

# 차량의 가속성능 및 연비에측

김만식 · 김경환

## Prediction of Vehicle Acceleration Performance and Fuel Economy

Mahn-Shik Kim · Kyoung-Hwan Kim



- 김만식 (대우자동차 기술연구소)
- 1958년생.
- 동역학을 전공하였으며, 차량 동역학, 무단 변속기, 전기 자동차 및 현가 장치 설계기술 개발에 관심이 있다.



- 김경환 (대우자동차 기술연구소)
- 1965년생.
- 항공공학을 전공하였으며, 변속기 시스템 설계기술 개발에 관심이 있다.

### 1. 머리말

소비자가 원하는 차량을 개발하기 위하여 구동성능을 예측하는 일은 매우 중요하다. 개발 초기에 우선적으로 행하여진다.<sup>(1)</sup> 또한 이미 개발된 차량의 성능 개선을 위하여 엔진을 포함한 차량동력계의 설계변수를 변경하는 경우가 발생되며, 이 때 변경된 설계변수가 차량의 구동 성능에 미치는 영향을 정량적으로 예측할 필요가 있다. 이와 같이 차량의 가속 성능, 연비 및 배기 가스량 등의 구동 성능을 과학적으로 예측할 수 있는 소프트웨어가 개발되어 왔으며<sup>(1-6)</sup> 이를 이용하여 차량의 개발 및 개선 기간을 크게 단축하고 차량 성능의 최적화를 도모하고 있다.

여기서는 차량의 구동 성능을 예측하기 위하여 대우자동차에서 최근에 개발한 프로그램에 대하여 설명하고자 한다. 이 프로그램의 특징으로는 기능의 다양화 및 사용의 편리함을 들 수 있다. 이 프로그램은 수동 및

자동 변속기 장착 차량의 가속 성능과 연비를 예측할 수 있게 하였다. 정속 주행 시험과 같이 일정 속도의 주행 상태와, 가속 성능 시험에서와 같이 정해진 도로틀개도 변화에 따르는 주행 상태뿐 아니라, LA-4모드, Tokyo-10모드와 같이 시간에 따라 변화하는 속도에 따른 주행 상태의 시뮬레이션도 가능하게 하였다. 주행 저항 계산방법으로는 풍동시험을 이용한 방법뿐 아니라 타행 (Coast-down) 시험을 이용하는 방법<sup>(8,9)</sup>을 추가하였다. 예측 결과의 정확도에 별로 영향을 주지 않는 부분은 단순화시켜 모델링함으로써 입력 데이터 수를 작게 하였고 이로 인하여 사용자의 편리성을 높게 하였다.

### 2. 차량의 모델링

차량의 모델링은 사용자의 이용 목적에 따라 다양한 형태로 모델링될 수 있다. 지나치게 단순화된 모델링으로는 충분한 정확도를 얻을 수 없는 반면, 필요 이상으로 복잡한 모델링은 프로그램의 작성이 어려워지고, 계

산시간이 길어질 뿐만 아니라, 프로그램에서 요구하는 입력 변수의 수가 많아지게 된다. 만약 이들 입력치를 입수하기 어려워 추정치를 사용하는 경우 이 입력치의 부정확함으로 인하여 계산결과가 오히려 부정확해질 수도 있다. 따라서 프로그램의 사용 용도를 정한 후, 이에 해당되는 출력변수와 원하는 정확도를 얻기에 충분한 정도로 복잡한 모델링을 사용하는 것이 효과적이다.

여기서 설명하는 프로그램은 차량의 가속 성능과 연비를 예측하기 위한 것으로 이 결과에 중요한 영향을 주는 요소만으로 모델링하여 전체적인 구성을 크게 단순화하면서 입력 데이터의 수를 작게 하여 사용자가 편리하게 이용할 수 있게 하였다.

### 2.1 동력원의 모델링

엔진을 모델링하는 방법으로는 엔진의 연소현상을 포함하여 모델링하는 방법과 정속 상태에서의 시험을 통하여 구한 엔진 성능 값을 이용하는 방법 등이 있다. 엔진의 연소현상을 모델링하는 것은 복잡하고 또 많은 설계변수 데이터가 입력되어야 하므로 사용이 불편할 뿐 아니라, 정확하지 못한 설계변수 값이 사용될 때에는 오히려 정확도가 떨어질 수 있다. 정속 시험 데이터를 이용하는 방법은 정적 상태에서 구한 성능 값이므로 과도(Transient) 상태에서는 약간의 오차가 발생할 수 있다. 그러나 그 오차의 크기는

