

승차감 해석을 위한 동력전달계와 차량체의 모델링

조한상* · 박진호* · 공진형* · 이장무** · 박영일***
(1999년 5월 29일 접수)

Modeling of the Powertrain System and the Vehicle Body for the Analysis of the Driving Comfortability

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

Key Words: Automatic Transmission(자동변속기), Driving Comfortability(승차감), Powertrain System and Vehicle Body Model(동력전달계와 차량체의 모델), Vehicle Acceleration Change(차량 가속도 변화), Real Car Test(실차실험).

Abstract

Actual and strict definition of the shift quality for the powertrain system equipped an automatic transmission must be understood through the acceleration change of the vehicle body, which the driver directly feels as a shift shock. For this reason, it is necessary to concurrently analyze the characteristics of the powertrain system and the vehicle body. This paper presents the mathematical model of the vehicle body, which is based on the equivalent lumped system, to append to the developed model of the powertrain system. The concept of tire slip is also introduced for the experimental relationship between tire/road and driving force. Using the developed dynamic simulation programs, shift transients characteristics are analyzed. Theoretical results are compared with experimental ones from real car tests in equal conditions in order to prove the validity of presented model. In these tests, the system to measure the vehicle acceleration is used with various speeds and engine throttle sensors. It is expected that the presented modeling techniques can provide good predictions of the vehicle driving comfortability.

기호설명

I : 회전 관성
 M : 질량
 ω : 각속도
 R : 유성기어비
 T : 토크
 F : 힘
 K : 강성

C : 감쇠
 x : 전후방 변위
 β : 종감속비
 r_{eff} : 등가 반지름
 $R0 \sim R2$: 링기어 번호
 $S0 \sim S2$: 선기어 번호
 $C1 \sim C3$: 클러치 번호
 $B1 \sim B4$: 브레이크 번호
 $F1 \sim F3$: 원웨이 클러치 번호

* 회원, 서울대학교 대학원
E-mail : hansjo@plaza1.snu.ac.kr
TES : (02)880-8050 FAX : (02)889-6205

** 회원, 서울대학교 기계설계학과
*** 회원, 서울산업대학교 기계설계학과
**** 서울대학교 대학원

1. 서론

자동변속기를 장착한 차량에 있어서 운전자에

게 충격으로 작용하는 변속상황은 무단 변속기 장착 차량을 제외하고는 피할 수 없는 것이다. 이러한 변속 과도 상태에서의 충격은 차량의 승차감과 전반적인 변속기의 수명 등에 직접적인 영향을 준다. 변속 과도 상태는 크게 과도 상태의 최대 변화량과 지속 시간의 두가지 인자로 나타낼 수 있으며, 이를 대표하기 위하여 변속질(shift quality)이란 용어를 사용한다. 지금까지 자동변속기 관련 업체들은 다양한 실험과 해석을 통하여 이러한 변속질을 개선시켜 왔다.⁽¹⁻³⁾ 그러나 대부분 동력계(dynamometer)상에서 이루어지는 변속 특성 실험은 변속기 출력축에서의 토크 변화를 변속질 판단의 요소로 사용한다. 또한 자동변속기의 변속 특성 해석과 이를 통한 승차감 향상을 위하여 지금까지 발표된 여러 해석적인 기법들도 역시 마찬가지로 대부분 출력축 토크의 경향을 참조하여 변속질을 판단하고 있다.^(2,3) 따라서 그 결과는 실제 운전자가 느끼는 차량계를 거친 후의 변속질과는 차이가 있을 수밖에 없으며, 이로 인하여 실험 혹은 이론적인 해석을 통해 얻어진 변속 특성 개선 효과가 실차 적용시에는 제대로 반영되지 못할 가능성이 존재한다.

차량의 전후방 가속도 변화량을 통해 운전자가 직접 느끼는 충격을 측정하는 것이 현실적이고 엄밀한 변속질이라고 한다면, 지금까지 분리되어 해석되어진 동력전달계와 차량계의 특성을 복합적으로 해석할 수 있는 기법이 필요하다. 본 연구에서는 이를 위하여 등가의 이산계(lumped system)로 가정된 차량계의 모델을 도입하고, 실험적으로 밝혀진 타이어/지면과 구동력과의 관계를 이용하였다.⁽⁴⁻⁶⁾ 또한 수학적 모델과 변속 특성 해석 결과의 검증용 센서, 엔진의 스톱 센서들과 함께 직접 제작한 가속도 측정 시스템 등이 사용되었다. 이를 통해 얻은 실차의 변속특성들은 해석에 의한 결과들과 비교함으로써, 본 연구에서 제시된 수학적 모델의 타당성을 입증하였다

한편 지금까지 발표된 동력전달계의 동적 해석 기법들은 대부분 연구대상에 국한된 모델링과 해석 기법을 사용하기 때문에, 대상 변속기의 구조 변경이나 다른 변속기로 대체시 이들을 그대로 적용하기가 쉽지 않다. 최근 이러한 문제점을 해결하고, 동시에 다양한 변속장치에 대하여 이들

