

# 무단변속기 장착차량의 발진성능 해석을 위한 시뮬레이션 프로그램의 개발

## A Development of the Simulation Program for Launching Performance of a Passenger Car equipped Continuously Variable Transmission

김 정 윤,\* 이 장 무,\*\* 여 인 옥\*\*\*  
Jungyun Kim, Jang Moo Lee, In Wug Yeo

### ABSTRACT

This paper describes the launching characteristics of a passenger car using a Push-Belt type Continuously Variable Transmission(CVT) which equipped a wet type multi-plate clutch as a starting device and a solid flywheel with a torsional damper for a torsional coupling device. To reduce the torsional vibration of the drive-line, some torsional coupling devices were used for the passenger car equipped CVT having the clutch as a starting device especially. In this study, we developed the computer simulation program to investigate the launching characteristics of a passenger car equipped CVT using the mathematical models of this system. For the mathematical models of the vehicle, the CVT, the wet type multi-plate clutch and the torsional damper, we obtained the specification and the necessary data through the reverse engineering of those. For the verification of our analysis, we performed the test of prototype car with different throttle positions at road and dynamometer. The launching characteristics of a passenger car considered here are an acceleration performance and an ascending performance.

주요기술용어 : Continuously Variable Transmission(무단변속기), Torsional damper(토션 댐퍼), Wet type multi-plate clutch(습식다판 클러치), Launching characteristics(발진성능), Vehicle test(실차 시험)

### 1. 서 론

최근 환경 및 에너지문제가 자동차산업에서 크

게 대두되면서 무단변속기에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 무단변속기는 기존의 수동, 자동변속기와 같은 유단변속기와는 달리 무한히 많은 변속 비를 연속적으로 구현할 수 있다. 따라서, 엔진과 같은 동력발생요소를 운전자가 요구하는 차량성능에 따라 최적인 상태로 작동시킬 수 있으므로, 동력전달계의 효율을 높일 수 있으며, 유단변속기에서 나타나는 변속과도 특성이

\* 서울대학교 기계설계학과

\*\* 정회원, 서울대학교 기계설계학과

\*\*\* 대우자동차 기술연구소

없는 특징이 있다. 이러한 우수한 성능을 실현시키기 위하여 현재 여러 가지 방식의 무단변속기가 개발, 연구 중에 있으며, 최근에는 무단변속기의 동력효율과 성능을 향상시키기 위하여 변속비의 유압제어를 전자화하는 연구가 활발히 진행되고 있다[1].

한편, 무단변속기를 장착한 동력전달계와 마찬가지로 무단변속기에도 우수한 발진특성 및 유연한 출발을 구현하기 위하여 여러 가지 발진기구를 장착해야 한다. 이러한 발진기구에는 토크 컨버터(torque converter), 습식다판 클러치(wet type multi-plate clutch) 및 마그네틱 파우더 클러치(magnetic powder clutch)등이 적용되고 있다. 이때, 유체의 동력 전달을 이용하여 엔진 구동토크에 대한 우수한 감쇠효과와 토크증배 효과를 지닌 토크 컨버터(torque converter)를 발진기구로 채택한 무단변속기와는 달리 습식다판 클러치나 마그네틱 파우더 클러치를 채택한 경우, 차량의 발진시 요구되는 엔진 기동토크의 클러치로의 원활한 전달과 엔진 실린더내의 불규칙한 폭발로 인한 엔진토크의 불규칙한 진동을 감쇠시킬 수 있는 커플링기구를 필요로 한다[2],[3]. 현재까지 개발되어 상용화된 무단변속기 장착차량은 이러한 커플링기구로써 주로 플라이휠과 토션 댐퍼(torsional damper)를 이용하고 있으며, 보다 나은 발진성능을 위해 듀얼매스 플라이휠등의 적용도 적극적으로 고려되고 있다[4].

일반적으로 수동변속기를 장착한 차량의 발진성능은 건식단판 클러치에 작용하는 운전자의 답력에 따라 달라지며, 토크 컨버터를 장착한 자동변속기의 경우에는 토크 컨버터의 용량곡선 및 토크비 선도에 따라 결정된다. 이에 반하여 출발기구로 습식다판 클러치를 사용하는 무단변속기 장착 차량은 클러치에 가해지는 유압을 무단변속기내의 유압구동부(valve body)를 통하여 공급하며 클러치 유압구동부는 클러치 압력의 제어를 위해 엔진속도와 드로틀개도에 관한 정보를 사용하여 운전자의 의지를 반영한다. 최근에는 이러한 클러치의 유압프로파일(hydraulic-pressure

profile)을 전자제어하여 다양한 차량 발진상태에 대한 성능을 향상시키기 위한 연구결과가 발표되고 있다[1],[5],[6].

본 연구의 목적은 무단변속기를 장착한 차량의 설계에서 대상차량과 무단변속기를 포함한 동력전달계, 발진기구인 습식다판 클러치, 그리고 클러치 유압구동부의 유압프로파일에 대한 수학적인 모델링을 통하여, 다양한 조건에 대하여 차량의 발진성능을 예측할 수 있는 전산 시뮬레이션 프로그램의 개발에 있다. 본 연구에서 고려하는 차량의 발진성능은 다음과 같다.

