

## 동력전달계와 차량계의 연성 해석을 위한 수학적 모델의 개발

공진형\* · 박진호\* · 조한상\*\* · 박영일\*\*\* · 이장무\*

### Mathematical Model for Power Transmission - Vehicle System Coupling Analysis

Jin Hyung Kong · Jin Ho Park · Han Sang Jo · Yeong Il Park · Jang Moo Lee

**Key Words:** Power Transmission System(동력전달계), Vehicle System(차량계), Automatic Transmission(AT, 자동변속기), Vehicle Body(차체), Engine/AT Housing(엔진/자동변속기 하우징), On-Road Car Test(실차 실험), Shift Characteristics(변속 특성), Model Parameter(모델 파라미터)

#### Abstract

In this study, a mathematical model for analyzing the shift characteristics is proposed. The proposed model comprises power transmission system and vehicle system, which are coupled. And On-road car test is carried out in order to extract model parameters.

The model is composed of a detailed powertrain, an engine/AT housing, a simplified suspension system, tires and a vehicle body model. On the test, the vehicle accelerations and pitch ratio are measured by using accelerometers and gyro sensor. The other data, for example speeds, a throttle position and a brake signal, are taken from sensors which already exist in the vehicle.

Using natural frequency and characteristic equation, vehicle model parameters are extracted from experimental data.

#### 기호설명

- I : 회전 관성 [  $kg \cdot m^2$  ]
- M : 질량 [  $kg$  ]
- T : 토크 [  $N \cdot m$  ]
- F : 힘 [  $N$  ]
- K, k : 강성 [  $N/m$  ]
- C : 감쇠 [  $N \cdot s/m$  ]
- i : 슬립율

#### 1. 서 론

자동변속기를 장착한 승용차에 있어서 변속 과정 상태에서 발생하는 변속 충격은 승차감과 전

반적인 변속기의 수명 등에 직접적인 영향을 준다. 따라서 자동변속기 연구 분야에서 이러한 변속 충격 감소에 관한 연구가 큰 비중을 차지한다. 그러나, 일반적으로 변속 과도 상태 또는 변속 충격 감소에 관한 연구<sup>(1-4,12)</sup>는 자동변속기의 출력축 토크의 측정이나 해석을 통해 이루어지기 때문에 차량 내부의 탑승자가 느끼는 변속질(Shift quality) 향상에 직접적으로 반영되지 않을 가능성이 있다. 따라서 변속 과도 상태에 관련된 승차감의 엄밀한 해석을 위해서는 동력 전달계와 차량계의 연성 해석이 요구된다.

이를 위해 본 연구에서는 기존의 동력 전달계 상세 모델<sup>(4)</sup>과 차량계 모델<sup>(6-8)</sup>을 참고하여 동력 전달계와 차량계가 결합된 차량 전체의 수학적 모델링을 수행하였으며 실차 실험을 통해 차량계 모델의 파라미터를 추출을 위한 데이터를 측정하였다. 차량의 자유도별 동적 거동 데이터로부터 고유 진동수를 구하고, 이를 특성 방정식에 대입

\* 서울대학교 기계공학부

\*\* 현대 자동차

\*\*\* 서울산업대학교 기계설계학과

하여 모델 파라미터를 추출하였다.

## 2. 동력 전달계 및 차량계의 수학적 모델링

### 2.1. 동력 전달계의 상세 모델링

엔진과 토크 컨버터, 자동 변속기를 포함하는 동력전달계의 모델은 기존의 연구에서 검증된 모델을 참고하였다<sup>(2-4,12)</sup>.

엔진 토크는 스로틀과 엔진의 회전속도에 따른 함수라고 가정하여 모델링하였으며, 토크 컨버터는 4개의 변수 - 펌프 속도, 터빈 속도, 스테이터 속도, 유량-에 대한 운동 방정식으로 모델링된 1 차원 성능 모델을 사용하였다.

본 대상 차량의 자동 변속기는 단순 유성기어와 더블 피니언(Double pinion)유성기어, 습식 다판 클러치, 밴드 브레이크, 일방향 클러치로 이루어져 있다. 단순 유성기어와 더블 피니언 유성기어는 관성과 백래쉬(Backlash), 강성등을 무시한 이상적인 속도와 토크 관계식으로 모델링하였다.

