

## 동력전달계 동력손실과 CVT 변속비 응답지연을 고려한 엔진-CVT 통합제어 알고리즘

**Engine-CVT Integrated Control Algorithm Considering Powertrain Loss  
and CVT Response Lag**

김 달 철\*, 김 현 수\*\*  
Tal Chol Kim, Hyun Soo Kim

### ABSTRACT

In this paper, an engine-CVT integrated control algorithm is suggested by considering the powertrain loss, inertia torque and the CVT ratio response lag. The integrated control algorithm consists of (1) the optimal engine power calculation and (2) determining of the optimal throttle valve opening and the optimal CVT ratio. The optimal engine power is obtained by compensating the inertia torque due to the CVT ratio change and the powertrain loss that is calculated iteration procedure. In addition, an algorithm to compensate the effect of the CVT ratio response lag on the drive torque is suggested by the engine speed compensation causing the increased optimal CVT ratio. Simulation results show that the engine-CVT integrated control algorithm developed in this study makes it possible to obtain better engine operation on the optimal operating line, which results in the improved fuel economy while satisfying the driver's demand.

주요기술용어 : Continuously variable transmission (CVT, 무단변속기), Integrated control (통합제어), Powertain loss(동력전달계 손실), Response lag (응답지연)

### 1. 서 론

차량의 모든 주행상태에 대하여 엔진이 최저연비영역에서 운전될 수 있다면, 차량의 연비를 대폭 개선할 수 있다. 기존 차량의 동력전달계는 엔진 드로틀 개도와 가속페달이 직접 연결되어 있어 엔진 출력은 운전자의 가속페달 조작에 의하여 결정되어지며 변속기의 변속비는 엔진 드로틀

개도와 차속에 의하여 변화된다. 따라서 엔진의 운전점이 운전자의 가속페달 조작에 의하여 결정되기 때문에 모든 주행상태에 대하여 저연비 영역에서 엔진을 운전시키기가 어렵다. 엔진이 저연비 영역에서 운전되기 위하여는 엔진의 운전점, 즉 엔진토크와 엔진속도가 동시에 제어되어야 하며 이를 위하여는 엔진의 드로틀 개도와 변속기의 변속비를 동시에 제어하는 엔진-변속기 통합제어가 요구된다.

변속비제어 관점에서 엔진을 항상 최저연비를 위한 최적운전곡선(OOL : optimal operating

\* 회원, 현대자동차(주)

\*\* 회원, 성균관대 기계공학부

line)상에서 운전시키기 위하여는 엔진 속도를 차량의 속도와 독립적으로 유지할 수 있어야 한다. 그러나 기존의 4~5단의 수동변속기나 자동변속기로는 엔진을 항상 OOL상에서 운전시키는 것이 불가능하며 연속적인 변속비를 가진 CVT(continuously variable transmission)를 통해서만 이의 구현이 가능하다. 따라서 CVT는 저연비 구현을 위한 엔진-변속기 통합제어 적용을 위하여 반드시 요구된다. 엔진-CVT 통합제어 기술은 저연비 차량외에도 하이브리드 차량(hybrid vehicle)의 핵심기술로 주목받고 있다. 하이브리드 차량은 동력원으로 엔진과 전기모터를 조합하여 사용하기 때문에 동력원이 고효율 영역에서 운전되기 위하여는 엔진 및 모터와 CVT의 통합제어가 요구된다. Toyota<sup>2)</sup>가 CVT를 탑재한 하이브리드 차량 PRIUS를 판매한 이후 Honda, Nissan 등에서도 하이브리드 차량을 실용화할 예정이며 이에 따라 모터, 배터리 등 전기계를 포함한 엔진-CVT의 통합제어 기술이 더욱 주목받고 있다.

현재까지 발표된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘으로는 Takiyama<sup>3)</sup> 등이 특정차량동력을 기준으로 엔진토크차이 또는 차량속도차이에 의해 차량속도를 제어하고 엔진속도차이에 의해 변속비를 제어하는 엔진최적운전 알고리즘을 제시하였으나 동력전달계의 과도응답특성은 고려하지 않았기 때문에 가속도가 급격히 변하는 과도시에는 좋은 성능을 얻지 못하였다. Sakaguchi<sup>4)</sup>는 차량 동력전달계의 손실을 최소화하는 관점에서 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 제시하였다. 그러나 CVT 차량에서 가장 큰 손실의 원인이 되는 유압시스템의 라인압력은 엔진속도의 함수이며 최적 CVT 변속비 결정시 실제 엔진속도를 알 수 없다는 제한이 있다. 과도변속시 CVT 변속응답과 관성토크는 최적엔진토크 결정에 큰 영향을 미친다. Yasuka<sup>5)</sup>는 CVT 변속응답지연과 차량관성효과를 고려한 엔진토크 보상 방법을 제시하였으나 과도한 엔진토크 증가에 의하여 엔진의 최적운전 성능이 저하되었다. 국내에서는 본

연구자가 CVT 변속특성의 비선형성을 고려한 폐지 통합제어 알고리즘을 제시한 바 있다<sup>6)</sup>.

따라서 본 연구에서는 동력전달계 손실 및 변속 과도상태시 동력전달계 회전관성효과와 CVT 변속비 응답지연을 고려한 엔진토크 보상방법을 제안하고 이를 이용한 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 제시하였다.