- (1) 임의의 드로틀 개도(throttle position)와 등판각도에 대한 차량의 발진 가능성
- (2) 임의의 드로틀 개도에 대한 발진 가속성능
- (3) 발진상태 승차감(launching feel)등 차량의 발진시 운전자가 느끼는 가속도 영향 평가

이를 위하여 본 연구에서는 발진기구로 습식다판 클러치, 커플링기구로 토션 댐퍼와 플라이휠을 사용하는 금속벨트식 무단변속기를 장착한 차량을 선정하였으며, 대상차량과 동력전달계 전반에 대한 수학적 모델링을 위하여 대상 무단변속기구와 발진기구, 커플링기구를 reverse engineering한 후 이를 바탕으로 각종 데이터를 추출하였다. 또한 발진기구 작동영역과 그 전후에 대하여 차량의 발진성능을 고찰할 수 있는 전산 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 동일한 조건에서의 실차시험을 수행하여 해석 모델과 분석 결과에 대한 타당성을 고찰하였다.

## 2. 무단변속기 장착 차량의 모델링

본 연구대상 차량 동력전달계의 개략적인 구조는 Fig. 1과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 엔진과 발진기구인 습식다판 클러치사이에 플라이휠과 토션 댐퍼를 커플링기구로 사용하고 있으며, 금속벨트식 무단변속기구를 탑재하고 있다. 또한, 무단변속기구의 중동 플리와 연결된 출력축과 구동바퀴축에는 2개의 감속기어가 위치하고 있다.

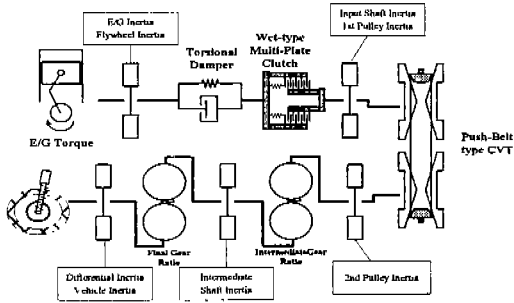


Fig. 1 Schematic diagram of CVT system

각 구성요소의 수학적 모델링은 다음과 같이 수행하였다.

### 2. 1. 엔진 및 주행부하의 모델링

대상 차량에 탑재된 엔진은 1500cc DOHC 가솔린엔진으로, 구동력인 엔진토크 값을 정상상태 성능데이터에서 3차원보간 (3-dimensional interpolation)하여 이용하였다(Fig. 2). 엔진의 공회전상태와 동적특성이 차량의 발진거동에 미치는 영향은 매우 크지만, 엔진실린더내의 폭발력 등에 대한 정확한 모델링이나 실험등이 어려우므로 본 연구에서는 엔진의 동특성을 무시한 정상상태의 성능데이터를 사용하였다.

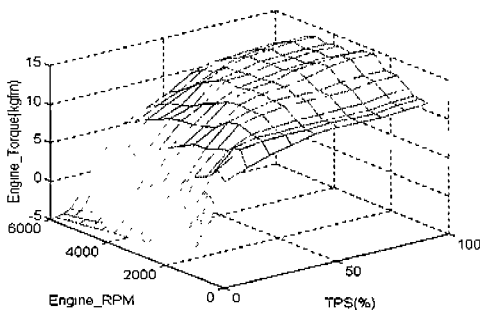


Fig. 2 Engine performance curve

차량의 주행상황과 관련하여 바퀴와 연결되어 있는 출력축에 작용하는 주행부하는 다음과 같이 등판저항, 주행저항, 마찰저항으로 분류하여 고려

하였다. 우선, 등판저항은 여러 가지 등판각도에 대하여 발진가능성을 평가하는데 매우 중요한 요소로 다음과 같이 모델링하였다.

$$F_{\text{Ascending Resistance}} = W \times \sin \theta \quad (1)$$

여기서,  $W$ 는 차량의 무게,  $\theta$ 는 등판각도이다. 또한, 주행저항은 차량이 주행하는데 나타나는 공기역학적인 저항으로서 대체로 차량속도의 제곱에 비례한다고 알려져 있다. 마찰저항은 차량의 바퀴에 작용하는 전체 차량무게에 대한 타이어와 지면과의 마찰계수로 표현되며 주행노면, 차량속도와 타이어의 종류 등 다양한 변수에 따라 달라진다. 본 연구에서는 대상차량의 타행시험을 통하여 추출한 실험계수  $C_1$ 과  $C_2$ 를 이용하여 식(2)와 같이 모델링하였다.

$$F_{\text{Aerodynamic Resistance}} + F_{\text{Rolling Resistance}} = C_1 \times V^2 + C_2 \cos \theta \quad (2)$$

여기서,  $V$ 는 차량속도이다.