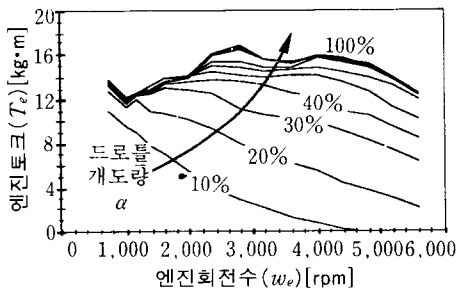


그림 1 엔진의 출력 선도

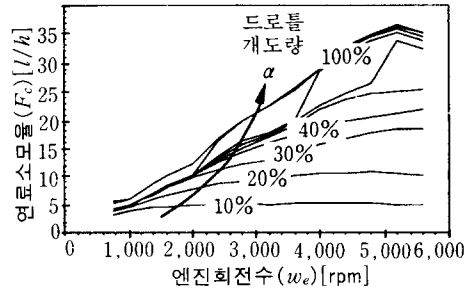


그림 2 엔진의 연료 소모율 선도

작은 반면에 그 구성이 복잡하지 않고 이용이 간편하다는 이점이 있다. 본 프로그램은 두번째 방법을 사용하였다.

이 방법은 출력 토크와 연소소비량 데이터를 그림 1과 그림 2와 같이 드로틀 개도량( $\alpha$ )과 동력원의 회전수( $\omega_e$ )에 대하여 측정하고 이를 테이블 형태로 프로그램에 기억시켜 임의의 드로틀 개도량과 동력원의 회전수에 대한 값들을 2차원 인터플레이션<sup>(10)</sup>을 이용하여 계산하였다.

### 2.2 동력 전달 장치의 모델링

동력 전달 장치에는 클러치, 토크 컨버터(Torque Converter), 변속기어, 차동기어 그리고 타이어가 포함되며 여기에서는 이들 동력 전달 장치의 모델링에 대하여 설명하고자 한다.

#### (1) 토크 컨버터

자동변속기에서는 차량의 원활한 출발 등을 위하여 유체 동력 전달 기구인 토크 컨버터를 사용한다.

토크 컨버터는 속도비에 따라 그 작동상태가 변한다. 입력속도 즉, 펌프의 회전 속도  $\omega_p$ 에 대한 출력 속도 즉, 터빈의 속도  $\omega_t$ 의 비율을 나타내는 속도비의 값이 작은 부분(일반적으로 0.85 이하)에서는 입력(펌프) 토크에 비하여 출력(터빈) 토크가 증대된다. 이 영역을 컨버터모드라 한다. 속도비가 큰 부분(일반적으로 0.85 이상)에서는 입력 토크에 비해 출력 토크가 증대되지 않고 단순

히 동력을 전달하는 기능만을 한다. 이 영역을 커플링 모드라 한다.<sup>(11)</sup> 본 해석에서도 컨버터 모드와 커플링 모드의 두 가지로 구분하여 모델링하였다. 컨버터 모드의 경우 토크비  $R_t$ 와 용량인자  $C_f$ 를 각각 속도비  $R_s$ 에 대한 2차 함수의 형태로 단순화하였고 커플링 모드의 경우는 토크비 커브를 상수 함수의 형태로, 용량인자 커브는 1차 함수의 형태로 단순화하였다.

펌프와 터빈의 토크는 그림 3과 같이 정상 상태에서 펌프와 터빈의 회전수에 의하여 실험적으로 결정되는 값을 이용하여 식 (1), 식 (2)와 같이 계산하였다.<sup>(11,12,14)</sup>

$$T_p = C_f \omega_p^2 \quad (1)$$

$$T_t = R_t T_p \quad (2)$$

일반적으로 토크 컨버터는 토크 비가 증배되지 않는 영역에서는 내부의 클러치를 작동시켜 펌프와 터빈을 일체로 만들어 연비를 향상시키고 있다. 이러한 클러치를 락업 클러치(Lock-up Clutch)<sup>(15)</sup>라고 하며 본 프로그램에서도 락업 클러치의 기능을 모델링에 포함하였다. 락업 클러치의 작동 여부에 따라 차량 모델의 자유도가 변화하며 락업 클러치가 작동되면 자유도는 하나 줄게 된다.