## 2. CVT 동력전달계 모델

**CVT 변속동역학 :** 본 연구에서는 CVT 변속동역학으로 Ide<sup>7)</sup>가 제시한 다음과 같은 변속동적 모델을 이용하였다.

$$\frac{di}{dt} = \alpha(i)\omega_p(P_p - P_p^*) \quad (1)$$

여기서  $\alpha$ 는 CVT 변속비에 의하여 결정되는 상수이며  $\omega_p$ 는 구동축 폴리 회전속도,  $P_p$ 는 구동축 압력,  $P_p^*$ 는 라인압력과 CVT 임력토크에 의하여 결정되는 정상상태 구동축 압력이다.

**CVT 동력전달계 모델링 :** Fig. 1은 본 연구에 사용된 CVT를 포함한 동력전달계 모델을 도시한 것이다. 동력전달계 회전관성으로는 엔진( $J_e$ ), 발진클러치( $J_{cr}$ ,  $J_{cn}$ ), CVT 구동풀리( $J_{cvtr}$ ) 및 종동풀리( $J_{cvtn}$ ), 종감속기어( $J_{frg}$ ) 및 차량관성( $J_v$ )을 고려하였다.

차량구동을 위한 구동토크  $T_d$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$T_d = J_v \dot{\omega}_v = \eta_{cvtr} N_{frg} i (T_e - T_{eloss} - J_{eq} \dot{\omega}_e) - T_{load} \quad (2)$$

여기서  $J_{eq}$ 는 엔진 축에서 바라본 동력전달계의 동가관성이다.

엔진속도와 차량속도의 관계를 미분하면 다음과 같은 식이 유도된다.

$$\dot{\omega}_e = \frac{N_{frg}}{\eta_{cvtr}} \left( \frac{di}{dt} \omega_v + i \dot{\omega}_v \right) \quad (3)$$

식(3)과 (4)에서 차량가속도는 다음과 같이 표현된다.

$$\omega_v = \frac{\eta_{cvf} N_{frg} i (T_e - T_{loss}) - T_{load} - \frac{\eta_{cvf} N_{frg} i \frac{di}{dt} J_{eq}}{\eta_{acut}} \omega_v}{J_v + \frac{\eta_{cvf} J_{eq} N_{frg}^2 i^2}{\eta_{acut}}} \quad (4)$$

여기서  $T_e$ 는 엔진토크,  $T_{loss}$ 는 엔진손실토크,  $T_{load}$ 는 주행저항 토크이며  $\omega_e$ 는 엔진속도,  $\omega_v$ 는 차량속도이며  $i$ 는 CVT 변속비,  $N_{frg}$ 는 종감 속기어비이다.  $\eta_{cvf}$ 와  $\eta_{acut}$ 는 각각 CVT 토크 전달효율과 속도전달효율이다.

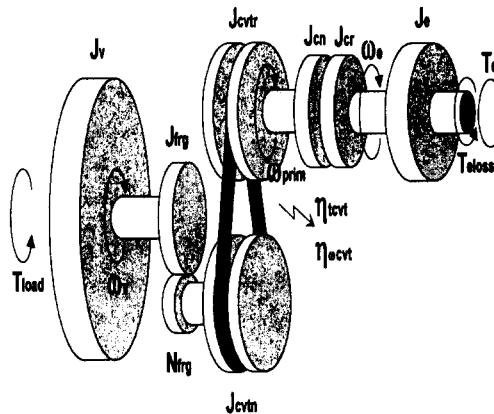


Fig. 1 Modeling of CVT powertrain

### 3. 엔진 최적운전곡선

엔진-CVT 통합제어는 운전자가 요구하는 차량속도를 만족시키면서 동시에 최저연비(economy mode) 운전을 위한 엔진의 최적운전을 이루는데 있다. Fig. 2에 엔진특성맵을 도시하였다. 엔진특성맵은 BSFC(brake specific fuel consumption) 등고선과 등동력선도, 등드로틀개도 선도로 이루어진다. 가솔린 엔진의 경우 BSFC 등고선과 등동력선도(iso-power curve)에서 엔진의 최저연비운전을 위한 최적운전곡선이 선정된다. 최저연비 운전을 위한 OOL은 각 등동력선도에서 BSFC 값이 가장 작은 점들을 연결함으로써 선정된다. Fig. 2에 보여지듯이 OOL은 각각의 등동력선도와 한 점에서 교차한다. 주어진 엔진동력에 대하여 엔진최적운전을 위한 엔진토크와 엔진속도가 OOL과 등동력선도의 교차점으로부터 결정된다. 따라서 엔진 드로

를 개도와 CVT 변속비를 제어하여 엔진을 최적 운전시킴으로써 엔진의 최저연비 운전을 이룰 수 있다.

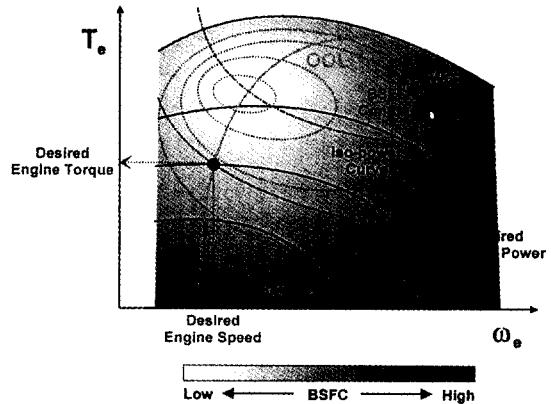


Fig. 2 Engine characteristic curves and OOL

### 4. 엔진-CVT 통합제어 알고리즘

전 연구의 엔진-CVT 통합제어 알고리즘<sup>6)</sup>은 크게 최적 엔진동력 결정알고리즘과 결정된 최적 엔진동력으로부터 최적 엔진 드로틀 개도와 최적 CVT 변속비를 결정하는 알고리즘으로 나누어진다.

