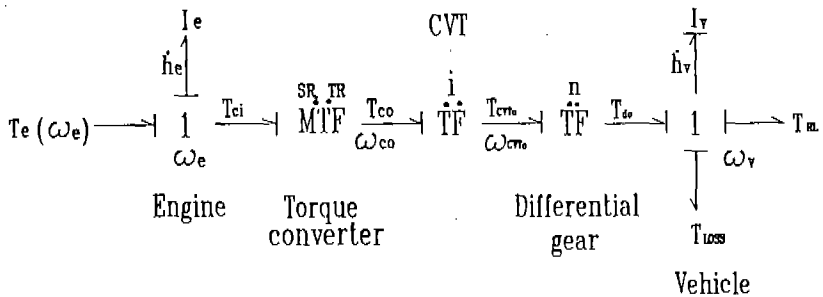


Fig. 2 Bondgraph model of a CVT vehicle

터와 작동유체 등으로 구성되어 복잡한 동특성을 보이고 있으나 본 연구에서는 토크컨버터의 동특성을 무시하고 입력용량계수(input capacity factor) C 에 대한 속도비 SR 과 토크비 TR 로 표시되는 토크컨버터 특성곡선을 사용하였다. 따라서 토크컨버터는 다음과 같은 MTF(modulated transformer)로 모델링된다.

$$C = T_e / (\omega_e / 1000)^2 \quad (1)$$

$$T_{c0} = TR \times T_{ci} \quad (2)$$

$$\omega_{c0} = SR \times \omega_e \quad (3)$$

여기서 T_{c0} = 토크컨버터 출력토크, T_{ci} = 토크컨버터 입력토크, ω_{c0} = 토크컨버터 출력속도이다.

CVT는 앞의 가정①에 의하여 TF(transformer)로 모델링하였다. 여기서 i 는 CVT의 변속비로 $i = \omega_{c0} / \omega_e$ 로 표시된다. 이때 변속비 i 는 4~5단의 MT(manual transmission) 또는 AT와 달리 시간에 대해 연속적으로 변화함으로 변속비의 변화율 di/dt 를 고려하여야 한다. CVT의 출력토크 T_{c0} 는 차동기어를 거쳐 차량계로 전달된다. 여기서 n 은 감속비, I_v 는 차량의 관성모멘트, T_{RL} 은 주행저항, T_{Loss} 는 CVT, 자동기어 등 기계효율에 의하여 발생하는 토크손실이다.

$$\dot{\omega}_v = \frac{(-di/dt) I_e n \omega_e TR}{I_v + I_e n^2 i^2 (TR/SR)} + \frac{T_e n i TR - T_{RL} - T_{Loss}}{I_v + I_e n^2 i^2 (TR/SR)} \quad (4)$$

상대방정식 식(4)는 CVT 차량의 동력학적 관계식으로 차량가속도 $\dot{\omega}_v$ 에 대한 1차 미분방정식이다. 즉 엔진속도 ω_e , 엔진토크 T_e 와 변속비 i 및 변속비의 변화율 di/dt 에 대하여 차량가속도 $\dot{\omega}_v$ 를 구할 수 있다. 엔진토크 T_e 는 엔진속도 ω_e 에 대하여 엔진특성곡선에서 주어지며 di/dt 는 Fig. 2의 본드그래프

또는 식(4)에서 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

$$-di/dt = (TR i^2 n T_e - i T_{RL} I_{eq} TR i^2 n \dot{\omega}_e) / (I_v \omega_e) \quad (5)$$

여기서 $I_{eq} = I_e + \frac{I_v SR}{TR i^2 n^2}$, $\dot{\omega}_e$ = 엔진가속도

식(5)는 운전자의 의도인 가속페달의 위치, 즉 드로틀(throttle)양과 현재의 $\dot{\omega}_e$ 에 대한 T_e 에서 di/dt 를 계산하는 식이다. 변속비 i 는 di/ti 를 계산한 후 다음식으로 구해진다.

$$i = i_0 + (di/dt) \Delta t \quad (6)$$

여기에서 i_0 는 식(2)에 사용된 현재의 변속비이다. 위에서 구한 di/dt , i , $T_e(\omega_e)$ 가 식(4)에 입력되어 차량의 가속도 및 속도를 구할 수 있다.

차량가속도 $\dot{\omega}_v$ 는 식(4)의 첫번째 항과 두번째 항의 차이 즉, 음(-)의 부호를 가진 변속비 변화율과 양(+의 엔진토크)에 의존한다. 예를들어 가속시 변속비 i 는 증가하여야 하고 따라서 di/dt 는 양이 되지만 변속비의 변화량이 너무 크면 첫번째 항이 크게되어 결국 차량은 초기에 가속대신 감속되는 결과를 가져온다.