습식 다판 클러치에서 발생하는 토크는 마찰 계수, 인가되는 압력, 마찰면의 면적과 개수에 비례하도록 모델링하였다. 마찰 계수는 클러치 양단 속도차에 따라 모델링하였는데, 양단 속도차가 정해진 임계 속도 이상이 되면 상수의 운동 마찰 계수를 갖고, 양단 속도차가 0과 임계 속도 사이일 때는 마찰 계수가 지수 함수 형태를 갖도록 하였다. 또한 클러치에 인가되는 압력은 기존의 실험 자료를 이용하여 시간에 대한 함수로 모델링하였다. 대상 동력 전달계 모델을 도시하면 Fig. 2.1 와 같다.

### 2.2. 차량계의 모델링

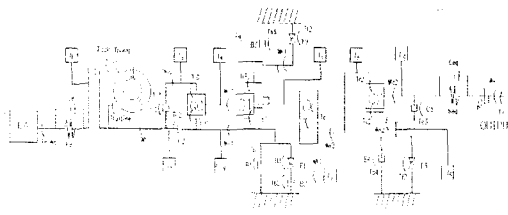


Fig. 2.1 Schematic of Power Transmission System Model.

본 연구에 사용된 차량계의 모델은 기존의 유사한 해석들에서도 많이 적용되고 있는 바이시클 모델(Bicycle model)을 확장시킨 것으로, 크게 차체(Vehicle body)와 엔진/자동변속기 하우징, 타이어 부분으로 분리되어있다. 각 부분에는 2차원 모델에서 가질 수 있는 최대 자유도를 부여함으로써, 각 부분들의 서징 모션(Surging motion)과 피칭 모션(Pitching motion), 그리고 바운싱 모션(Bouncing motion)을 모두 해석할 수 있도록 하였다.

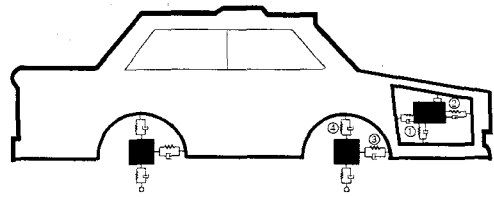


Fig. 2.2 A Schematic diagram of the vehicle model.

Fig. 2.2 는 차량 모델을 개략적으로 나타낸 것이다. 엔진과 자동변속기 하우징은 볼트로 체결되어 있기 때문에 엔진/자동변속기 하우징 일체로 모델링 하였으며, 차체와 수평, 수직의 등가 강성과 감쇠로 연결되어 있다. 따라서 변속기 출력축에서 발생하여 구동타이어를 통해 전달되는 변속 충격외에 엔진/자동변속기 하우징에 의한 변속 충격 전달 효과를 해석할 수 있다.

전륜과 후륜 타이어는 실제 차량에서 현가계 스프링과 로어 암(Lower arm)등에 의해 차체와 연결되는데, 이러한 연결을 수평, 수직 방향의 등가 강성과 감쇠로 모델링하였다.

Fig. 2.3 는 엔진/자동변속기 하우징과 타이어의

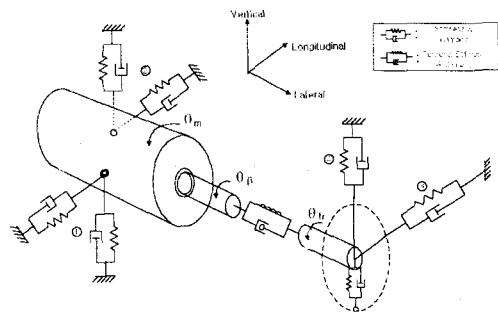


Fig. 2.3 A Schematic diagram of EG/TM housing and front tires.

관계를 나타내기 위한 3차원 개략도이다. 그림에서 그라운드로 표시된 것은 차체이며, Fig. 2.2와 비교하기 위해서 각 등가 강성 및 감쇠 연결을 1~5로 표시했다.  $\theta_m$ 은 엔진/자동변속기 하우징의 피칭(Pitching) 각이며,  $\theta_\beta$ 는 변속기 출력축의 회전각이고,  $\theta_{tire}$ 는 타이어의 회전각이다. CV 조인트 사이의 구동축은 하나의 등가 강성과 감쇠로 모델링 하였으며, 구동축의 비틀림각을  $\theta_\beta - \theta_m - \theta_{tire}$ 으로 함으로써 엔진/자동변속기 하우징의 피칭 모션(Pitching motion)이 구동력 및 변속 충격과 연관되게 하였다. 타이어와 지면은 수직 방향으로 항상 접촉되어 있다고 가정하고, 타이어의 수직 방향 강성과 감쇠를 등가의 값으로 고려하였다.