### 2. 2. 무단변속기구와 동력전달계 구성요소의 모델링

금속벨트식 무단변속기구는 두 개의 구동, 종동 풀리와 금속벨트로 구성되어 있으며, 풀리와 금속벨트사이의 마찰력과 금속벨트를 구성하고 있는 블록의 압축력등에 의하여 동력의 전달이 이루어진다. 이러한 무단변속기구의 자세한 동적 거동 및 동력전달 메카니즘에 관한 연구는 현재 활발히 진행되고 있으며, 최근에는 여러 가지 실험데이터를 이용한 방안이 제시되고 있다[7]. 하지만 현재까지의 금속벨트와 풀리사이의 슬립을 고려한 동적 모델링이나 해석방안에 대한 연구결과를 본 연구에 적용하기는 어려우며 차량의 발진시 무단변속기구의 변속비는 거의 변화하지 않으므로[6], 본 연구에서는 습식다판 클러치의 결합이 완료되기 이전에 발생할 수 있는 금속벨트와 풀리사이의 슬립과 같은 동적 거동과 동력손실은 무시하고, 무단변속기구의 변속비를 최고 감속비로 고정하여 변화가 없는 것으로 가정하였다.

대상차량의 발진 시 변속비인 최고 감속비는

중동 풀리와 차동장치 사이에 위치한 각 기어비와 타이어 반경, 베리오그램(variogram)을 기초로 하여 추출, 보간(interpolation)하여 이용하였다. 베리오그램은 평지에서 무단변속기를 장착한 차량의 각 드로틀개도에 따른 엔진 회전수와 차속의 관계를 나타낸 것으로, 평지에서 아이들 출발(idle start)과 스톱 출발(stall start)시의 발진 거동이 표시되어 있다(Fig. 3).

또한, 동력전달계 각 구성요소에 대한 reverse engineering과 3차원 도면작업(Fig. 4)을 수행하여 2개의 감속기어와 각각의 축, 구동, 중동풀리 등의 재질과 외형치수, 질량 관성모멘트(mass moments of inertia)등 수학적 모델링에 필요한 자료를 추출하였다[7].

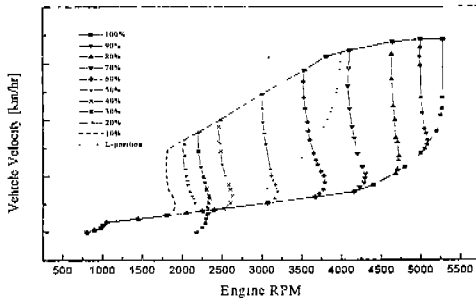


Fig. 3 Variogram of the CVT

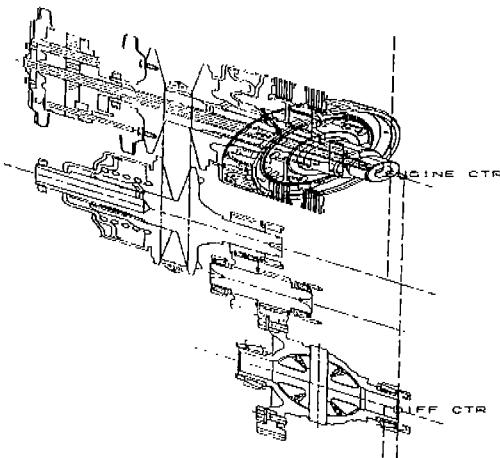


Fig. 4 Section view of CVT CATIA 3-d drawing

습식다판 클러치의 모델링에 필요한 제원은 역시 마찬가지로, reverse engineering으로 추출하였으며, 클러치 토크와 마찰계수는 식(3)과 같이 모델링하였다.

$$T_c = 2\mu N \frac{2(R_o^3 - R_i^3)}{3(R_o^2 - R_i^2)} F$$

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) \exp\left(-\frac{\Delta V}{V_s}\right) + \mu_k \quad (3)$$

여기서,  $T_c$ 는 클러치 토크,  $R_o$ 는 클러치판의 외경,  $R_i$ 는 클러치판의 내경,  $F$ 는 클러치 압력,  $N$ 은 클러치판의 개수,  $V_s$ 는 임계 상대속도,  $\Delta V$ 는 상대속도,  $\mu, \mu_s, \mu_k$ 는 각각 마찰계수, 정마찰계수, 동마찰계수를 나타낸다.

클러치 유압구동부는 클러치 압력의 제어를 위해 엔진 회전수와 드로틀개도에 관한 정보를 사용하고 있지만, 발진시의 클러치압력은 엔진 회전수에 의해 지배적으로 좌우되며, 드로틀개도의 영향은 상대적으로 작다고 알려져 있다[6]. 따라서, 클러치의 결합을 위해 수직항력을 인가하는 유압프로파일은 대상차량의 실차시험을 수행하여 몇가지 드로틀개도에 대하여 추출하였으며(Fig. 5), 추출한 유압을 엔진 회전수에 대하여 보간하여 이용하였다.

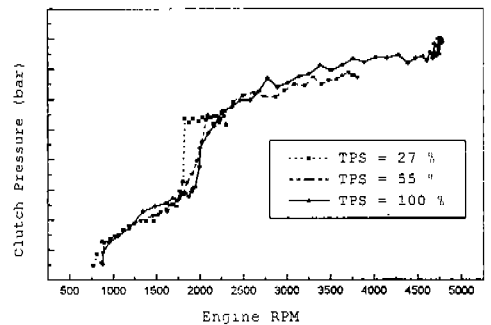


Fig. 5 Clutch pressure profile of the CVT

한편, 습식다판 클러치와 엔진사이에 위치하는 커플링기구인 토션 댐퍼의 일반적인 구조는 Fig. 6 (a)와 같으며, 대상차량에서 사용하는 토션 댐퍼의 특성에 관한 실험자료는 Fig. 6 (b)와 같다.