(2) 클러치

수동 변속기에는 엔진과 변속기어 사이에 단 하나의 건식 단판 클러치가 사용되나 자동 변속기에는 변속기 내에 여러 개의 습식

다판 클러치가 사용되어 변속을 시키는 데 사용된다. 그런데 이와 같이 여러 개의 클러치가 사용된 자동 변속기의 변속 기어를 모델링하는 경우 시스템의 자유도가 높아지며 많은 설계 변수의 입력이 요구된다. 따라서 여기에서는 그림 4와 같이 자동 변속기의 변속 기어 내에 단 하나의 클러치가 사용되는 것으로 모델링하고 변속기어 각각의 관성 모멘트는 무시하였다.

클러치가 분리된 상태에서부터 결합되면서 전달되는 토크  $T_{cl}$ 은 실험 데이터를 기초로 하여 단순화시킨 식 (3)을 이용하였다.<sup>(2,7)</sup>

$$T_{cl} = T_{cm}(1 - e^{-t/\tau})\text{sign}(\omega_{ci} - \omega_{co}) \quad (3)$$

여기서,  $T_{cm}$ 은 클러치가 전달할 수 있는 최대 토크로서 이 값은 클러치의 유효 단면적, 축방향 면압, 접촉면의 마찰계수에 의하여 결정되며  $\tau$ 는  $T_{cm}$ 에 도달되는 시간을 조절하는 상수이다.  $\omega_{ci}$ 는 클러치의 입력축 회전수이고  $\omega_{co}$ 는 클러치의 출력축 회전수를 표시한다.

클러치가 완전히 결합하면 즉,  $\omega_{ci}$ 와  $\omega_{co}$ 의 값이 같아지면 시스템의 자유도는 하나가 줄어들게 된다.

(3) 변속 기어 및 스케줄

차량이 변속과정에 있는 경우 변속기의 출력 토크  $T_m$ 은 클러치 토크에 기어의 감속비  $R_g$ 와 변속장치의 동력전달 효율  $\mu_g$ 를 곱하여 정하여 진다.

$$T_m = R_g \mu_g T_{cl} \quad (4)$$

변속기의 출력 회전수  $\omega_m$ 은 클러치 출력

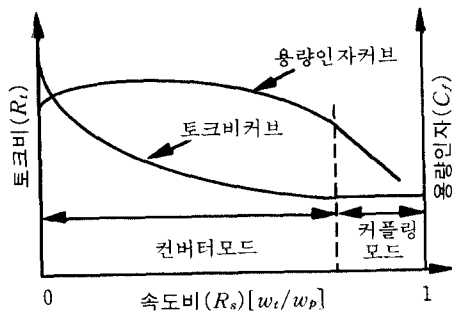


그림 3 토크 컨버터 성능 선도

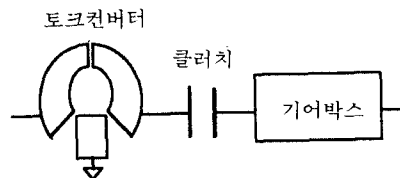


그림 4 자동 변속기의 모델링

축 회전수를 기어의 감속비로 나누어 정하여진다.

$$\omega_m = \omega_{co} / R_g \quad (5)$$

변속과정이 끝나고 클러치가 완전히 결합된 후에는 수동 변속기의 경우 클러치 토크와 회전수의 항은 엔진 토크와 회전수로 변하며 다음과 같은 식에 의하여 정해진다.

$$T_m = R_g \mu_g T_e \quad (6)$$

$$\omega_m = \omega_e / R_g \quad (7)$$

자동 변속기의 경우 클러치 토크와 회전수의 항은 터빈 토크와 회전수로 변하며 다음과 같은 식에 의하여 정해진다.

$$T_m = R_g \mu_g T_t \quad (8)$$

$$\omega_m = \omega_t / R_g \quad (9)$$

자동 변속기 탑재 차량의 변속 시기 및 변속 단수의 결정은 그림 5와 같이 차속  $V$ 와 드로틀 개도  $\alpha$ 의 함수로 정의된 변속 스케줄에 의해 결정된다.<sup>(13)</sup>

(4) 차동기어 및 타이어

차축의 회전 속도  $\omega_d$ 와 토크  $T_d$ 는 변속기의 출력 토크  $T_m$ , 회전속도  $\omega_m$ , 차동기어의 감속비  $R_d$ , 그리고 차동기어의 동력 전달 효율  $\mu_d$ 에 의하여 계산된다.

$$\omega_d = \omega_m / R_d \quad (10)$$

$$T_d = R_d \mu_d T_m \quad (11)$$

타이어에서는 회전 슬리브는 고려하지 않았으며, 차축의 회전 속도를 차량의 선속도

$V$ 로 차축 토크를 타이어와 지면에서의 추진력  $F_t$ 로 치환하기 위한 모델링만 수행하였다.

$$V = \omega_d r_t \quad (12)$$

$$F_t = T_d / r_t \quad (13)$$

여기서,  $r_t$ 는 타이어의 동회전 반경을 표시한다.