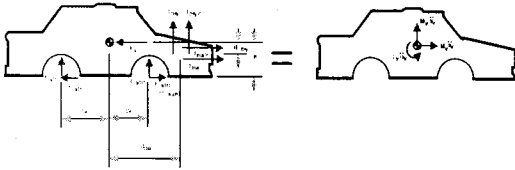


Fig. 2.4 Free body diagram of vehicle body.

Fig. 2.4는 차체의 자유 물체도(Free Body Diagram)를 나타낸 것이다.  $F_a$ 는 공기저항력으로 차체의 무게 중심에 작용한다고 가정하였으며, 나머지 힘( $F$ )과 토크( $T$ )는 모두 등가 강성과 감쇠에 의한 내력이다.  $d_{mx}$ 와  $d_{my}$ 는 차체의 무게 중심과 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심 사이의 거리이다. 엔진 마운트에서 차체에 전달되는 힘은 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심에 위치하지 않음을 그림에서 알 수 있다. 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심에 대한 엔진 마운트의 위치는 Fig. 2.5에 나타나 있다.

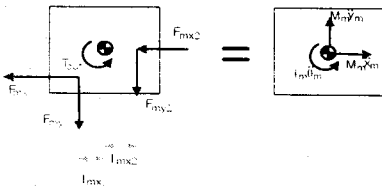


Fig. 2.5 Free body diagram of EG/TM housing.

Fig. 2.5는 엔진/자동변속기 하우징의 자유 물체도를 나타낸 것이다. 하우징의 피칭 모션은 변속기 출력 토크( $T_{out}$ )와 하우징, 차체 사이의 반력에 의한 모멘트( $F_{mx}$ ,  $F_{my}$ ,  $F_{mx2}$ ,  $F_{my2}$ )에 의해 일어난다.  $l_{mx}$ ,  $l_{my}$ ,  $l_{mx2}$ 는 엔진 마운트 위치와, 엔진/자동변속기 하우징 무게 중심 사이의 거리인데, 이 거리가 0이면 하우징의 피칭 모션이 수평, 수직 방향으로 차체에 영향을 줄 수 없음을 알 수 있다. 그리고, 마운트들의 수평, 수직 방향 강성값과 엔진/자동변속기 하우징에 대한 엔진 마운트의 상대 위치의 값은 기존 연구<sup>(11)</sup>에서 실험적으로 측정된 값을 사용하였다.

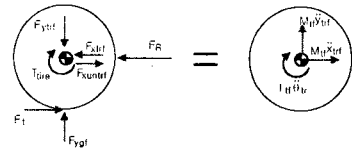


Fig. 2.6 Free body diagram of front tires.

Fig. 2.6는 전륜 타이어의 자유 물체도를 나타낸 것이다.  $T_{tire}$ 는 추진축에서 전달되는 구동 토크이며,  $F_r$ 은 구름 저항으로서 상수로 모델링 하였으며, 타이어의 무게 중심에 작용한다고 가정하였다.  $F_t$ 는 지면과 타이어 사이에 작용하는 마찰에 의한 구동력으로서 마찰 계수와 수직 항력( $F_{ygf}$ )의 곱으로 모델링 하였다. 마찰 계수는 타이어의 슬립량과의 관계로서 모델링 하였으며, 슬립율은 식 (2.1)과 같이 정의된다.

$$i = 1 - \frac{\text{Tire Fore/Aft Velocity}}{\text{Tire Radius} * \text{Tire Angular Velocity}} \quad (2.1)$$

일반적인 주행상황에서의 슬립율은 슬립율과 마찰계수를 선형 관계로 근사할 수 있을 만큼 작으므로, 식 (2.2)으로  $F_t$ 를 표시할 수 있다.

$$F_t = C * i * F_{ygf} \quad (2.2)$$

한편, 출발시 타이어의 각속도는 0 이므로 슬립량이 발산하는 문제가 발생하게 된다. 따라서 초기 차량 속도 0.5 m/sec를 기준으로 Ad-hoc 알고리즘을 적용하여 불안정 상태를 수정하였다.