최적 엔진동력 결정알고리즘은 다음과 같다. 먼저 주행모드로부터 기준 차량속도(desired vehicle velocity :  $V_{desired}$ )와 기준 차량가속도(desired vehicle acceleration :  $a_{desired}$ )가 계산되면 기준 차량동력(desired vehicle power :  $P_v_{desired}$ )은 아래와 같이 구할 수 있다.

$$P_{v_{desired}} = (F_{load} + Ma_{desired}) V_{desired} \quad (5)$$

여기서  $F_{load}$ 는 차량주행저항력(running resistance)이다. 동력전달계의 손실동력이나 보조장치의 소요동력을 무시할 경우 최적 엔진동력은 기준 차량동력에서 다음과 같이 계산된다.

$$P_{e_{optimal}} = P_{v_{desired}} \quad (6)$$

이와 같이 계산된 최적 엔진동력선과 OOL의 교차점이 엔진의 최적운전점이 되며 이점으로부터 최적 엔진토크(optimal engine torque :  $T_e$

$\omega_{e \text{ optimal}}$ )와 최적 엔진속도(optimal engine speed :  $\omega_{e \text{ optimal}}$ )가 계산되어 진다.

최적 엔진 드로틀 개도(Throttle<sub>optimal</sub>) 및 최적 CVT 변속비( $i_{\text{optimal}}$ ) 결정알고리즘에서는 최적 엔진동력 결정알고리즘에서 계산된 최적 엔진 토크와 최적 엔진속도를 발생시키기 위한 최적 엔진 드로틀 개도와 최적 CVT 변속비를 계산하게 된다. 최적 엔진 드로틀 개도는 앞서 결정된 엔진최적운전점을 지나는 등드로틀 개도 선도의 값으로 결정된다. 최적 엔진속도를 유지하기 위한 최적 CVT 변속비는 현재의 차속(V)과 최적 엔진속도로부터 다음과 같이 계산된다.

$$i_{\text{optimal}} = \frac{2\pi\eta_{\omega_{cvt}}R_t\omega_{e \text{ optimal}}}{60N_{\text{frg}}V} \quad (7)$$

이상의 엔진-CVT 통합제어 알고리즘은 정상 상태 운전시 동력전달계 손실을 무시하는 경우 엔진최적운전을 수행하기 위한 알고리즘이다. 그러나 실제차량에서는 동력전달계 손실외에 과도 운전시 회전판성효과 및 CVT 변속응답 특성이 차량응답에 영향을 미치게 된다. 따라서 이를 고려한 엔진-CVT 통합제어 알고리즘의 수정이 요구된다.

#### 4.1 동력전달계 손실 보상

본 절에서는 전 연구에서 제시된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 기초로 동력전달계의 동력 전달효율과 손실동력을 고려한 통합제어 알고리즘을 제시하고자 한다.

**CVT의 동력손실 :** 동력전달계를 구성하는 요소들은 각기 다른 동력손실을 가지고 있다. 엔진-CVT-구동계로 이루어지는 동력전달계에서는 특히 CVT의 동력손실을 고려해야 한다. CVT의 손실은 벨트와 폴리사이의 미끄럼 손실과 유압계 손실로 이루어 진다. CVT의 벨트와 폴리사이의 미끄럼 손실은 벨트와 폴리사이에 형성되어 있는 유막(oil film)의 전단력 마찰에 의해 발생한다. 실제로 벨트와 폴리 사이의 마찰은 금속 대 금속 접촉과 유막 접촉이 섞여 있는 경

계마찰(boundary friction)로 생각되고 있으며, 전단마찰력은 벨트와 폴리의 상대미끄럼에 의해 발생한다. 본 연구에서는 마찰에 의한 동력전달 손실을 동력전달 효율  $\eta_{\text{cvt}}$ 로 고려하기로 한다. CVT의 동력전달효율을 고려한 최적 엔진동력은 다음과 같이 계산되어 진다.

$$P_{e \text{ optimal}} = \frac{P_{v \text{ desired}}}{\eta_{\text{cvt}}} \quad (8)$$

CVT 유압계 손실동력( $P_{\text{hydloss}}$ )은 엔진이 오일펌프를 구동하기 위하여 발생된 손실로서 펌프에서 공급되는 유량과 라인압력 제어밸브에 의하여 형성되는 라인압력에 의하여 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$P_{\text{hydloss}} = P_{\text{line}}Q_{\text{pump}} \quad (9)$$

여기서  $P_{\text{line}}$ 은 라인압력,  $Q_{\text{pump}}$ 는 펌프 토출유량이다.