### 2.3 주행 저항

주행 저항의 계산 방법은 풍동시험을 통하여 구한 계수를 이용하는 방법과 타행 시험을 통하여 구한 상수를 이용하는 방법 중에서 선택하여 사용하도록 하였다.

완성차를 이용한 풍동 시험을 통하여 계수를 구하는 방법은 실제 도로에서 타행 시험을 통하여 계수를 구하는 방법에 비하여 약 8~15% 작아지는 경향이 있다. 이와 같은 차이는 두 방법에 있어서 차체의 피칭 운동, 엔진 냉각 시스템에 의한 공기 유동, 지면과 차체 하부 사이의 거리 변동 등에 의해 발생한다. 한편, 모형을 사용하는 경우에는 상기 원인 이외에 실제 차량이 갖고 있는 돌출부와 홈에 의한 공기 저항 상승 요인이 반영되지 않는 관계로 실제값보다도 일반적으로 공기 저항이 더욱 작아진다.<sup>(9)</sup> 타행 시험 방법은 실차의 주행을 통하여 구한 값이기 때문에 매우 현실적인 값인 반면 도로에서 주행할 차량이 준비되어 있어야만 시험이 가능하다.

차량 주행시에 발생하는 주행 저항의 계산은 다음과 같은 식을 사용한다. 차량의 총 주행 저항  $R_{tr}$ 은 구름 저항  $R_{cr}$ , 공기 저항  $R_{ar}$ , 등판 저항  $R_{gr}$ 의 합으로 표시된다.

$$R_{tr} = R_{cr} + R_{ar} + R_{gr} \quad (14)$$

풍동 시험을 통하여 구한 계수를 이용하여 주행저항을 계산할 때, 공기저항은 널리 사용되는 유체역학 식을 사용하여 공기 밀도  $\rho$ , 차량의 전면 투영 면적  $A$ , 그리고 주행

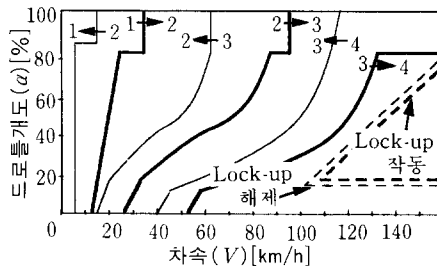


그림 5 변속 및 락업 클러치의 작동 스케줄

속도  $V$ 와 실험적으로 산출된 공기저항 계수  $\mu_a$ 로부터 정한다.

$$R_{ar} = \frac{1}{2} \mu_a A \rho V^2 \quad (15)$$

구름저항은 속도에 무관한 것으로 가정하여 다음과 같이 표시한다.

$$R_{cr} = W \mu_c \cos \theta \quad (16)$$

여기서,  $W$ 는 차량 무게,  $\mu_c$ 는 구름저항 계수,  $\theta$ 는 도로의 경사도를 나타낸다.

타행 시험을 수행하면 구름 저항과 공기 저항을 각각 결정하는 상수  $C_{r1}$ ,  $C_{r2}$ 가 동시에 정하여지며<sup>(9)</sup> 이를 이용하여 이들 저항을 각각 경사도와 속도만의 함수로 표시할 수 있다.

$$R_{ar} = C_{r2} V^2 \quad (17)$$

$$R_{cr} = C_{r1} \cos \theta \quad (18)$$

등판 저항은 경사로를 주행하는 데 필요한 저항으로 경사도의 함수로 표시된다.

$$R_{gr} = W \sin \theta \quad (19)$$

#### 2.4 모델의 자유도와 운동방정식

자동변속기 장착 차량의 경우에 그림 6과 같이 차량 전체가 엔진의 속도에 의하여 운동이 결정되는 부분, 토크 컨버터의 터빈 속도에 의하여 운동이 결정되는 부분, 그리고 차량 속도에 의하여 운동이 결정되는 부분으로 구성된 자유도가 셋인 시스템으로 간주된다.