의 수학적 모델링을 단시간내에 적용하여 해석할 수 있도록 하는 기법들이 연구되고 있다. 그 예로 Moskwa,⁽⁷⁾ Velinsky,⁽⁸⁾ 임원식^(9,10) 등은 동력전달계의 각 구성요소들을 그 기능에 따라 각각의 독립된 부시스템들로 구성하고, 각 시스템들의 자유도 변화 등을 스스로 판단하고 처리한 후, 이들을 자동으로 조합하여 해석할 수 있는 기법들을 발표하였다. 본 연구에서는 이러한 기법들이 적용된 POTAS-MSM(Power Transmission Analysis Software for Multi-Slip Mechanism)⁽¹⁰⁾을 이용하여 자동변속기를 장착한 승용차의 동력전달계와 차량계의 전반적인 모델링을 수행하고, 차량 전후방 가속도 변화량의 해석을 통하여 변속시 과도 현상을 해석해 보았다.

2. 차량계를 포함한 자동변속기 장착 동력전달계의 수학적 모델링

일반적인 내연기관 장착 승용차용 동력전달계에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 엔진에서 발생된 동력이 변속장치, 최종감속비, 휠 등을 거친 후 타이어와 지면과의 마찰을 통해 차량을 구동시킨다. 본 연구대상 동력전달계는 국내 D사의 1500cc 가솔린 엔진과 전륜 구동방식의 4단 자동변속기를 장착하였으며, 변속장치는 TCU에 의해 제어되는 전자제어 신호가 여러 개의 솔레노이드 밸브로 전달되어 클러치의 유압을 조절하는 전자 유압 제어 방식을 채택하고 있다.⁽¹¹⁾ 본 연구의 핵심은 기존의 엔진에서 자동변속기의 출력축까지의 해석 모델에 차량계 모델을 보완하여 운전자가 직접 느끼는 변속질(shift quality)을 평가하는 것이다. 따라서 자동변속기까지의 각종 구성요소들과 함께, 주행부하와 동력손실 등의 수학적 모델링은 이전에 발표된 연구들을 참조하였다.^(10,11)

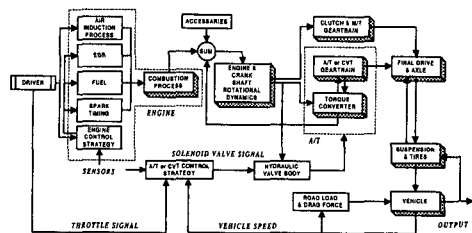


Fig. 1 Schematic diagram of vehicle drivetrain system

2.1 엔진과 자동변속기의 부시스템 모델링

차량계를 제외한 본 연구대상 동력전달계는 해석의 편의와 기능에 따라 4개의 부시스템으로 분류될 수 있다. Fig. 2는 동력전달계 부시스템 각각의 모델링과 연결 관계를 나타낸다. 이때 각 요소들의 관성들은 이산계(lumped system)로 가정하였으며, 기어들간의 백래쉬와 베어링 강성 등의 영향은 무시하였다. 또한 회전부의 관성을 I_i , 전달 토크를 T_i 라고 하고, 각 첨자들을 Fig. 2에서 표시한 회전부들이라고 한다면 부시스템들의 지배방정식은 다음과 같이 유도된다.

부시스템 1 (엔진부) - 엔진과 플라이휠(flywheel)의 모델링이 포함된, 동력원인 엔진으로부터 자동변속기 입력축까지의 부시스템으로서 엔진과 입력축 커플링 등의 강성효과가 고려되었다. 이때 엔진의 모델링은 정상상태 성능 곡선을 이용하였으며, 보간법을 이용하여 이를 보완하였다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - K_E(\theta_E - \theta_1) - C_E(\omega_E - \omega_1) \quad (1)$$

$$0 \dot{\omega}_1 = K_E(\theta_E - \theta_1) + C_E(\omega_E - \omega_1) - T_1 \quad (2)$$

부시스템 2 (동력분기부) - 엔진, 터빈으로부터 동력을 입력받아 각각 펌프, 변속기어열로 동력을 분배하는 부시스템으로서 록업(lockup) 클러치의 모델링이 포함되었다.

$$0 \dot{\omega}_2 = T_1 - T_{LOCK} - T_2 \quad (3)$$

$$0 \dot{\omega}_3 = T_3 + T_{LOCK} - T_4 \quad (4)$$

부시스템 3 (토크 컨버터부) - 엔진의 동력을 변조시켜 전달하는 토크 컨버터 부시스템으로서, 내부 유체 유동량에 의해 전달 토크가 결정되는 비선형 시스템이다. 토크 컨버터의 동적 거동을 나타내는 이러한 수식들은 4개의 독립변수와 4개의 관계식으로 이루어진다.⁽¹³⁾

$$[I_{TC}] \{ \omega_p, \omega_T, \omega_s, Q \}^T = [C_{TC1}] \{ T_p, T_T, T_s \}^T + [C_{TC2}] \{ \omega_p^2, \omega_T^2, \omega_s^2, Q^2, \omega_p \omega_T, \omega_p \omega_s, \omega_T \omega_s, Q \omega_p, Q \omega_T, Q \omega_s \} \quad (5)$$