CVT의 동력전달효율 및 유압계 손실동력을 고려한 최적 엔진동력은 다음과 같이 표시된다.

$$P_{e \text{ optimal}} = \frac{P_{v \text{ desired}}}{\eta_{\text{cvt}}} + P_{\text{hydloss}} + P_{\text{aux}} \quad (10)$$

여기서  $P_{\text{aux}}$ 는 보조장치 손실동력이다. 보조장치 손실동력은 엔진속도에 의하여 결정되며 CVT 유압계 손실동력은 라인압력과 엔진속도에 의해 결정된다. 또한 CVT 라인압력은 CVT 입력토크 즉 엔진토크와 CVT 변속비에 의존한다. 그러나 최적 엔진동력을 계산하는 단계에서 엔진 토크, 엔진속도, CVT 변속비를 계산하는 것은 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 방법으로 엔진손실동력을 추정하였다. 먼저 엔진 손실동력을 고려하지 않은 최적 엔진동력 결정알고리즘 식(8)을 이용하여 최적 엔진토크, 최적 엔진속도 및 최적 CVT 변속비를 계산하고 계산된 엔진토크, 엔진속도, CVT 변속비를 이용하여 엔진손실동력을 계산한다. 이와 같이 계산된 엔진 손실동력을 고려하여 식(10)으로 다시 최적 엔진 토크, 최적 엔진속도, 최적 CVT 변속비를 계산하여 엔진손실동력을 계산하게 된다. 이와 같은 반복과정이 증가할수록 보다 정확한 엔진손실동

력을 계산할 수 있으나 제어알고리즘 처리속도에 영향을 미치게 때문에 본 연구에서는 2번의 반복 과정을 통하여 엔진손실동력을 계산하였다.

#### 4.2 변속비 변화에 의한 회전관성토크 보상

본 절에서는 CVT 변속비 변화에 의한 동력전달계의 회전관성효과가 차량응답에 미치는 영향을 살펴보고 이를 보상하는 통합제어 알고리즘을 제시하고자 한다.

식(4)의 분자에서 마지막 항은 CVT 변속비 변화에 의한 회전관성토크(inertia torque)를 나타내고 있다. 즉 킥다운과 같이 변속비가 증가하는 하향변속시 CVT 변속비 변화율은 양의 값을 가지며 CVT 변속비 변화에 의한 회전관성토크는 차량의 구동토크를 감소시키는 방향으로 작용한다. 이와 같이 CVT 변속비 변화에 의한 회전관성토크는 차량 가속시 가속력을 감소시키기 때문에 이에 의한 차량속도 변화에 지연을 발생시키는 요인으로 작용한다. 따라서 변속비 변화에 의한 회전관성토크를 고려한 엔진-CVT 통합제어 알고리즘의 수정이 요구된다. 본 연구에서는 CVT 변속비 변화에 의한 회전관성동력을 다음과 같이 정의한다.

$$P_{inertia} = \frac{\eta_{tcut} N_{frg} i \frac{di}{dt} J_{eq}}{\eta_{wcvt}} \omega_v \omega_e \quad (11)$$

식(11)의 최적 엔진동력에 회전관성토크를 고려한 최적 엔진동력은 다음과 같이 수정된다.

$$P_{e\ optimal} = \frac{P_{v\ desired}}{\eta_{cut}} + P_{hydloss} + P_{aux} + P_{inertia} \quad (12)$$

이상의 동력전달계 손실동력과 회전관성토크를 고려한 엔진-CVT 통합제어 성능을 시뮬레이션을 통하여 고찰하였다. 시뮬레이션에 사용된 엔진은 1300 cc급 가솔린 엔진이다. 본 연구에서는 킥다운과 같은 차량가속 과도상태시 엔진-CVT 통합제어 성능에 중점을 두고 제시된 알고리즘의 타당성을 검증하고자 한다.

Fig. 3은 가속시 식(6)의 기본 통합제어 알

고리즘의 경우와 동력전달계 손실동력을 고려한 경우(식(10)) 및 동력전달계 손실동력과 회전관성토크를 모두 고려한 경우(식(12))의 통합제어 성능을 비교 도시한 것이다. 일반적으로 킥다운과 같은 차량가속 상황에서는 운전자가 차량의 급격한 가속을 원하기 때문에 이 경우에는 큰 가속도를 발생시키도록 동력전달계를 제어하는 것이 우선적으로 요구된다. Fig. 3의 엔진동력(a)과 엔진 드로틀 개도(b)는 손실동력과 회전관성토크를 고려한 경우가 가장 크게 증가하고 있으며 이에 따라 차량동력(c) 역시 손실동력과 회전관성토크를 고려한 경우가 기준 차량동력에 가장 근접한 것을 알 수 있다. 킥다운 초기 차량동력이 약간의 시간지연을 가진 후 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 CVT 변속비 응답지연 특성에 의한 것이다. 결과적으로 차속(d) 응답은 손실동력과 회전관성토크를 모두 고려한 경우가 기준차속을 보다 근접하게 추종하고 있는 것을 알 수 있다.