### 3. 실차 실험을 통한 모델 파라미터 추출

#### 3.1. 실차 실험

##### 3.1.1 실차 실험 장치의 구성

속도 - 엔진 속도는 전화 코일(Ignition coil) 신호를 병렬 연결하여 측정하였다. 그리고, 터빈 속도와 차량 속도는 TCU 에 입력되는 변속기 입력력 속도 펄스 신호를 병렬 연결하여 측정하였다. 각 속도 신호는 F/V 컨버터를 통해 전압 신호로 변환하여 측정하였다.

스로틀 개도 - 본 대상차량의 스로틀 바디(Throttle body)에 장착된 TPS(Throttle Position Sensor)의 출력 신호는 운전자가 가속 페달을 밟은 양에 따른 가변 저항값에 비례하는 신호이다. 이 신호는 엔진제어기(ECU : Engine Control Unit)에 입력되어, 펄스폭변조(Pulse width modulation) 신호로 변환된 후 다시 TCU로 들어가게 된다. 따라서 본 실험에서는 TCU로 들어가는 신호선을 병렬로 연결하여 펄스폭변조 컨버터(PWM converter)를 통해 전압 신호로 변환한 후 측정하였다.

브레이크 신호 - 브레이크 신호는 TCU 에 on/off 형식의 DC voltage 값으로 입력된다. 이 신호를 병렬 연결하여 직접 측정하였다.

가속도 측정 - 본 연구의 목적에 부합하는 가속도를 측정하기 위해서는 가속도계의 주파수 측정 범위가 DC ~ 30 Hz 이상이 되어야 한다. 본 실험에는 이러한 조건에 부합하는 Analog Device 사의 ADXL05AH 가속도계를 사용하였다.

이 가속도계는  $\pm 1 \sim \pm 5$  G(중력 가속도)의 측정범위를 가지고 있으며, 추가 회로의 저항과 커패시터 값을 변화시킴으로써 측정 범위를 변경할 수 있다. 따라서 가속도계의 분해능을 최대한 활용하기 위해 차량의 전후방 가속도 측정을 위한 가속도계는  $\pm 1$  G 로, 차량의 수직 방향 가속도 측정을 위한 가속도계는  $\pm 2$  G 로 회로를 구성하였다.

Fig.3.1 는 제작한 PCB(Printed Circuit Board) 기판과 가속도계의 사진이다.

피치 각속도 - 차량의 피치 방향 각속도를 측정하기 위해 BEI 사의 GyroChip II를 사용하였다. 이 각속도 센서는 추가 회로 없이 사용할 수 있으며, DC voltage 형태로 출력이 되어 A/D 컨버

터를 통해 직접 각속도를 측정할 수 있는 장점이 있다. 측정 가능한 주파수 범위도 DC ~ 50 Hz 로서 실험 목적에 부합한다.

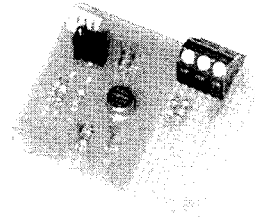


Fig.3.1 Accelerometers and circuit.

데이터 습득 장치 - 위에 언급된 모든 신호들은 National Instruments 사의 SCXI-1000 모듈과 PCMCIA A/D 컨버터인 DAQCard-AI-16E-4를 이용하여 랩탑(Laptop) 컴퓨터로 저장하였다. 또한 데이터 습득 프로그래밍이 용이한 소프트웨어인 Labview를 이용하였다. Fig.3.2 은 실험 장치 전체를 도시한 것이다.

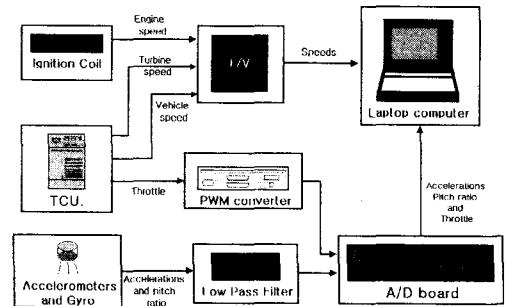


Fig.3.2 Schematic of on-road car test system.