그림에서와 같이 토션 댐퍼 제작회사에서 제시된 실험 데이터에는 히스테리시스(Hysteresis) 특성이 나타나지만, 실험의 가진 주파수는 일반적으로 제시되지 않으므로 이에 관한 감쇠계수를 얻을 수는 없다. 따라서, 본 연구에서는 토션 댐퍼 양단의 각도변화량을 계산하여 이에 따라 발생하는 비틀림 모멘트값을 추출하였다.

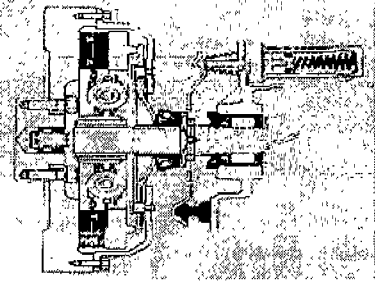


Fig. 6 (a) Figure of general torsional damper

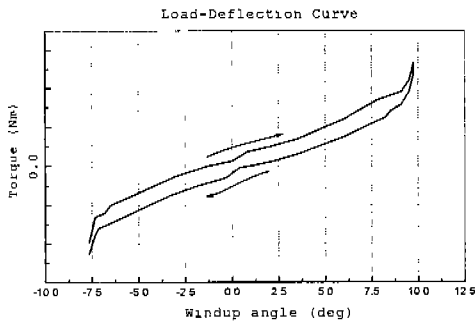


Fig. 6 (b) Characteristic curve of the torsional damper

### 2. 3. 동력전달계의 운동방정식

대상 동력전달계 각 구성요소의 모델을 이용하여 차량의 발진성능을 해석할 수 있는 운동방정식을 수립하였다. 운동방정식은 자유도 변화를 수반하는 습식다판 클러치와 토션 댐퍼의 결합여부에 따라 달라진다. 따라서, 본 연구에서는 클러치와 토션 댐퍼의 결합여부를 고려하여 다음과 같이 4가지 경우를 분류하였으며, 각각의 경우에 따라 상태변수를 달리하여 1차 미분방정식을 정리하였다. 발진기구인 클러치의 결합조건은 클러치 양단의 속도차가 0이 되는 시점으로 하였으며,

토션 댐퍼의 결합 완료조건은 댐퍼 양단의 상대 각도 변위가 압축이 완료되는 압축 완료각 (saturation angle)에 도달하였을 때로 하였다.

#### Case 1: 클러치와 토션 댐퍼가 각각 진동하여 결합이 완료되기 이전 상태

이 경우에는 엔진과 연결되어 있는 토션 댐퍼의 입력축의 각도변위인  $\theta_{TD-in}$ 과 클러치의 입력축과 연결되어 있는 토션 댐퍼 출력축의 각도변위인  $\theta_{TD-out}$ , 엔진 회전수인  $\omega_{engine}$ , 클러치 입력축과 출력축의 속도인  $\omega_{clutch-in}, \omega_{clutch-out}$ 의 5개의 상태변수로 이루어진 운동방정식을 가진다(식 (4)).

$$\begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{TD-in} \\ \dot{\theta}_{TD-out} \\ \dot{\omega}_{engine} \\ \dot{\omega}_{clutch-in} \\ \dot{\omega}_{clutch-out} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{TD-in} \\ \theta_{TD-out} \\ \omega_{engine} \\ \omega_{clutch-in} \\ \omega_{clutch-out} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ (T_{engine} - T_{TD})/I_2 \\ (T_{TD} - T_{clutch})/I_1 \\ (T_{clutch} - \frac{T_{Load}}{\alpha\beta\gamma\eta})/I_1 \end{Bmatrix}$$

and,  $\omega_0 = \frac{\omega_{clutch-out}}{\alpha\beta\gamma}$  (4)

여기서,  $\omega_0$ 는 구동바퀴와 연결되는 출력축의 회전속도이며,  $T_{engine}, T_{TD}, T_{clutch}, T_{Load}$ 는 각각 엔진 구동토크, 토션 댐퍼의 비틀림 모멘트, 클러치 토크, 주행부하 토크를 나타낸다. 또한,  $I_1, I_2, I_1$ 는 각각 클러치 출력축에 연결되어 있는 차량, 차동장치, 축, 플리등의 등가 관성값, 클러치 입력축에 연결되어 있는 엔진, 플라이휠, 토션 댐퍼의 등가 관성값, 입력축의 관성값을 나타낸다. 그리고,  $\alpha, \beta, \gamma, \eta$ 는 각각 intermediate gear ratio, final gear ratio, CVT gear ratio, 동력전달계의 효율을 나타낸다.