2.2 AT 차량계의 동적모델

CVT와 AT 차량의 응답특성을 비교검토하기 위하여 AT 차량의 동적모델을 구한다. AT 차량은 정해진 3~4단의 고정된 변속단으로 변속이 이루어짐으로 변속비의 변화율 di/dt 는 변속이 이루어지는 시점에서만 나타나며 이것은 각 기어열의 동특성, 클러치의 미끄럼 특성에 의존한다.⁷⁾ 본 연구에서는 변속시의 과도특성을 무시하여 변속비의 변화량 $di/dt = 0$ 으로 하였다. 따라서 CVT의 상태방정식 식(1)의 di/dt 항을 무시하면 AT 차량의 상태방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{\omega}_v = \frac{T_e n i TR - T_{RL} - T_{LOSS}}{I_v + I_e n^2 i^2 (TR/SR)} \quad (7)$$

위 식에서 변속비 i 는 각 변속단에 대하여 일정한 값을 갖는다.

3. 수치해석

3.1 CVT

이상의 결과를 이용하여 CVT와 AT차량의 응답특성을 검토하기 위하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 3은 수치해석 프로그램의 흐름도이다. 엔진의 공회전(idle) 상태에서 차량이 구동을 시작할 때까지 엔진토크와 토크컨버터의 입력토크 차이는 엔진과 토크컨버터의 임펠러를 가속시키며 차량은 정지상태이다.

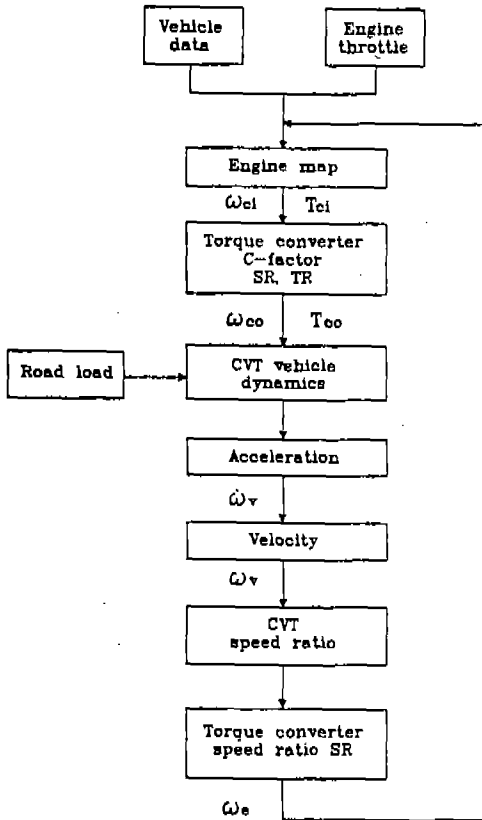


Fig.3 Simulation flow diagram of CVT vehicle

엔진회전수가 구동개시속도(stalled converter speed)에 도달하면 차량은 구동하게 된다. 구동개시속도(stalled speed)는 엔진과 토크컨버터의 특성에 의존하는 값으로 엔진특성곡선과 토크컨버터의 특성곡선에서 구할 수 있다.^{8, 9)} 본 수치해석은 엔진의 초기속도를 구동개시속도와 같게 설정하고 구동개시속도 이전의 엔진과도 특성은 고려하지 않았다. 토크컨버터 입력용량계수 C 가 결정되면 토크컨버터 특성곡선에서 초기속도비 SR_0 와 초기토크비 TR_0 가 구해진다. 따라서 토크컨버터 출력단의 초기토크 T_{e0} 는 $T_e \times TR_0$ 로 표시된다. SR_0, TR_0, CVT 초기변속비 i_0 와 주행저항을 식(4)에 대입하여 Δt 시간 후의 차량 가속도와 차량초기속도 ω_{v0} 를 구할 수 있다. 차량이 가속을 가지고 구동하게 된 후에는 차량 속도로부터 역으로 토크컨버터 출력단의 속도 ω_{e01} 과 새로운 토크컨버터 속도비 SR_1 및 토크비 TR_1 을 구할 수 있다. 토크비 TR_1 과 엔진특성곡선에서 엔진의 토크와 속도를 구한 후 식(5), 식(6) 및 식(4)에 대입하여 $\dot{\omega}_v$ 와 ω_v 의 계산과정을 반복 수행하였다. CVT 차량은 변속비 2.84로 구동을 시작하여 토크컨버터가 최대 속도비에 도달하였을 때 변속이 시작되는 것으로 생각하였다.

Fig.4~Fig.6에 수치해석에 사용된 엔진특성곡선, 주행저항선도와 토크컨버터 특성곡선이 도시되어 있다. Fig.4는 100%(wide open throttle : WOT), 50% 드로틀에 대한 엔진특성곡선을 도시한 것이다. Fig.5의 주행저항선도는 구름저항과 공기저항의 합으로 표시되며 차량이 평지면을 주행하는 것으로 가정하여 다음 식으로 구하였다.

$$R = \mu \cdot W \cdot + C_r \cdot A \cdot V^2 \quad (8)$$

Fig.6은 토크컨버터 특성곡선으로 입력용량계수 C 에 대한 속도비 SR , 속도비 SR 과 토크비 TR 의 관계를 보여주고 있다. 시뮬레이션에 사용된 각 파라미터의 값은 Table 1에 나와있으며 CVT는 $i = 2.84 \sim 1$ 의 무단변속 범위를 갖는다.