##### 3.1.2 실차 실험 내용

본 연구에서 추출하고자 하는 차량계 모델 파라미터는 현가계의 전후방 등가 강성, 현가계의 수직방향 등가 강성, 엔진/자동변속기 하우징을 제외한 차체의 회전 관성, 차체 및 엔진/자동변속기 하우징의 무게중심의 위치이다. 현가계의 등가 강성 값을 추출하기 위해서는 동적 진동 응답을 측정하여 고유 진동수 해석을 하는 방법을 사용하였다. 전후방 방향과 피치 방향의 진동 응답을 측정하기 위해 주행중 급브레이크를 밟아 차량을 가진하여 응답을 측정하였고, 수직방향의 진동 응답을 측정하기 위해 도로상의 요철을 지난 직후의 차량의 수직방향 가속도 응답을 측정하였다.

### 3.2. 모델 파라미터 추출

#### 3.2.1 전후방 등가 강성

Fig. 3.3 는 주행중 급브레이크를 밟아 차량이 정지할 때의 차량 전후방 가속도를 측정한 실험 결과를 나타낸다. 차량 전후방 진동 시스템의 고유 진동수를 알아내기 위해 Fig. 3.3의 원 안의 가속도 응답을 FFT 분석을 하면, 고유 진동수는 3.7 Hz 임을 알 수 있다.

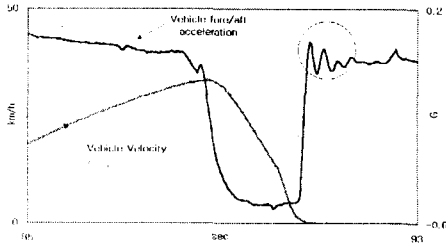


Fig. 3.3 Experimental result of sudden braking.

Fig. 2.2에서 전후방 진동 시스템만을 독립시켜 단순한 모델을 만들고, 고유 진동수 3.7 Hz 를 대입하면 현가계의 전후방 등가 강성은  $6.7 \times 10^5 N/m$  로 계산된다.

#### 3.2.2 수직방향 등가 강성

본 연구에 제시된 차량계 모델은 5개(Fig. 2.2)의 수직방향 등가 강성을 포함하고 있으나, 전륜부와 후륜부의 타이어 및 현가장치의 수직 방향 등가 강성을 같다고 가정하면-실제로 일반 승용차의 경우 5% 내외의 차이가 있다- 3개의 등가 강성으로 간략화 할 수 있다.(Fig. 3.4)

전후방 등가 강성 추출시와 마찬가지로, 차량이 수직방향으로 가진된 실험 데이터의 FFT 분석을 통해 최저차 고유 진동수를 찾으면 1.4 Hz 임을 알 수 있다. 또한, 자료<sup>(11,13)</sup>를 참고하여 타이어의 수직 방향 강성과 엔진 마운팅의 수직 방향 강성(마운트 3개 강성의 합)을 대입하면, 현가계의 수직 방향 등가 강성은 약  $9.6 \times 10^4 N/m$ 로 계산된다. 네 개의 바퀴이므로 한 바퀴당  $2.4 \times 10^4 N/m$  인 셈인데, 일반적으로 동급 차량의 현가계 스프링 강성이 수직방향(Up-down)으로  $2.0 \times 10^4 \sim 2.5 \times 10^4$  임을 감안하면 계산 결과가 타당하다고 판단할 수 있다.

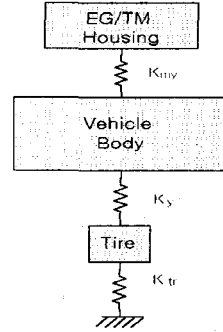


Fig. 3.4 Schematic diagram of vertical vibration system.

#### 3.2.3 차체 회전 관성과 무게 중심의 위치

본 연구에 제시된 차량계 모델은 차체와 엔진/자동변속기 하우징이 분리되어 있기 때문에 차체만의 회전관성을 계산하기 위해서는 모델의 운동방정식과 차체 피치방향 진동응답을 고려해야한다. 차체의 피치방향 고유진동수를 측정하여 모델링 식에 대입하면, 차량 전체의 회전 관성을 구할 수 있다.

엔진/자동변속기 하우징의 측정 자료와 앞에서 계산된 차량 전체 회전 관성 값을 이용하면 차체만의 회전 관성과 Fig. 3.5 에 나타난 무게 중심의 위치 관계를 구할 수 있다.