#### Case 2: 토션 댐퍼의 압축이 완료되고 클러치의 결합이 완료되기 이전 상태

차량의 발진이 이루어지고, 엔진의 회전수가 증가하면서 토션 댐퍼의 상대각도 변위가 압축완료각도에 도달하고 클러치의 결합은 아직 진행중인 상태를 나타낸다. 이 경우에 토션 댐퍼는 엔진

과 연결된 구동축과 직결되어 상태변수는 엔진과 연결되는 클러치 입력축과 출력축의 속도인  $\omega_{clutch-in}$ ,  $\omega_{clutch-out}$  의 2개의 상태변수로 이루어진 운동방정식을 가진다(식 (5)).

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{clutch-in} \\ \dot{\omega}_{clutch-out} \end{cases} = \begin{cases} (T_{engine} - T_{TD}) / (I_2 + I_1) \\ (T_{clutch} - \frac{T_{Load}}{\alpha\beta\gamma\eta}) / I_1 \end{cases}$$

and,  $\omega_{engine} = \omega_{clutch-in}$ ,  $\omega_O = \frac{\omega_{clutch-out}}{\alpha\beta\gamma}$  (5)

### Case 3: 클러치의 결합이 완료되고 토션 댐퍼의 압축이 완료되기 이전 상태

클러치 유압구동부에서 가해지는 유압으로 인하여 클러치의 결합이 완료되고, 토션 댐퍼는 아직 압축이 완료되지 않은 경우로, 토션 댐퍼의 출력축과 구동 풀리와 연결된 무단변속기구의 입력축이 직결된 상태이다. 이 경우에는  $\theta_{TD-in}$ ,  $\theta_{TD-out}$ ,  $\omega_{engine}$ ,  $\omega_{clutch-in}$  의 4개의 상태변수로 이루어진 운동방정식을 가진다(식 (6)).

$$\begin{cases} \dot{\theta}_{TD-in} \\ \dot{\theta}_{TD-out} \\ \dot{\omega}_{engine} \\ \dot{\omega}_{clutch-in} \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{cases} \theta_{TD-in} \\ \theta_{TD-out} \\ \omega_{engine} \\ \omega_{clutch-in} \end{cases} + \begin{cases} 0 \\ 0 \\ (T_{engine} - T_{TD}) / I_2 \\ (T_{TD} - \frac{T_{Load}}{\alpha\beta\gamma\eta}) / (I_1 + I_2) \end{cases}$$

and,  $\omega_{clutch-out} = \omega_{clutch-in}$ ,  $\omega_O = \frac{\omega_{clutch-in}}{\alpha\beta\gamma}$  (6)

### Case 4: 클러치의 결합과 토션 댐퍼의 압축이 완료된 상태

발전기구인 클러치와 토션 댐퍼의 결합이 완료된 상태로 동력전달계의 운동방정식이 1개의 미분방정식으로 표현된다. 이 경우의 상태변수는 엔진 구동축과 직결된 클러치 입력축의 회전속도인  $\omega_{clutch-in}$  이 된다(식 (7)).

$$\dot{\omega}_{clutch-in} = (T_{engine} - \frac{T_{Load}}{\alpha\beta\gamma\eta}) / (I_1 + I_2)$$

and,  $\omega_{engine} = \omega_{clutch-in} = \omega_{clutch-out}$ ,  $\omega_O = \frac{\omega_{clutch-in}}{\alpha\beta\gamma}$  (7)

## 3. 실차 시험과 발전성능 해석 프로그램의 검증

유도된 동력전달계의 운동방정식을 이용하여 차량의 발전성능을 예측할 수 있는 전용 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램은 동력전달계의 각 구성요소에 작용하는 토크와 회전속도, 각도변위등을 출력할 수 있도록 하였으며, 4차 룬지쿠타(Runge-Kutta) 알고리즘을 사용하여 수치적분을 수행하였다. 시뮬레이션 프로그램은 행렬형태로 표현된 미분방정식을 사용하기 편리하며, 시뮬레이션 결과를 그래프로 출력하기에 편리한 Math Works사의 MATLAB을 사용하였다.

개발한 프로그램을 검증하기 위하여 대상 무단변속기를 장착한 시험차량(prototype car)을 이용하여 실차시험을 수행하였다. 실차시험은 본 무단변속기 장착 차량의 연비 및 배기가스등의 전체적인 성능과 발전성능등을 고찰할 수 있도록 일반 주행도로와 동력계(dynamometer)에서 수행하였다[7].

실차시험을 위하여 여러 가지 발전 조건하에서 차량의 속도와 엔진 회전수를 측정할 수 있는 속도센서, 드로틀 개도를 측정할 수 있는 센서, 적산거리계등을 장착하였다(Fig. 7). 또한, 습식다판 클러치에 가해지는 유압등 무단변속기내 유압장치(valve body)내외의 작동 압력을 측정할 수 있는 각종 압력센서를 무단변속기에 취부하여 이용하였다.

차량내외와 무단변속기에 장착한 각종 센서에서 출력되는 신호를 기록하기 위한 인터페이스장치와 데이터 처리장치를 Fig. 8과 같이 차량에 탑재하여 이용하였다. 특히, 무단변속기내외의 각종 작동 압력등은 실차시험과 더불어 동력계시험을 통하여 본 연구에 이용할 수 있도록 보정하였다[7].