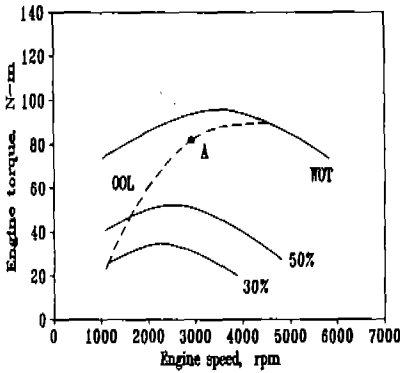


Fig. 4 Engine map

Table 1 Vehicle data

Engine Inertia (I_e)	0.12 kg m ²
Vehicle Inertia (I_v)	52 kg m ²
Differential gear ratio (n)	4
Rolling coefficient (μ)	0.015
Vehicle mass (W)	1275 kg
Aero coefficient (C_r)	0.002
Vehicle front area (A)	1.84 m ²
Tire effective radius	0.286 m

수치해석은 Fig. 4의 엔진특성곡선의 드로틀 WOT, 50%에 대하여 수행하였다.

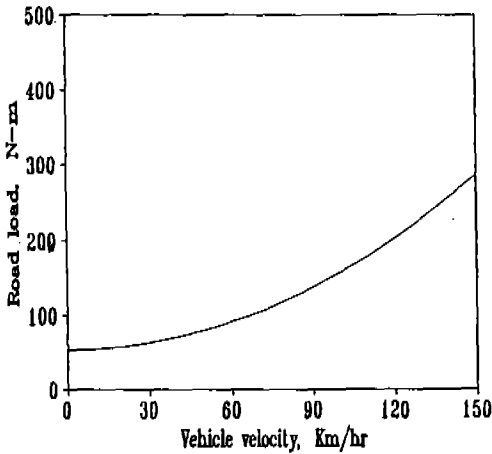


Fig. 5 Road load versus vehicle velocity

3.2 AT

AT 차량의 변속은 최고동력성능을 발휘하기 위하여 각 엔진 드로틀의 최대 엔진회전수에서 변속하는 경우와 연료소비율을 고려하여 연료소비율이 낮은 엔진속도에 변속하는 경우로 나뉘어 진다. 본 수치해석에서는 AT 차량의 변속엔진속도를 WOT, 50% 드로틀에서 각각 엔진속도 5500 rpm, 4000 rpm, 3500 rpm으로 하였다. AT는 변속비 $i = 2.84$.

1.54, 1의 3속을 가지며 WOT, 50% 드로틀의 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다.

4. 수치해석 결과

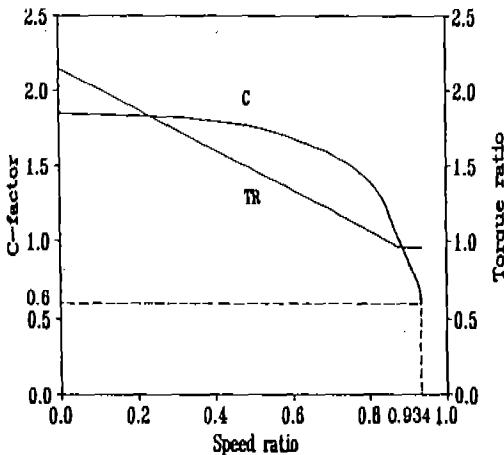


Fig. 6 Torque converter performance curve

Fig. 7은 각 드로틀에서 CVT 및 AT 차량의 엔진 속도변화를 도시한 것이다. WOT의 경우 AT는 5500 rpm에서 1차 변속이 일어나 변속비는 2.84에서 1.54로 바뀌고 엔진속도는 3044 rpm으로 떨어졌다가 다시 증가한다. 2차 변속시 변속비는 $i = 1$ 로 바뀌고 엔진속도는 다시 3612 rpm으로 감소한다.

50% 드로틀인 경우 엔진속도는 각 변속시점에서 감소하다가 증가하지만 변속이 발생하는 시간은 증가하여 2차 변속까지 걸리는 시간은 WOT, 50% 드로틀에 대하여 각각 8.5 sec, 12.9 sec로 길어진다. CVT 차량의 경우 엔진속도는 구동개시속도에서 시작하여 토크

컨버터가 $C=0.6$ 이 되어 최대 속도비 $SR = 0.934$ (Fig.6)에 도달할 때까지는 급격히 증가하고 그 이후는 증가가 완만해짐을 알 수 있다. 이것은 토크컨버터가 최대속도비에 도달한 이후 CVT의 변속이 시작되어 변속비 i 가 감소하기 때문이다. Fig.7에서 토크컨버터가 최대속도비에 도달할 때까지는 AT와 CVT는 주어진 변속비 $i = 2.84$ 를 유지하고 변속은 토크컨버터에서 이루어진다. 토크컨버터가 최대속도비에 이르면 AT는 변속비 $i = 2.84$ 를 유지하며 변속시점까지 엔진속도가 증가하고 CVT는 엔진토크, 차속 및 엔진가속도에 따라 변속비가 변화함으로 엔진속도는 완만한 변화를 보인다. 토크컨버터가 최대 속도비에 도달하는 점은 AT와 CVT의 엔진속도가 달라지는 점과 일치한다. AT 차량 응답과 비교해 보면 AT는 변속시 엔진속도의 변화가 현저한 반면 CVT는 무단변속기능으로 엔진속도의 변화가 완만함을 알 수 있다.