이 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_p \quad (20)$$

$$I_t \frac{d\omega_t}{dt} = T_t - T_{cl} \quad (21)$$

$$M \frac{dV}{dt} = F_t - F_b - R_{tr} \quad (22)$$

여기서,  $I_e$ 는 엔진의 피스톤과 코넥팅 로드, 토크 컨버터의 펌프를 포함하여 엔진과 함께 회전하는 운동체의 크랭크 샤프트의 회전축에 대한 회전 질량 관성 모멘트이다.  $I_t$ 는 토크 컨버터의 터빈과 함께 회전하는 운동체의 크랭크 샤프트의 회전축에 대한 회전 질량 관성 모멘트이다.  $M$ 은 차량의 차량 질량, 타이어와 회전축 등의 회전 관성 질량의 차량 주행 속도에 대한 상당 질량의 합이다.  $F_t$ 와  $F_b$ 는 각각 타이어의 지면과의 접촉면에서의 구동력의 합과 제동력의 합이다.

자동변속기의 자유도는 클러치와 락업 클러치의 결합 여부에 따라 변화한다. 클러치가 결합되면 터빈의 속도는 차량 속도에 의하여 계산되어지므로 전체 자유도는 하나 줄어들게 되며 이때의 운동방정식은 식 (20), 식 (22)와 같다. 락업 클러치가 결합되었을 때 클러치가 결합 중이라면 이 시스템은 식 (22), 식 (23)과같이 두 개의 자유도로 구성된다.

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_{cl} \quad (23)$$

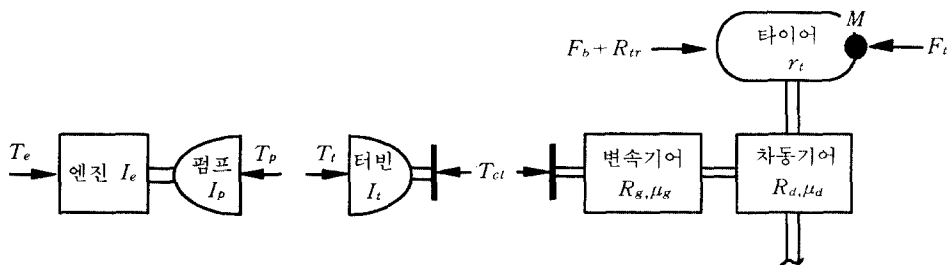


그림 6 자동 변속기 차량의 자유 물체도

그러나 락업 클러치와 클러치가 모두 결합된 상태라면 이 시스템은 식 (22)와 같은 한 개의 자유도가 된다.

수동변속기 장착 차량은 그림 6에서 펌프와 터빈이 없이 엔진이 클러치와 직결되어 있는 경우와 같으며 클러치의 결합 여부에 따라 자유도가 하나 혹은 둘로 변화한다. 이 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_{c1} \quad (24)$$

$$M \frac{dV}{dt} = F_t - F_b - R_{tr} \quad (25)$$

수동 및 자동 변속기 장착 차량의 연료 소비량  $S_f$ 는 엔진의 연료 소모율  $F_c$ 를 시간에 대하여 적분함으로써 계산된다.

$$\frac{dS_f}{dt} = F_c \quad (26)$$

### 3. 주행 시뮬레이션

#### 3.1 정속주행 시뮬레이션

정속주행은 문자 그대로 차량의 속도가 일정하게 유지되는 상태에서의 시험이다. 이 경우 미분방정식으로 표시되는 시스템의 운동방정식 (20)부터 (25)의 우변은 모두 영이 되며 정속주행을 위하여는 제동력  $F_b$  또한 영이 된다. 즉, 정속주행 시뮬레이션은 주어진 속도에서 이러한 식들을 만족하는 드로틀 개도량을 찾는 문제로 귀착된다.

그림 7은 수동변속기 장착 차량에 대하여 이러한 계산 과정을 나타낸 흐름도이다.

#### 3.2 가속 시험 시뮬레이션

가속 시험은 통상 발진 가속시험과 추월 가속시험으로 나누어진다. 발진 가속 시험은 제동 페달을 밟고 엔진 공회전 상태에서부터 제동 페달에서 발을 땀과 동시에 최단시간 내의 조작을 통하여 가속 페달을 완전히 밟아 차량을 출발, 가속시킨다. 추월 가속 시