Fig. 7 Setup of the prototype car test

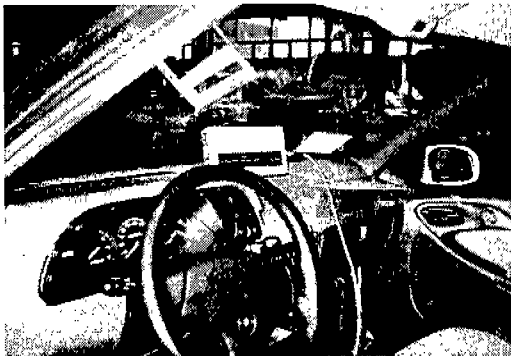


Fig. 8 Setup of test instruments

실차시험 결과중 드로틀 개도 55%와 100%, 등판각도 0%인 경우에 대한 시뮬레이션과 실차 시험 결과를 다음과 같이 비교, 분석하였다.

실차시험에서 차량은 엔진이 공회전상태에서 몇 초간 주행한 후 드로틀을 인가하였으므로 처음 몇 초간 서서히 가속이 진행되었다. 이에 따라 엔진회전수와 관계되어 있는 클러치 유압이 작용하여 습식다판 클러치가 결합을 시작하고 있었다.

이러한 시험결과에서 클러치의 상태와 무단변속기구의 벨트와 풀리사이의 슬립등의 상태를 명확히 정의할 수 없으므로, 시뮬레이션에서는 차

량의 초기조건으로 엔진을 공회전상태로, 차속을 0 km/hr로 하였으며, 습식다판 클러치에 시험에서 추출한 유압을 인가하여 클러치의 결합을 시작하였다. 또한, 시뮬레이션에서 드로틀을 인가한 시점은 시험에서 드로틀을 인가한 차속으로 정의 하였으며, 무단 변속기의 변속비는 앞 절에서 언급한 바와 같이 최고 감속비로 일정하다고 가정 하였다.

### 3. 1. 차량의 발진 가속 성능

Fig. 9는 동일한 발진조건에 대해서 수행된 시뮬레이션과 시험결과를 나타낸다. 드로틀을 인가한 차량속도(드로틀 개도 55%인 경우 4.22km/hr, 드로틀 개도 100%인 경우 2.64km/hr)에의 도달 시간이 시험보다 시뮬레이션 결과가 다소 빠르게 나타나고 있지만, 드로틀을 인가한 후에는 그 시간차이가 거의 일정하게 유지되고 있다. 이처럼 실차 시험의 경우 차속의 증가가 느린 이유는 차량에 탑재되어 있는 엔진의 공회전제어(idle control)가 이루어지는 것으로 판단된다. 따라서, 해석과 시험결과와의 비교를 위하여 시간이 아닌 차속을 기준으로 대상차량의 발진성능을 분석하였다.

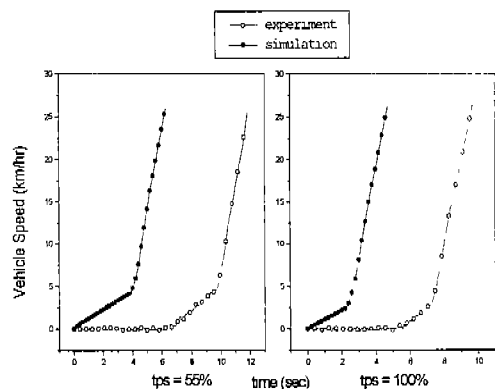


Fig. 9 Launching performance : acceleration time

### 3. 2. 엔진 회전수와 차속의 변화

Fig. 10의 베리오그램을 살펴보면, 드로틀을

인가한 후 클러치의 결합이 이루어지기 전까지 시험의 경우에서 엔진 회전수가 천천히 증가하면서 그 변화가 일차 시간지연 (1st-order time delay) 특성을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 이는 차량속도가 시간에 대하여 일정하게 증가함을 고려할 때, 엔진의 동특성에 기인한 것으로 여겨진다.

또한, 습식다판 클러치의 결합이 완료되는 차속을 살펴보면 시뮬레이션 결과가 시험보다 약간 지연되고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 클러치의 결합이 이루어지는 엔진 회전수는 거의 일치하고 있는 것을 고려하면, 본 연구에서 일정하다고 가정된 무단변속기구의 변속비가 약간 변화하고 있기 때문으로 여겨진다. 하지만 시뮬레이션과 시험결과의 차이가 미소하므로, 차량의 발진성능을 예측함에 있어 무단변속기구의 변속비가 불변한다는 가정은 무난하다고 할 수 있다.

드로를 인가하는 차속에 대응하는 엔진 회전수를 살펴보면 실험결과가 시뮬레이션보다 약간 높다. 이는 앞서 언급한 바와 마찬가지로 엔진의 공회전제어로 인하여 토션 댐퍼의 진동상태가 지속되기 때문이다. 실차 시험에서 토션 댐퍼가 작동하고 있는 구간은 엔진이 지속적으로 엔진제어장치(ECU)를 통하여 공회전제어가 이루어져 드로를 개도가 미소하게 변화하고 있었다. 따라서, 엔진 공회전상태에서 차량의 응답은 엔진의 불규칙 가진에 의한 진동현상을 나타내고 있으며, 이러한 동특성을 무시한 시뮬레이션 결과와의 비교가 불가능하다. 따라서, 시뮬레이션을 통한 발진성능은 드로를 인가한 이후부터 고찰하기로 한다.