Fig.8은 WOT (Fig.8(a)), 50% (Fig.8(b))에서 CVT 및 AT 차량의 가속도를 비교도시한 것이다. CVT 및 AT 모두 드로틀량을 클 수록 엔진토크가 증가하므로 차량의 가속도는 증가한다. AT의 경우 시간이 경과할 수록 가속도는 점차 감소하지만 변속시점에서 가속도는 급격한 감소를 보인다. 이것은 변속시 변속비의 변화율 di/dt 를 무시했기 때문에 변속전의 차량가속도가 변속후의 값으로 바뀐 것이다. CVT 차량도 시간이 경과할 수록 가속도는 감소하지만 사이사이 급격한 피크를 보인다. 이와같이 CVT 차량의 가속도가 급격한 피크를 보이는 것은 식(4)의 첫번째 항에서 변속비 변화율 di/dt 의 값이 크기 때문이다. 즉 변속비의 급격한 감소로 di/dt 는 큰 음의 값을 가지고 따라서 $-di/dt$ 는 양의 값이 되어 $\dot{\omega}_v$ 는 순간적인 증가를 보인다. 그러나 실제로 변속비 i 의 급격한 변화를 변속비 제어 메카니즘의 응답특성에 제한 받는다. 더우기 이와같은 차량가속도의 급격한 변화는 승차감에 영향을 주기 때문에 CVT 차량에서 변속비의 급격한 변화는 적절한 제한을 두어야 할 것이다.

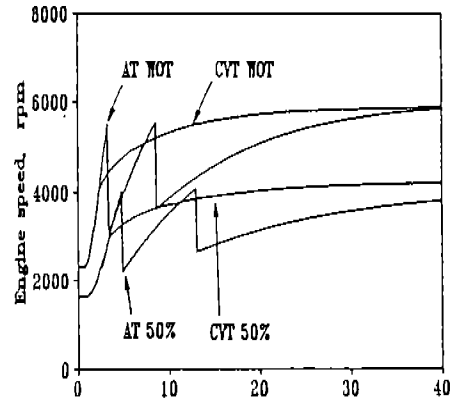
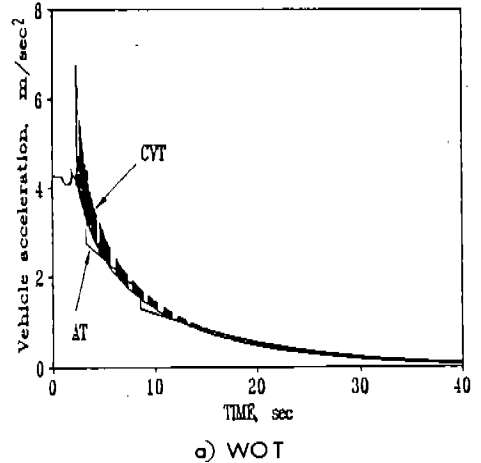
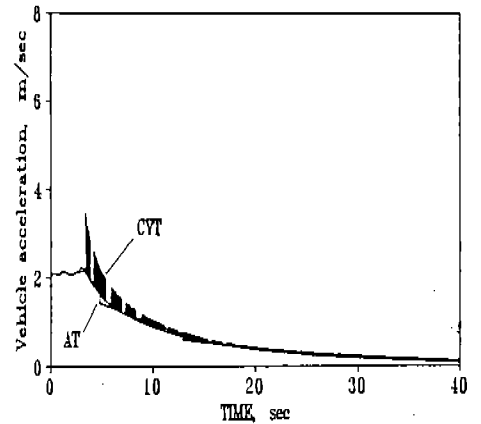


Fig.7 Comparison of engine speed for CVT and AT at WOT, 50% throttle



a) WOT



b) 50% throttle

Fig.8 Comparison of vehicle acceleration for CVT and AT

Fig.9는 각 드로틀에서 CVT 및 AT 차량의 속도변화를 비교한 것이다. CVT와 AT의 차량속도를 비교하면 WOT의 경우 100 km/hr의 도달시간은 CVT가 9.4 sec인 반면 AT는 10.7 sec로 나타났고 50% 드로틀의 경우 80 km/hr 도달시간은 각각 18.1 sec, 20.8 sec로 나타났다. 따라서 CVT 차량의 가속성능이 우수함을 알 수 있다. 그러나 Fig.9의 차속도 응답특성은 AT의 경우 변속점의 엔진속도값에 의존한다. 즉 연비향상을 위해 변속점의 엔진속도를 낮게 설정하면 연비는 개선되지만 차량의 가속능력은 떨어져 차속은 완만하게 증가할 것이다. CVT의 경우 차량가속능력 즉 발진성능은 초기 변속비값에 크게 좌우된다. 발진성능을 향상시키려면 초기 변속비가 커야 하지만 이와같은 변속비 범위의 확대는 CVT의 부피와 중량을 증가시키게 된다.