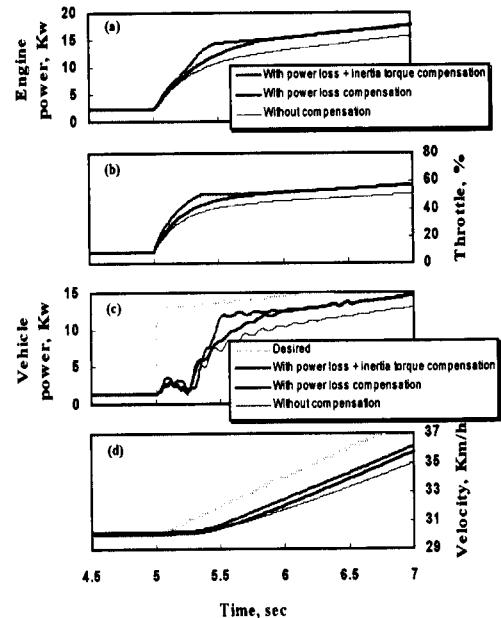


Fig. 3 Response for power loss and inertia torque compensation

### 4.3 CVT 변속비 응답지연 보상

본 절에서는 CVT 변속비 응답지연이 차량응답에 미치는 영향을 고찰하고 이를 보상하는 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 제시하고자 한다. 식(2)에서 보여지듯이 구동토크는 엔진토크와 CVT 변속비의 곱으로 표현된다. 따라서 엔진토크와 CVT 변속비의 응답지연은 킥다운시와 같이 큰 구동토크가 요구되는 상황에서 구동토크 증가에 응답지연을 발생시켜 차량의 가속력을 발생시키는데 방해요소로 작용된다. 일반적으로 엔진토크의 응답지연 시간은 CVT 변속비 응답지연에 비하여 상대적으로 작으므로 본 연구에서는 CVT 변속비 응답지연 효과만 고려하기로 한다.

**CVT 변속비 응답지연에 의한 엔진토크 보상 :** CVT 변속비 응답지연에 의한 엔진토크를 보상하기 위하여 다음과 같은 알고리즘을 제시한다.

$$T_{e \text{ compensated}} = T_{e \text{ optimal}} \frac{i_{\text{optimal}}}{i_{\text{actual}}} \quad (13)$$

여기서  $T_{e \text{ compensated}}$ 는 보상된 엔진토크,  $T_{e \text{ optimal}}$ 은 최적 엔진동력 결정알고리즘에서 결정된 최적 엔진토크,  $i_{\text{optimal}}$ 은 최적 CVT 변속비이다. 킥다운과 같은 가속시 실제 변속비  $i_{\text{actual}}$ 은 응답지연에 의하여  $i_{\text{optimal}}$  보다 작은 값을 보이며  $i_{\text{optimal}}$ 을 추종함으로 식(13)에 의한 보상된 엔진 토크  $T_{e \text{ compensated}}$ 는 최적 엔진토크보다 큰 값을 가진다.

Fig. 4는 위에서 제시된 알고리즘에 의하여 CVT 변속비 응답지연에 의한 엔진토크를 보상한 경우의 통합제어 알고리즘 성능을 보상하지 않은 경우와 비교 도시한 것이다. 동력전달계 손실과 회전관성토크에 대한 보상은 각 경우 모두 고려되었다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 가속초기 엔진토크(a)는 제시된 알고리즘(식(13))에 의하여 증가되었다. 이것은 실제 CVT 변속비(b)가 최적 CVT 변속비보다 낮은 값을 가지며 추종하

기 때문이다. 엔진토크 증가에 의하여 차량동력(c) 역시 증가되었고 차량속도(d)도 CVT 변속비 응답지연을 고려한 경우가 고려하지 않은 경우보다 기준차속을 보다 근접하게 추종하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 4(e)는 킥다운시 CVT 변속비 응답지연을 고려하여 엔진토크를 보상한 경우 가속초기 엔진의 운전점을 엔진특성맵에 도시한 것이다. 가속초기 엔진토크는 크게 증가하였으나 CVT 변속비는 응답지연을 가지며 하향변속되기 때문에 엔진속도는 엔진토크 증가속도에 비하여 빠르게 증가하지 못한다. 따라서 엔진이 OOL을 벗어나서 운전되고 있는 것을 알 수 있다. 엔진-CVT 통합제어의 목적은 운전자의 의지 즉 운전자가 요구하는 차량가속력을 제공하면서 엔진의 최적운전을 이루는데 있다. 그러나 CVT 변속비 응답지연을 고려하여 엔진토크를 보상한 경우 차량의 가속력은 향상되었으나 상대적으로 엔진의 최적운전 성능을 저하된 것을 알 수 있다. 따라서 CVT 변속비 응답지연을 보상하며 최적운전성능을 보장하기 위한 다른 알고리즘이 요구된다.

**CVT 변속비 응답지연에 의한 엔진속도 보상 :** 킥다운시 구동토크를 증가시키는 또 다른 방법은 CVT 변속비 하향변속의 크기를 증가시키는 방법이다. 동일한 CVT 변속제어 시스템을 사용하는 경우 CVT 응답지연효과를 감소시킬 것은 어려우나 하향변속시 CVT 변속비 응답지연을 고려하여 최적 CVT 변속비를 크게 출력한다면 하향변속의 크기를 증가시킬 수 있고 따라서 출력토크를 크게 할 수 있다. 이를 위하여 다음과 같은 알고리즘을 제시한다.

$$\omega_{e \text{ compensated}} = \omega_{e \text{ optimal}} \frac{i_{\text{optimal}}}{i_{\text{actual}}} \quad (14)$$

여기서  $\omega_{e \text{ compensated}}$ 는 보상된 엔진속도,  $\omega_{e \text{ optimal}}$ 은 최적 엔진동력 결정알고리즘에서 엔진최적운전을 위하여 결정된 최적 엔진속도이다.