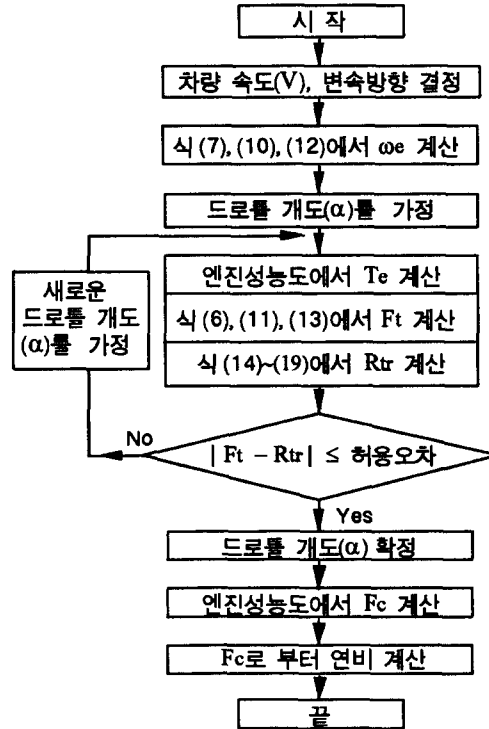


그림 7 수동변속기 차량의 정속주행해석 흐름도

험은 일정속도를 일정단에서 유지한 상태에서 최단시간 내의 조작을 통하여 가속 페달을 완전히 밟아 차량을 가속시킨다.

이와 같이 드로틀 개도의 시간에 대한 변화가 주어진 경우 차량 속도와 연료 소모량을 계산하는 과정은 그림 8과 같다. 추월 가속을 시뮬레이션하기 위해서는 출발 속도에서의 엔진 및 드로틀 개도량 등과 같은 초기 조건을 알아야 하며 이 값들은 앞서 설명된 정속주행 시뮬레이션을 통하여 계산한다. 그 이후의 계산 과정은 출발 가속 시험의 시뮬레이션 계산 과정과 동일하다.