Fig.10은 각 드로틀에 대한 CVT 차량의 변속비 변화를 도시한 것이다. CVT는 토크컨버터가 최대속도비에 도달하였을 때 변속이 일어나며 각 드로틀에서 초기 변속시점까지의 시간을 보면 50%, WOT에 대하여 각각 3.5 sec, 2.4 sec로서 드로틀양이 클 수록 초기 변속시점이 빨라짐을 알 수 있다. 이는 드로틀양이 클 수록 토크컨버터가 최대속도비에 도달하는 시간이 짧아지기 때문이다.

Fig.11은 WOT에서 변속비의 변화율 di/dt 를 도시한 것이다. 변속비 변화율은 초기에 0의 값을 보인다. 이것은 초기에는 토크컨버터의 속도비가 변하고 CVT의 변속비 i 는 일정하기 때문이다. CVT의 변속비가 변하면 di/dt 는 음의 값을 보인다. di/dt 의 절대값은 시간경과에 따라 점차 감소하는데 이것은 변속비 변화가 점차 완만해지기 때문이다.

5. CVT의 최적운전 수치해석 예

5.1 CVT 특성곡선

앞서 검토한 바와같이 CVT는 연속적인 변속비의 변화에 의해 엔진속도를 연속적으로

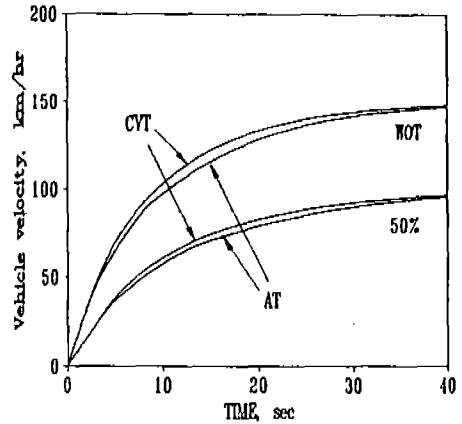


Fig.9 Comparison of vehicle velocity for CVT and AT at WOT, 50% throttle

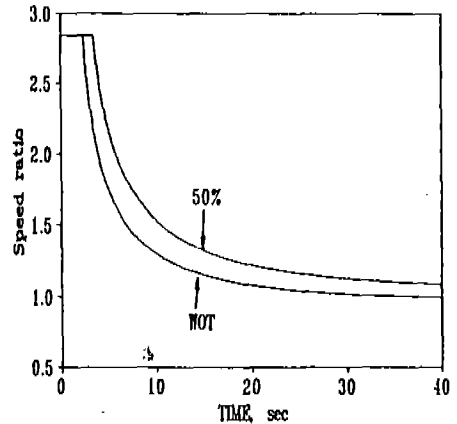


Fig.10 Speed ratio for CVT at WOT, 50% throttle

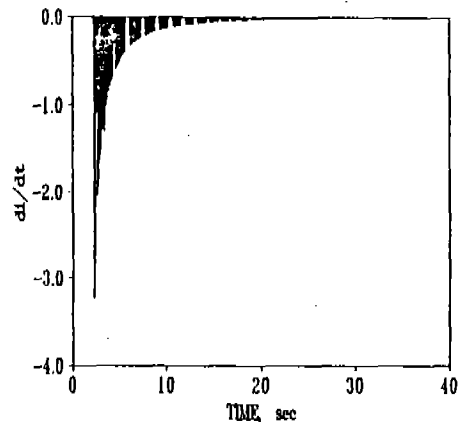


Fig.11 Speed ratio change rate for CVT at WOT throttle

변화시킨다. 이와같은 특성은 CVT 차량이 엔진의 최소연비 또는 최대동력성능을 갖는 최적 운전선도(optimum operating line : OOL)를 따라 주행할 수 있다는 것을 의미한다. 예를 들어 Fig.4의 엔진특성곡선에서 각 엔진속도에 대해 최소연비를 갖는 점을 이어 OOL로 하였을 때 CVT의 변속비가 차량주행 중 엔진이 항상 OOL 선상에 있도록 변화한다면 CVT 차량은 큰 연비향상을 얻을 수 있다.