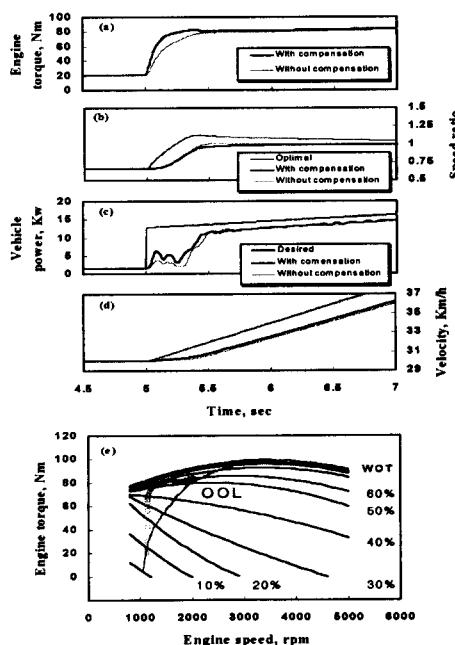


Fig. 4 Response for engine torque compensation for CVT ratio change response lag

Fig. 5는 제시된 알고리즘을 이용하여 CVT 변속비 응답지연을 고려한 엔진속도 보상 경우와 보상하지 않은 경우의 통합제어 알고리즘 성능을 비교 도시한 것이다. 엔진토크(a)는 CVT 변속비 응답지연을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우 동일하게 출력되고 있다. 그러나 CVT 최적 변속비(b)는 CVT 변속비 응답지연 보상에 의하여 크게 하향변속되고 있고 실제 CVT 변속비는 가속초기 응답지연이 여전히 존재하나 이후 최적 CVT 변속비를 추종하기 위하여 CVT 변속비 응답지연을 고려하지 않은 경우보다 더 크게 하향변속되고 있다. CVT의 하향변속의 크기가 증가됨에 따라 차량동력(c)은 증가하고 결과적으로 차량속도(d)가 CVT 변속비 응답지연을 보상한 경우 기준차속을 보다 근접하게 추종하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 5(e)는 CVT 변속비 응답지연을 고려하여 엔진속도를 보상한 경우 가속초

기 엔진의 운전점을 엔진특성맵에 도시한 것이다. 엔진토크를 보상한 경우(Fig. 4)보다 엔진이 OOL에 근접하여 운전되는 것을 알 수 있다. 따라서 CVT 응답지연을 보상하기 위한 알고리즘으로 엔진토크를 보상하는 것보다 엔진속도를 보상하는 것이 운전자가 요구하는 차량가속력을 제공하면서 동시에 엔진의 최적운전을 이룰 수 있다.

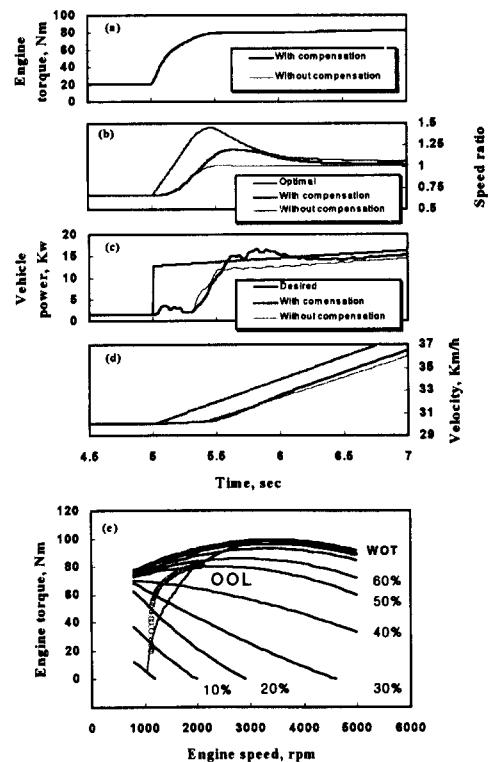


Fig. 5 Response for engine speed compensation for CVT ratio change response lag

**수정된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘 :**  
Fig. 6은 수정된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘의 블럭선도를 도시한 것이다. 수정된 통합제어 알고리즘은 최적 엔진동력 계산과 최적 드로틀 개도 및 최적 CVT 변속비 결정으로 구성된다.