시뮬레이션 결과에서 토션 댐퍼의 작동을 살펴보면 공회전상태에서 짧은 시간내에 압축이 완료되지만, 실제 차량에서는 앞서 언급한 엔진의 공회전 제어로 인하여 토션 댐퍼의 진동상태가 비교적 오래 유지된다. 따라서, 본 연구 대상차량의 토션 댐퍼는 발진성능중 주로 엔진 공회전상태에서 엔진 토크의 전달과 감쇠기능을 원활히 수행하도록 설계되어 있다고 예측할 수 있다.

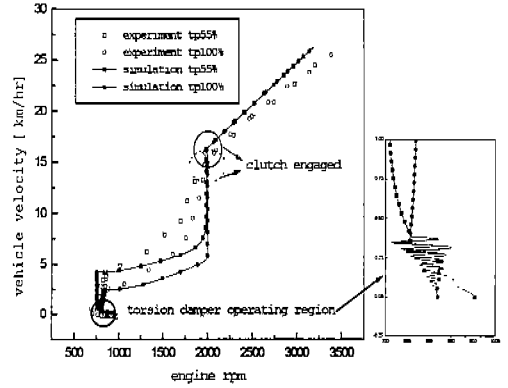


Fig. 10 Variogram : experimental & simulated

### 3. 3. 차량 가속도의 변화

차량의 발진성능 중 운전자가 느끼는 승차감의 지표로 이용할 수 있는 차량가속도의 변화를 비교하기 위하여 시험과 시뮬레이션결과 중 차속을 미분하여 Fig. 11과 같이 표시하였다. 차량의 가속도변화는 엔진의 공회전 상태를 제외한 발진구간에서 시험결과와 시뮬레이션이 유사한 거동을 보이고 있다. 시험결과에서 차량의 구동이 시작된 구간에 보이는 과도한 진동특성은 앞서 언급한 바와 같이 엔진의 공회전 제어에 기인한 것으로 판단된다.

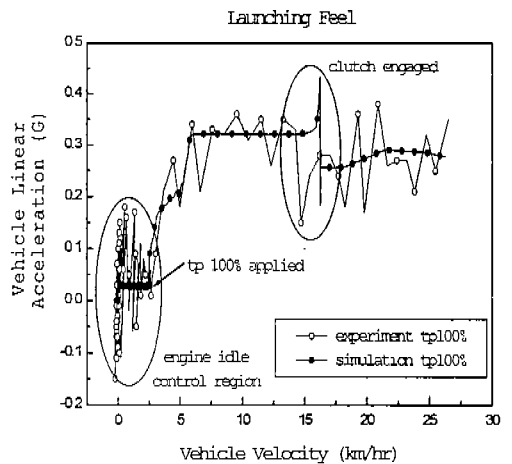


Fig. 11 Vehicle linear acceleration



#### 4. 다양한 출발 조건에 따른 차량의 발진성능 해석

본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 대상차량의 발진성능을 각 드로틀 개도와 등판각도에 따라 예측할 수 있다. 그 중 엔진의 초기조건으로 공회전상태인 850rpm과 차량이 정지 상태에서 드로틀 개도 100%, 등판각도 0%와 10%인 경우에 대하여 대상차량의 발진성능을 예측하여 보았다.

Fig. 12의 시뮬레이션결과를 살펴보면, 등판각도가 10%인 경우가 클러치 결합시점까지 걸리는 시간이 약 0.5초 정도 지연되고 있으며, 발진초기에 차량이 약간 뒤로 밀리고 있음을 알 수 있다.

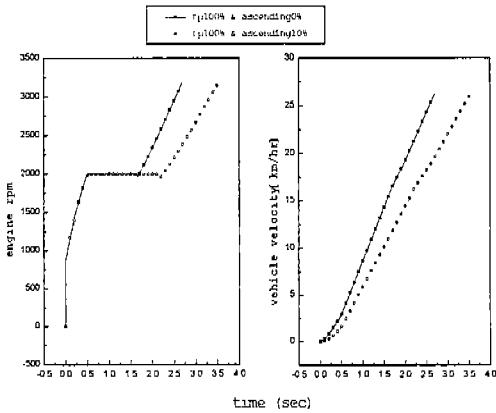


Fig. 12 Launching performance with different ascending angle

각각의 등판각도에 대하여 토션댐퍼의 작동영역과 클러치의 작동영역이 Fig. 13에 표시되어 있다. 클러치의 결합과 관련하여 본 결과는 습식 다판 클러치의 양단에 걸리는 토크, 회전속도와 함께 발진기구인 클러치의 동력용량 결정과 개략적인 내구도 판단에 이용할 수 있다. 또한, 토션댐퍼의 작동영역을 살펴봄으로써 발진시 토션댐퍼의 작동성능을 향상시킬 수 있는 스프링 강성값을 결정하는 데 이용할 수 있다.