CVT의 변속비 공급방법은 CVT 종류에 따라 다르다. CVT에는 금속벨트식¹⁰⁾, 토로이달(toroidal) 구동식¹¹⁾, 정유압식 등 여러가지가 있으나 승용차용 CVT로는 금속벨트식이 가장 유망하여 실용화되어 있다. 따라서 본 연구에서는 금속 벨트식 CVT의 최적변속비 공급방법에 대하여 검토하기로 한다.

Fig.12에 금속벨트 CVT가 도시되어 있다. 금속벨트 CVT는 금속벨트와 구동 및 종동플리로 구성되어 있으며 양 플리는 각각 축에 고정된 고정플렌지와 축방향 이동이 가능한 이동플렌지로 구성되어 있다. 금속벨트 CVT의 역학에 대하여는 참고문헌¹²⁻¹⁵⁾에 상세히 나와 있다. 금속벨트 CVT의 무단 변속기능은 구동 및 종동플리의 벨트 회전피치반경을 연속적으로 변화시켜 얻어지고 벨트 회전반경의 변화는 구동 및 종동플리의 이동플렌지에 가해지는 축력에 의하여 제어된다. 따라서 변속비와 토크에 해당하는 적절한 축력의 제어가 CVT 차량의 최적운전의 핵심이라 할 수 있다.

금속벨트 CVT의 변속비-토크-축력에 관하여 발표된 연구결과는 많지 않다. 김현수, 이재신, 김광원은 금속벨트 CVT에 대한 일련의 연구^{12,13)}에서 벨트의 접선 및 반경방향 운동을 고려하여 이론 및 실험적으로 벨트거동을 해석하고 변속비-토크-축력 관계식을 구하였다.

Fig.13은 변속비-토크-축력 관계는 전 연구^{12,13)}의 벨트거동에 관한 미분방정식을 수치해석하여 운전범위의 변속비와 토크에 대하여 도시한 것으로 금속벨트 CVT의 특성곡선(CVT map)이라고 할 수 있다. Fig.13의 CVT 특성곡선은 종동축 축력 FN을 FN =

30,000N으로 고정하고 각 변속비-토크에 대한 구동축 축력 FR과 금속벨트 밴드의 장력 T를 도시한 것이다. CVT 특성곡선의 사용에는 다음과 같다. 예를 들어 Fig.14의 변속비 $i=1$, 구동토크 $T_{co}=50N-m$ 점 A에서 차속이 증가하여 변속비 $i=0.714$ 구동토크 $50N-m$ 인 점 B로 이동한다면 구동 및 종동축 축력은 A점의 $FR=34,257N$, $FN=30,000N$ 에서 B점의 $FR=39,229N$, $FN=30,000N$ 으로 변화되어야 하고 따라서 구동 및 종동축의 엑츄에이터는 이에 상응하는 축력을 공급받아야 한다. 금속벨트 CVT 특성곡선은 변속비-토크에 대하여 구동 및 종동축 축력과 밴드장력을 변수로 하여 작성될 수 있으나 이와 같이 종동축력 FN을 일정하게 유지하는 것은 제어변수를 1개 줄일 수 있다는 장점이 있다.

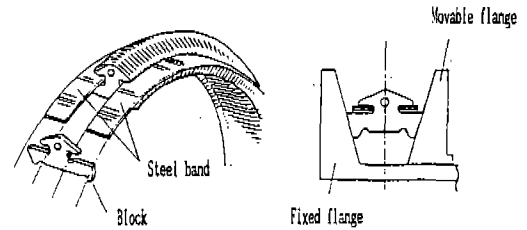


Fig.12 Metal V-belt CVT

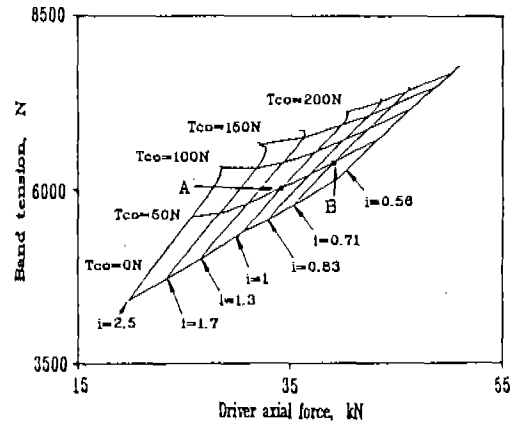


Fig.13 CVT map

5. 2 CVT 최적운전 수치해석

CVT 최적운전 예로 다음의 2 가지 경우를 생각한다.: (1) 가속시 엔진이 항상 OOL 선상에 있도록 한다. (2) 일정한 드로틀에서 부하의 상태가 바뀌어도 엔진은 항상 OOL 선상의 운전점(Fig. 4의 A 점)에 있도록 한다.