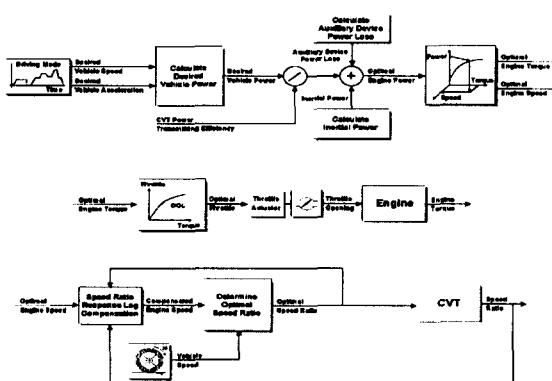


Fig. 6 Block diagram of modified engine-CVT integrated control algorithm

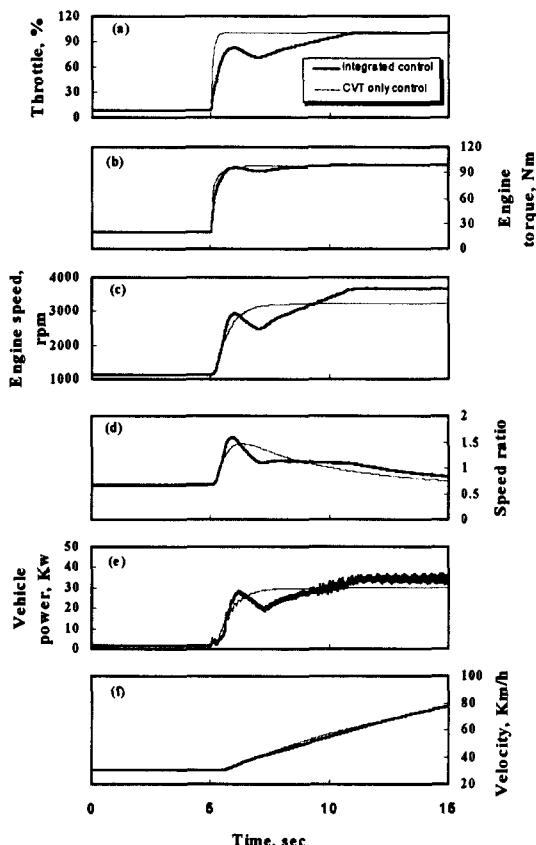


Fig. 7 Comparison of integrated control with CVT only control at passing

최적 엔진동력 결정알고리즘은 주행모드부

터 계산된 기준 차량동력으로 부터 CVT 동력전달효율 및 동력전달계 손실동력을 고려하고 CVT 변속비 변화에 의한 회전관성토크를 보상하여 최적 엔진동력을 결정하고 이로부터 엔진최적운전점과 최적 엔진토크 및 엔진속도를 계산하게 된다. 최적 엔진 드로틀 개도는 최적운전점에서 결정되며 최적 CVT 변속비는 가속시 CVT 변속비 지연에 의한 엔진속도 보상 알고리즘에 의하여 결정된다.

## 5. CVT 단독제어와의 성능비교

본 절에서는 차량가속의 과도운전시 제시된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘의 성능검증을 위하여 기존의 차량에서 구현되고 있는 CVT 단독제어의 경우와 성능을 비교 고찰하였다.

Fig. 7은 30 km/h 정속주행 중 급가속을 수행한 경우 통합제어 성능결과와 CVT 단독제어 성능결과를 비교 도시한 것이다. 엔진 드로틀 개도(a)는 CVT 단독제어의 경우 급가속을 위하여 WOT로 계단입력되고 있으나 통합제어의 경우에는 요구 차량동력을 만족시키면서 엔진최적운전을 위하여 다소 느리게 증가하고 있다. 엔진토크(b)는 통합제어의 경우와 단독제어의 경우 유사하게 증가하고 있다. 엔진 드로틀 개도(a)가 다른 형태로 증가함에도 불구하고 엔진토크가 유사한 형태로 출력되는 이유는 60 % 이상의 고 드로틀 개도 영역에서는 엔진토크의 차이가 크지 않기 때문이다. 엔진속도(c)는 단독제어의 경우 엔진 드로틀 개도 증가에 따라 CVT 변속비(d)가 가속초기 하향변속 되었다가 이후 상향변속됨에 의하여 엔진속도가 계속적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 통합제어의 경우 엔진속도는 가속초기 CVT 변속비가 차량에 큰 구동토크를 발생시키기 위하여 크게 하향변속 되었다가 상향변속됨에 따라서 가속초기에는 단독제어에 의한 엔진 속도보다 낮지만 이후에는 더 큰 속도를 유지하

는 것을 알 수 있다. 차량동력(e)은 속도변화에 따라 증가하며 가속초기 일부 구간을 제외하고는 통합제어에 의한 엔진속도가 단독제어에 의한 것 보다 크기 때문에 더 큰 값을 가지게 된다. 차량 속도(f)는 CVT 단독제어에 의한 경우와 통합제어에 의한 경우 거의 유사하게 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 엔진-CVT 통합제어에 의한 엔진운전점과 CVT 단독제어에 의한 엔진운전점의 거동을 엔진특성맵상에 비교 도시한 것이다. 단독 제어의 경우 가속초기 급격한 드로틀 개도 증가에 따라 엔진토크가 급격하게 증가하여 엔진의 운전이 OOL을 벗어나 WOT 부근에서 이루어지고 있는 것을 알 수 있다. 통합제어의 경우에는 제시된 제어알고리즘에 의하여 급가속시에도 엔진이 OOL 부근에서 운전되는 것을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 급가속과 같이 차량에 큰 구동력이 요구되는 상황에서도 엔진-CVT 통합제어에 의하여 기존 차량과 동일한 차량가속성능을 얻을 수 있으며 동시에 엔진의 최적운전을 구현할 수 있음을 알 수 있다.

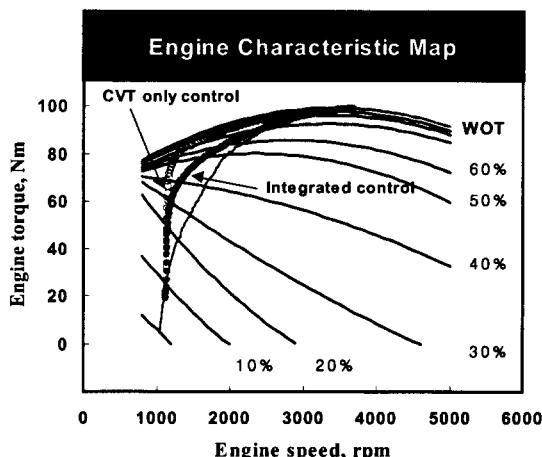
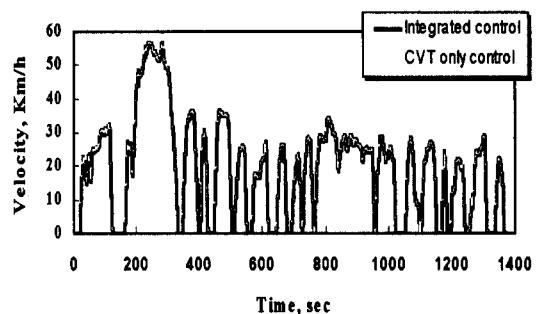
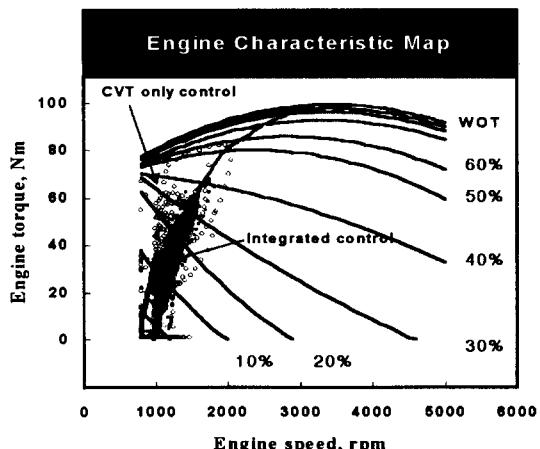