#### 3.3 도시 주행 시뮬레이션

도시 주행 연비는 LA-4 모드나 Tokyo-10 모드와 같이 1초 단위로 정하여진 속도 스케줄을 기준으로 정하여 이에 따라 차량을 운

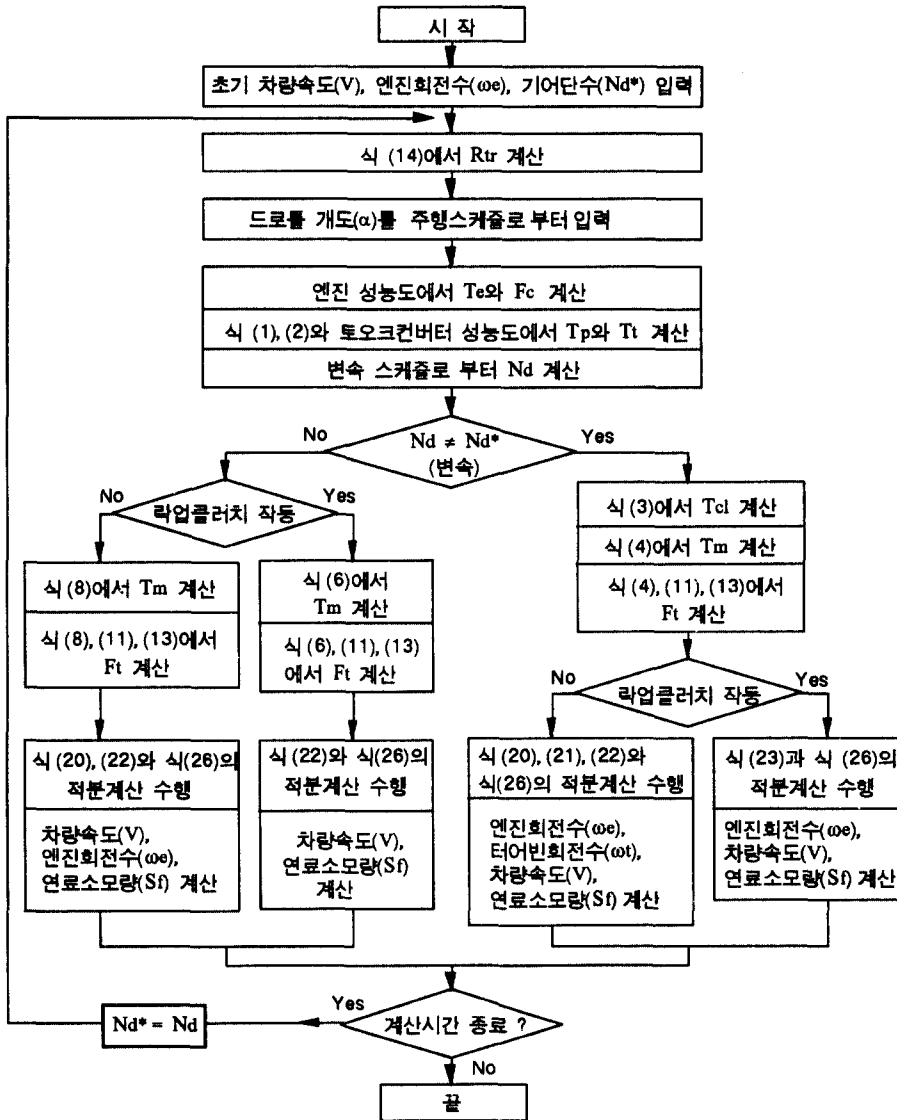


그림 8 자동 변속기 차량의 속도와 연료 소모량 계산 흐름도

전하여 주행한 거리와 소모된 연료량으로부터 평균 연비를 계산한다. 이러한 도시 주행 시험을 시뮬레이션하는 경우, 정하여진 속도 스케줄을 따라 가도록 실제 시험에서와 마찬가지로 드로틀 개도와 브레이크 제동력을 적절히 제어하는 것이 필요하다.

이를 위하여 드로틀 개도와 브레이크 제동력을 제어 이론에 의하여 결정할 수 있는 알

고리즘을 개발하였으며 그림 9에 이 제어계의 흐름도가 나타나 있다.

이 제어 시스템은 속도 스케줄의 속도치  $V^*(t)$ 를 제어 목표 입력으로 하고 계산된 차량 속도  $V$ 를 출력으로 하는 피드백 제어 시스템이다. 제어 목표와 출력의 차이  $e$ 가 서로 다른 두 개의 비례 적분 제어를 통하여 드로틀 개도  $\alpha$ 와 브레이크 제동력  $F_b$

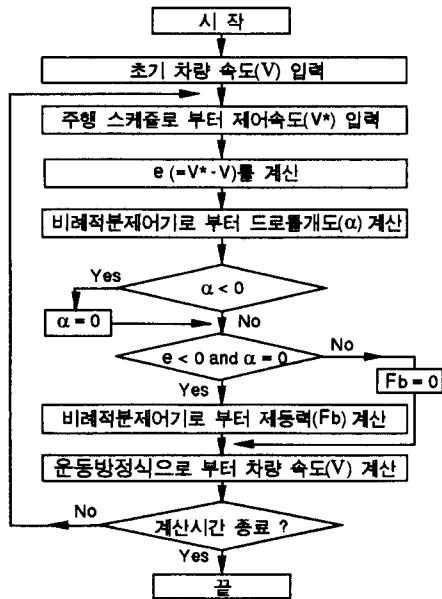


그림 9 제어계의 흐름도

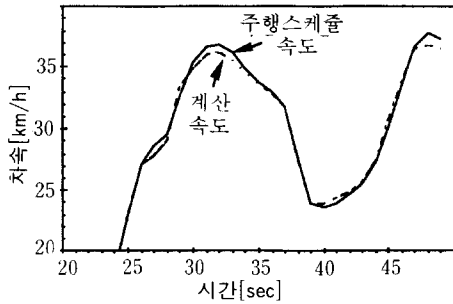


그림 10 주행 스케줄 속도와 계산 속도의 비교

가 각각 정하여진다. 만약 비례적분 제어기를 통하여 계산된 드로틀 개도가 영보다 작

으면 계산에 사용되는 드로틀 개도는 영으로 주어지고 출력 속도가 제어 목표 속도보다 작거나 계산된 드로틀 개도가 영보다 크면 브레이크 제동력은 영이 된다.

이와 같이 하여 드로틀 개도와 브레이크 제동력이 정하여진 후 이로부터 차량의 속도와 연비를 구하는 과정은 가속 주행 시뮬레이션과 동일한 과정으로 이루어진다. 그림 10은 위에서 설명한 방법에 의하여 이루어진 시뮬레이션 결과의 예로서 차량 속도가 주어진 속도 스케줄을 매우 잘 추종하고 있음을 보여준다.

#### 4. 실차와의 비교 및 분석

여기서는 시뮬레이션을 이용하여 차량 제원의 변화가 차량 동력 성능에 미치는 결과를 예측한 몇 가지 예를 실었다.

표 1은 중형 승용차 중에서 한 모델을 선정하여 실시한 가속 성능과 연비 시험의 결과를 시뮬레이션의 예측 결과와 비교한 내용이며 시험의 결과와 시뮬레이션의 결과가 서로 매우 접근한 것을 보여준다.

표 2는 자동변속기 차량의 타이어의 지름 변화에 따른 차량 성능의 변화를 시뮬레이션으로 예측한 결과를 보여준다. 여기에 사용된 두 타이어의 동회전 반경치는 195/70R14의 경우는 305 mm, 185/65R14 타이어의 경우는 286 mm로서, 이 둘을 적용한 두 차량의 가속 성능과 연비의 좋고 나쁨이 서로 반대의 경향을 나타냄을 보여 준다.