CVT의 최적운전을 위하여 Fig. 14와 같은 제어블록선도를 제안하였다. 운전자의 의도에 따른 드로틀 위치와 OOL에서 최적운전속도(ω_{ed})가 결정되며 TCU (transmission control unit)는 ω_{ed} 와 실제 엔진속도 ω_e 를 비교하여 $\dot{\omega}_e$, di/dt 및 최적변속비 i_d 를 계산한다. 변속비 i_d 와 구동토크에 대한 구동축

최적축력 FR_d 는 CVT 특성곡선에서 구해지며 유압 액츄에이터로 공급된다. 구동 및 종동축 축력에 의해 구동 및 종동축 이동플랜지가 움직이고 동시에 차량 동역학식에서 차량의 속도 ω_v 및 엔진속도 ω_e 가 출력된다. Fig. 14의 블록선도에서 측정되는 값은 엔진속도 ω_e , 차량속도 ω_v 2개 뿐이며 주행저항은 외란(disturbance)으로 작용한다. OOL운전을 위한 최적 변속비 i_d 는 측정된 ω_e , ω_v 및 TCU내에서 저장된 OOL 선도에 의해 TCU에서 계산된다.

Fig. 15, Fig. 16은 Fig. 4의 OOL 선도, Fig. 13의 CVT 특성곡선 및 Fig. 14의 블

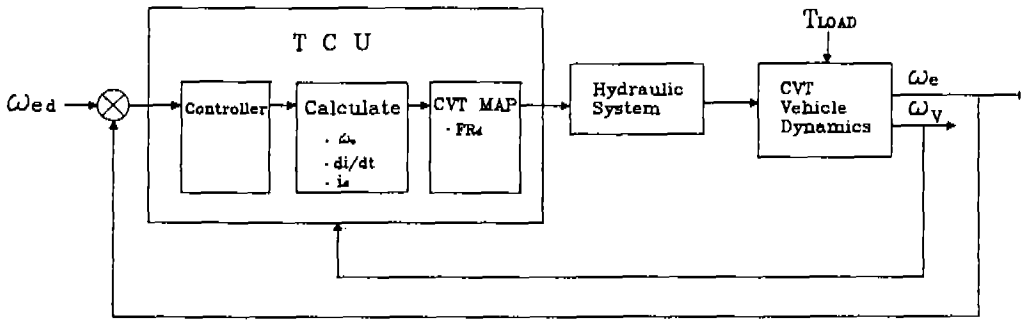


Fig. 14 Block diagram for CVT control

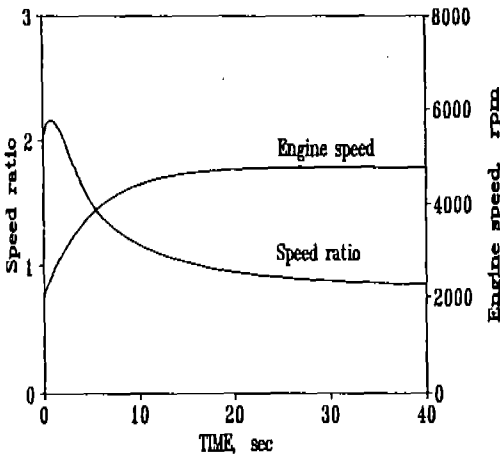


Fig. 15 Speed ratio and engine speed for acceleration

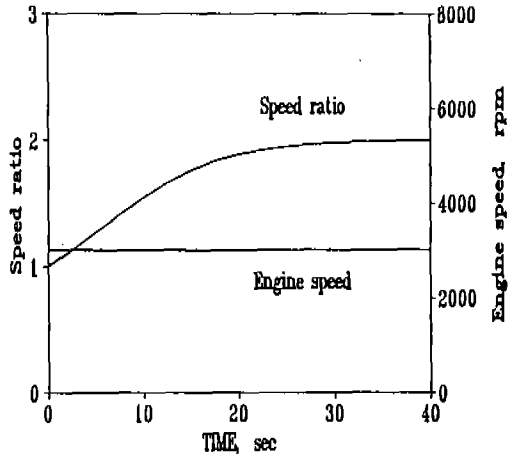


Fig. 16 Speed ratio and engine speed for constant engine speed operation with torque load input

록 선도를 이용하여 (1)가속시와 (2)A점 운전시 부하입력의 2 경우에 대한 수치해석 결과이다. 시뮬레이션에서 TCU의 제어기로는 PI 보상기를 사용하였으며 유압시스템의 전달함수는 충분히 작은 시상수(time constant)를 갖는 1차 시스템으로 가정하였다. 수치해석에서 CVT는 변속비 $i=2.0 \sim 0.5$ 의 범위를 가지며 토크컨버터는 직결된 것으로 생각하고 속도비 및 토크비는 $SR=TR=1$ 을 사용하였다.