Fig. 8 Comparison of engine operation



(a) Vehicle velocity



(b) Engine operation

Fig. 9 Comparison of velocity and engine performance for FTP 75 driving mode

제시된 엔진-CVT 통합제어에 의한 차량 연비 성능을 고찰하기 위하여 공식주행모드인 FTP 75 주행모드와 ECE 15 주행모드에 대하여 통합제어와 CVT 단독제어에 의한 연비를 비교하여 보았다. Fig. 9는 FTP 75 주행모드에 대한 차량 속도(a)와 엔진운전점(b)을 비교 도시한 것이다. 차량속도는 통합제어와 CVT 단독제어 모두 기준차속을 잘 추종함으로써 운전자의 의지를 잘 만족시키고 있는 것을 알 수 있다. 그러나 엔진운전점은 통합제어에 의한 경우가 보다 더 OOL상에서 이루어지고 있기 때문에 엔진최적운전 성능은 통합제어의 경우가 우수한 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 FTP 75 주행모드와 ECE 15 주행

모드에 대한 연비비교 결과이다. 통합제어를 수행한 경우 연비는 CVT 단독제어의 경우와 비교하여 FTP 75 주행모드에 대하여 20.4 %, ECE 15 주행모드에 대하여 15.9 %의 연비향상이 이루어졌음을 알 수 있다.

이상의 엔진-CVT 통합제어와 CVT 단독제어의 성능비교 결과 본 연구에서 제시된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘이 운전자의 의지인 차속 추종성능을 잘 만족시키며 동시에 엔진의 최적운전성능을 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

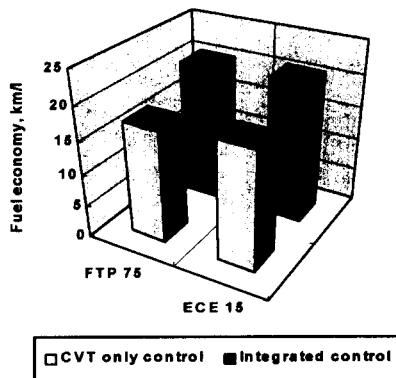


Fig. 10 Comparison of fuel economy

## 6. 결 론

동력전달계 손실 및 변속 과도상태시 동력전달계 회전관성토크를 보상하고 CVT 변속비 응답지연을 고려한 엔진-CVT 통합제어 알고리즘을 제시하였다. 제시된 알고리즘에서 CVT 라인압력 손실을 포함한 동력전달 손실은 반복계산에 의해 추정된다. 특히 가속시 CVT 변속비 응답지연에 의한 엔진최적운전성능을 개선하기 위하여 CVT 하향변속량을 증가시켜 엔진의 속도를 보상하는 알고리즘을 제안하였다. 제시된 엔진-CVT 통합제어 알고리즘의 성능을 검증하기 위하여 CVT 단독제어 경우와 연비성능을 비교하였다. 비교결과 급가속시 통합제어에 의하여 차량이 동일한 가속성능을 가지면서 엔진최적운전

성능이 향상됨을 확인하였고, FTP 75 주행모드 및 ECE-15 주행모드에 대하여 15 % 이상의 연비향상이 가능함을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- 1) INVECS-II Technical Manual, Mitsubishi Motor Co., 1997.
- 2) T. Yaegashi, S. Sasaki, T. Abe, "Toyota Hybrid System : It's Concept and Technologies", Proc. of FISITA World Automotive Congress, F98TP095, 1998.
- 3) M. Yasuoka, S. Morita, "Optimization Control for Fuel Consumption of Engine-CVT-Load System (Nonlinearity and Its Compensation)" 日本機械學會論文集(C編), Vol. 57, No. 536, pp. 1228-1233, 1991.
- 4) S. Sakaguchi, E. Kimura, K. Yamamoto, "Development of an Engine-CVT Integrated Control System", Int. Congress and Exposition of SAE, 1999-01-9754, 1999.
- 5) M. Yasuoka, M. Uchida, S. Katakura, T. Yoshino, "An Integrated Control Algorithm for an SI Engine and a CVT", Int. Congress and Exposition of SAE, 1999-01-0752, 1999.
- 6) 김달철, 김현수, "엔진-CVT 통합제어에 관한 연구(I) - 통합제어 알고리즘 개발", 한국자동차공학회 논문집, Vol. 5, No. 5, SAE 97370095, 1997.
- 7) T. Ide, H. Uchiyama, R. Kataoka, "Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-belt CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmission, pp. 59-64, 1996.