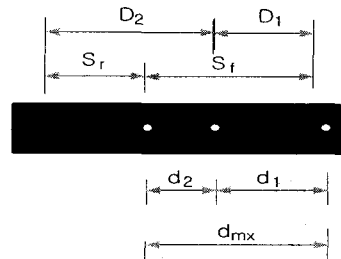


Fig. 3.5 Location of centroids.

CGV 는 차체만의 무게 중심이며, CG 는 차량 전체의 무게 중심, 그리고 CGM 은 엔진/자동변속기 하우징의 무게 중심이다.

계산된 결과는  $S_r = 1.25m$ ,  $S_f = 1.35m$ ,  $d_{mx} = 1.48m$  이며 차체 회전 관성  $I_V = 1297.35 kg \cdot m^2$  이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 동력 전달계와 차량계의 연성 해석을 위해, 동력 전달계와 차량계의 수학적 모델링을 수행하였다. 또한 실차 실험을 통해 차량계 모델의 등가 파라미터들을 추출하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 동력 전달계, 차량계의 연성 해석을 위하여, 엔진/자동변속기 하우징, 차체, 그리고 타이어 부로 이루어진 차량계의 수학적 모델링을 수행하였다. 엔진 마운트를 현실적으로 모델링함으로써 변속시 엔진/자동변속기 하우징과 차체의 연성 영향을 해석할 수 있도록 하였으며, 구동력은 타이어로부터 등가 강성 및 감쇠를 통해 차체에 전달되도록 하였다.

(2) 실차 실험을 통해 대상 차량의 동적 거동을 측정하였으며, 이를 이용해 자유도별 최저차 고유진동수를 계산하여 특성방정식에 대입함으로써 차량계 모델의 등가 강성과 차체 회전 관성 등을 추출하였다.

#### 후 기

본 연구는 기계분야 BK-21 사업의 지원하에 수행되었으며, 이에 감사드립니다

#### 참고문헌

- (1) 김영흡, 박찬일, 이장무, "승용차용 자동변속기 변속 특성의 해석적 고찰", 1998, 한국자동차공학회논문집, 제6권, 제2호, pp.54~66.
- (2) Young Heub Kim, Jinseung Yang, Jang Moo Lee. "A Study o the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 941014.
- (3) Hansang Jo, Weonsig Lim, Yeong Il Park, Jang Moo Lee, "A Study on Shifting Transients of a Torque Converter Equipped Vehicle", *Proc. ISROMAC*, 1994, Vol. B., pp. 875~886.
- (4) 조한상, 임원식, 박영일, 이장무, 장옥진, 박진호 "승용차용 자동변속기의 변속 특성 향 상에 관한 연구", 1999, 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제6호, pp.91-105..
- (5) Yoshio Shindo, Hiroshi Ito, Tomoo Ishihara, "A

Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 790043.

- (6) Ralf Schwarz, Markus Willimowski, Rolf Isermann, Peter Willimowski, "Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influences of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 971117.
- (7) Jungho Park , Parviz E. Nikravesh, "A Multibody Approach to Modeling Tire Longitudinal and Lateral Flexibility", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 971099.
- (8) Myung Gyu Kim, Chang Hoon Hyun, Ho il Jeong, "The Effects of Vehicle Velocity and Engine Mount Stiffness on Ride Comfort", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 941045.
- (9) Toshitake Naruse, Yasuhiro Nakashima, Yasuhiro Murayamo, Yasuhi Akiyoshi, Tamotsu Kurachi, "A Study on Evaluation Method and Improvement of Shift Quality of Automatic Transmission", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 930673.
- (10) Leo F. Schwab, "Development of a Shift Quality Metric for and Automatic Transmission", *Transactions of Society of Automotive Engineers*, 941009.
- (11) 김종현, "차체의 유연성을 고려한 엔진지지계의 동적 해석", 1995, 서울대학교 공학박사 학위논문.
- (12) 김영흡, "승용차용 자동변속기의 동특성 및 변속제어 파라미터에 관한 연구", 1995, 서울대학교 공학박사 학위논문.
- (13) John Fenton, *Handbook of Automotive Powertrain and Chassis Design*, Professional Engineering Publishing, 1998.