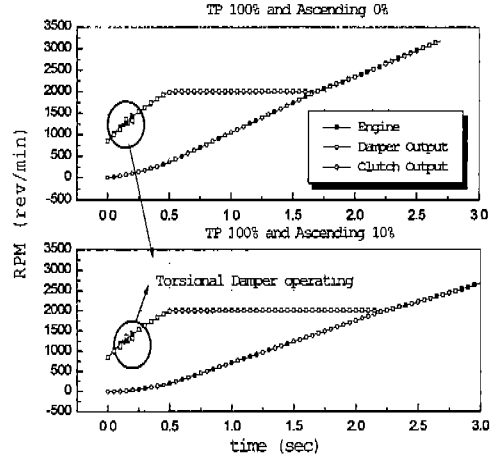


Fig. 13 Operating regions of each shafts

엔진에서 출력되는 토크와 클러치에서 발생하는 마찰토크, 그리고 출력축의 토크값을 Fig. 14에 표시하였다. 클러치의 결합시점에 출력축에서 과도토크가 발생하고 있으며, 이때 차량의 가속도 변화가 유발되어 승차감에 영향을 주리라 예상할 수 있다. 이러한 과도토크는 클러치에 작용하는 유압 프로파일을 변조하여 그 크기를 줄일 수 있다.

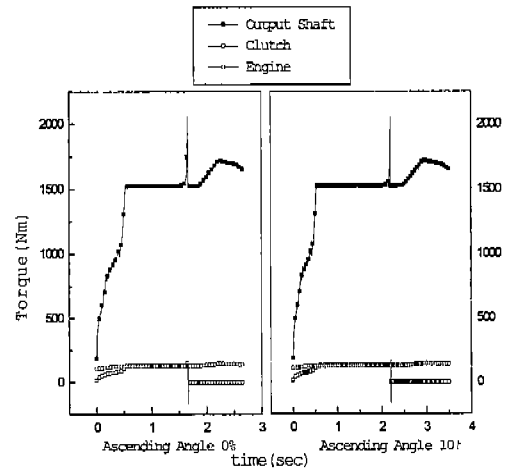


Fig. 14 Torques of each shafts

## 5. 결 론

금속벨트식 무단변속기와 발진기구로써 습식 다판 클러치와 커플링기구로써 토션 댐퍼를 장착한 차량을 선정하여, 발진기구 작동영역과 그 전후에 대한 차량의 가속도변화 및 가속성능을 고찰하기 위한 동력전달계의 수학적 모델링을 수행하였다. 이를 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 실차시험 자료와 해석결과를 비교하여 해석모델과 해석방안에 대한 타당성을 고찰하였다.

본 연구에 관한 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 개발된 차량의 발진성능 시뮬레이션 프로그램은 주요 구성요소의 동력손실과 엔진, 무단변속기구의 동특성을 무시하였음을 감안하였을 때 정성적인 거동이 시험결과와 유사함을 확인하였다.

(2) 연구대상 차량의 발진성능 해석결과에서 커플링 기구인 토션 댐퍼에 의한 전달토크의 감소나 강성효과가 크지 않음을 알 수 있다. 이는 엔진의 시동후 공회전상태까지의 천이영역에서 커플링기구인 토션 댐퍼의 전달토크 감소나 강성효과가 나타나고, 차량의 발진시나 드로틀의 변화같은 경우에는 그 효과가 적음을 나타낸다.

(3) 개발된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 여러 가지 발진조건(드로틀개도, 엔진 회전수, 차속과 등판각도)에 따라 습식다판 클러치를 발진기구로 이용하는 무단변속기 장착차량의 발진성능을 예측할 수 있다.

(4) 시뮬레이션 결과를 이용하여 무단변속기 장착차량의 동력전달계 각 구성요소의 동력용량과 설계 파라미터(parameter)의 결정에 이용할 수 있다.

## 후 기

이 연구는 통상산업부와 과학기술처에서 시행한 G7 차세대자동차 기술개발사업의 기술개발 결과입니다.

## 참 고 문 헌

1. Koichi FUNATSU, "Electronic Control System of Honda for CVT", *Proc. of International Conference on Continuously Variable Power Transmissions*, Sep. 11-12, 1996.
2. Pail. G. Jones, "Torsional Vibration in Drivelines", *SAE, S428*, 1965.
3. Hans Jurgen Drexl, "Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations", *SAE 870393*.
4. Stephen Boedo and Donald E. Freyburger, "A Grease-Filled Coupling for CVT Vehicles", *SAE 911940*.
5. Y. Sato, H. Tanaka, T. Ozaki and M. Shoji, "Fuzzy Control of Engagement of CVT-Starting Wet-Clutch", *Proc. of International Conference on Continuously Variable Power Transmissions*, Sep. 11-12, 1996.
6. 황 성원, 무단변속기 발진클러치 시스템의 해석 및 제어, 공학석사 학위논문, 서울대학교, 1998, 2.
7. 김 정철외, 연료 절감형 무단변속기 기술개발에 관한 연구, 2단계 2차년도 년차보고서, 통상산업부, 1997.
8. L. P. Jania, "Engagement Characteristics of Wet-Type Clutches", *SAE Transaction*, vol.67, 1959.
9. H. G. Steinhagen, "The Plate Clutch", *SAE 800978*.
10. Robert L. Anderson and Robert L. Bierley, "Measurement of Automatic Transmission Shift Performance", *SAE 650465*.