표 1 수동변속기 차량의 시험값과 계산값 비교

| 시험의 종류 | 가속 성능(sec)     |             | 연 비 (km/liter) |           |                      |
|--------|----------------|-------------|----------------|-----------|----------------------|
|        | 0 → 100 (km/h) | 0 → 400 (m) | 정속 연비          |           | 시내 연비<br>(LA-4 Mode) |
|        | 도달시간           | 도달시간        | 60 (Km/h)      | 90 (Km/h) |                      |
| 시험 값   | 12.4           | 18.4        | 19.9           | 14.2      | 12.23                |
| 계산 값   | 12.0           | 18.2        | 20.6           | 14.5      | 12.44                |



표 2 자동변속기 차량의 타이어 변경에 따른 시뮬레이션 결과 비교

| 시험의 종류<br>타이어 | 가속 성능(sec)            |                    | 연 비(km/liter) |          |                      |
|---------------|-----------------------|--------------------|---------------|----------|----------------------|
|               | 0 → 100(km/h)<br>도달시간 | 0 → 400(m)<br>도달시간 | 정속 연비         |          | 시내 연비<br>(LA-4 Mode) |
|               |                       |                    | 60(Km/h)      | 90(Km/h) |                      |
| 195/70R14     | 13.6                  | 19.1               | 19.1          | 16.3     | 11.70                |
| 185/65R14     | 12.9                  | 18.8               | 19.1          | 15.9     | 11.67                |

### 5. 맺음말

차량의 가속성능과 연비를 시험을 통하여 측정하는 데 필요한 노력과 시간을 줄이기 위하여 성능예측 프로그램을 개발하였으며 이를 활용하여 차량 구동계의 제원 결정이나 최적화를 효과적으로 할 수 있음을 보여주었다. 이 프로그램은 특히 수동변속기와 자동변속기의 변속기어비들의 선정, 종감속비 선정, 자동변속기의 토크 컨버터의 사양 결정 등의 변속기 기본 설계에 활용할 수 있다.

또한 정속 주행 시험, 각종 가속 시험뿐만 아니라 차량의 상품화 측면에서 매우 중요한 시내주행 시험을 시뮬레이션할 수 있게 되었다. 이것은 정해진 속도 스케줄을 추종할 수 있도록 제어 이론을 적용하여 엔진의 드로틀 개도와 가속 페달의 위치 및 브레이크 답력을 정하는 알고리즘을 개발함으로써 가능하게 되었다.

### 참고문헌

(1) Hori, Y., et al., 1986, "Computer Simulation of Vehicle Fuel Economy and Performance," SAM860364.  
 (2) Cho, D. and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control," ASME.  
 (3) Mencik, Z., et al., 1978, "Simulation of Wide-Open Throttle Vehicle Perfor-

mance," SAE 780289.  
 (4) Blumberg, P. N., 1976, "Powertrain Simulation: A Tool for the Design and Evaluation of Engine Control Strategies in Vehicle," SAE 760158.  
 (5) Waters, W. C., 1972, "General Purpose Automotive Vehicle Performance and Economy Simulator," SAE 720043.  
 (6) Kuzak, D. M., et al., 1985, "Parametric Simulation of the Fuel Consumption Effects of Advanced Transmission Powertrains," SAE 841243.  
 (7) Szadkowski, A. and Morford, R. B., 1992, "Clutch Engagement Simulation: Engagement without Throttle," SAE 920766.  
 (8) Chapin, C. E., 1982, "Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques," SAE 810828.  
 (9) Petrushov, V. A., 1990, "Vehicle Cx Measured on the Road," Autoexport, Vol. 99.  
 (10) Atkinson, K. E., 1978, "An Introduction to Numerical Analysis," John Wiley & Sons Inc.  
 (11) "Hydrodynamic Drives Terminology," 1988, SAE Recommended Practice J641.  
 (12) "Hydrodynamic Drives Terminology," 1989, SAE Recommended Practice J643.  
 (13) Anlin, G., et al., 1991, "Research on

- Dynamic 3-Parameter Shift Schedule of Automatic Transmission," SAE 912488.
- (14) 박영일, 1991, "차량용 변속장치의 변속과도 특성에 관한 연구," 박사학위 논문, 서울대학교.
- (15) Tsangarides, M. C. and Tobler, W. E., 1986, "Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch," SAE 850461. 