Fig.15는 (1)의 경우 즉 CVT 차량의 변속비와 엔진속도 응답을 도시한 것이다. CVT 초기조건은 변속비 $i=2$, 엔진속도 $\omega_e=2,000\text{rpm}$ 이며 차량은 정상상태($\omega_w=\text{const}$)에서 운전되고 있다. $\omega_e=2,000\text{rpm}$ 에서 운전자가 가속페달을 밟으면 엔진과 차량속도는 식(4)의 차량 동력학식에 따라 증가한다. 이때 엔진 속도변화가 항상 OOL상에서 이루어지도록 변속비가 변화한다면 이때의 변속비는 최적변속비라고 할 수 있다. Fig.15에서 볼 수 있듯이 변속비는 $i=2$ 에서 2.16으로 다소 증가하였다가 감소하여 $i=1$ 까지 완만하게 감소한다. 초기에 변속비가 증가하는 것은 AT에서 볼 수 있는 킥다운(kick-down)으로 생각할 수 있다. Fig.15의 엔진속도는 OOL 상에서 변화되고 있으며 이와같은 운전을 위하여 CVT의 변속비 i 가 Fig.15과 같이 제어되어야 한다.

Fig.16은 (2)의 경우 즉 운전자가 가속페달각도(드로틀)를 일정하게 유지하고 있을 때 계단입력부하에 대한 CVT 차량의 변속비와 엔진속도 응답을 도시한 것이다. Fig.16에서 볼 수 있듯이 엔진속도는 주어진 드로틀에서 거의 일정한 값을 유지하며 OOL 상의 A점에 머물러 있다. 변속비는 정상상태의 값 $i=2$ 로 증가하여 엔진의 OOL 운전상태를 만족시켜 준다. 일정한 엔진속도에서 변속비가 2배로 증가했으므로 차량의 속도는 1/2로 감소가 된다. 만약 운전자가 증속을 원한다면 운전자는 다시 가속페달을 밟아 드로틀양을 증가시키고 CVT는 (1)의 과정을 반복하게 된다.

Fig.15, Fig.16에서 알 수 있듯이 CVT 차량의 최적운전은 CVT의 최적 변속비에 의존한다. 변속비 공급방법은 거의 대부분의 CVT가 유압식을 채택하고 있기 때문에 실제 차량의 적용을 위해서는 제어성이 양호하고 신뢰성 있는 유압시스템의 연구개발이 필수적이다.

7. 결 론

(1) CVT 차량의 본드그래프 동적모델을 구하였다. 본드그래프 모델을 이용한 수치해석 결과는 CVT 차량의 거동특성을 잘 보여주고 있다.

(2) CVT 최적운전을 위하여 엔진 및 차량속도 측정만으로 구성되는 간단한 제어알고리즘을 도입하고 가속 및 감속의 경우에 CVT 변속비 거동특성을 해석하였다. CVT 최적운전은 거동특성에서 구해진 변속비를 적절히 공급함으로써 이루어질 수 있다.

(3) CVT 변속비 제어를 위하여 CVT 특성곡선을 도입하였으며 이는 CVT 제어기의 설계기초자료로 사용될 수 있다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지원 터보·동력기계연구센터와 현대자동차(주)의 지원을 받아 이루어진 것이며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. "Continuously Variable Transmissions for Passenger Cars," SAE special publication SAE/PT-87/30, ISBN 0-89883-118-0, 1987.
2. "Electric vehicle CVTs evaluated," Automotive Engineering, September, Vol. 89, No. 9, 1981.
3. R.J. Parker, S.H. Loewenthal and G.K. Fischer, "Design Studies of Continuously Variable Transmissions for Electric Vehicles," SAE 810410, 1981.

4. A. Bassl, A. Piccolo, and E. Brambilla, "Hybrid Car," SAE 865109, 1986.
5. Y. Sakai, "The 'ECVT' Electro Continuously Variable Transmission," SAE 880481, 1988.
6. C. Chan, et. al., "System Design and Control Consideration of Automotive Continuously Variable Transmissions," SAE 840048, 1988.
7. 이장무외 5인, "차량용 유압변속장치의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제 12권, 제 14호, pp.682~693, 1988.
8. Z. Mencik, W.E. Tobler, and P.N. Blumberg, "Simulation of Wide-Open Throttle Vehicle Performance," SAE 780289, 1978.
9. 조선희, 박천경, 이장무, 이교일, 김현수, "차량용 변속기 설계 기초연구", 한국과학기술재단 목적기초연구, 1990.
10. E. Hendriks, P. ter Heegde, and T. van Prooijen, "Aspects of a Metal Pushing V-Belt for Automotive Car Application," SAE 881734, 1988.
11. S.H. Loewenthal, D.A. Rohn, and N.E. Anderson, "Advances in Traction Drive Technology," SAE 831304, 1983.
12. 김현수, 이재신, "금속 V-벨트 CVT 의 벨트거동해석", 대한기계학회 논문집, Vol. 15, pp.557~566, 1991.
13. 김현수, 김광원, "금속 V-벨트 CVT 의 동력전달과 변속비-부하토크-속력관계", 대한기계학회 논문집, Vol. 11, No.2, pp.349~357, 1990.
14. D.C. Sun, "Performance Analysis of a Variable Speed-Ratio Metal V-Belt Drive," Trans. of ASME, Vol. 110, pp. 472-481, 1984.
15. B.G. Gerbert, "Metal V-Belt Mechanics," ASME, 84-DET-22.