부시스템 4 (기어열부) - 변속비를 결정하는 변속기어열에 대한 모델링이며, 여기에는 3개의 클러치와 4개의 브레이크 그리고 3개의 일방향 클러치에 대한 모델링이 포함되어 있다. 또한 3

개의 유성기어계에 의하여 동력의 흐름을 결정하므로, 이들에 의한 속도, 토크 관계식 등의 구속 조건들이 역시 포함되어 있다.

$$I_1 \dot{\omega}_4 = T_4 - T_{C1} - T_{C2} \quad (6)$$

$$I_3 \dot{\omega}_{R0} = T_{C1} - T_{R0} \quad (7)$$

$$(I_2 + I_6) \dot{\omega}_{S1} = T_{C2} - T_{B1} - T_{F1} - T_{S1} - T_{S0} \quad (8)$$

$$(I_4 + I_5) \dot{\omega}_{C1} = T_{S0} + T_{S1} + T_{R0} + T_{R1} - T_A \quad (9)$$

$$I_7 \dot{\omega}_{F1} = T_{F1} - T_{R2} \quad (10)$$

$$I_9 \dot{\omega}_{R1} = -T_{R1} - T_{B3} - T_{F2} \quad (11)$$

$$I_5 \dot{\omega}_{R2} = \alpha T_A - T_{R2} \quad (12)$$

$$I_{10} \dot{\omega}_{C2} = T_{R2} + T_{S2} - T_{C3} - T_5 \quad (13)$$

$$I_8 \dot{\omega}_{S2} = T_{C3} - T_{S2} - T_{B4} - T_{F3} \quad (14)$$

$$(1 + R_0) \dot{\omega}_{C1} = \dot{\omega}_{R0} + R_0 \dot{\omega}_{S1} \quad (15)$$

$$(1 - R_1) \dot{\omega}_{C1} = \dot{\omega}_{R1} - R_1 \dot{\omega}_{S1} \quad (16)$$

$$(1 + R_2) \dot{\omega}_{C2} = \dot{\omega}_{R2} + R_2 \dot{\omega}_{S2} \quad (17)$$

$$\dot{\omega}_{C1} = \alpha \dot{\omega}_{R2} \quad (18)$$

2.2 차량계의 상세 모델링

본 연구에 사용된 차량계의 모델링은 기존의 유사한 해석들에서도 많이 적용되고 있는 바이시클 모델(bicycle model)을 확장한 것으로서,^(4,14~16) 엔진 마운트의 회전 운동, 현가계 질량(unsprung mass)과 엔진의 전후방 진동 그리고 현가계(suspension)에 의한 동적 영향도 등이 포함되어 있다.

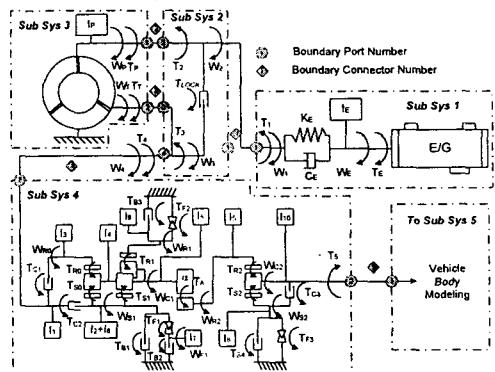


Fig.2 Subsystem modeling of powertrain system

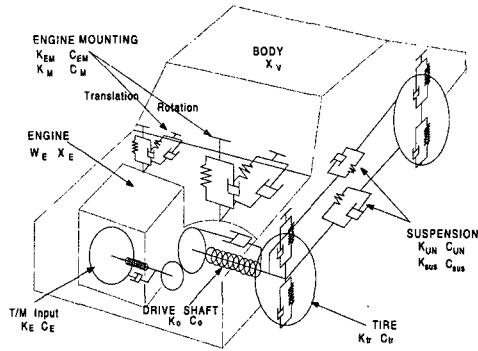
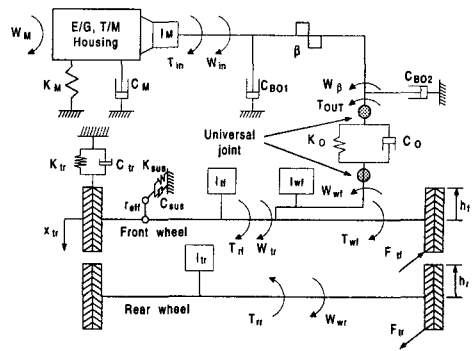


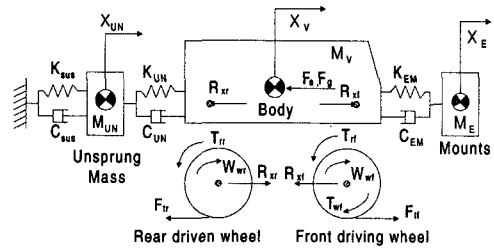
Fig. 3 Simulation model of vehicle body (front engine, front wheel drive car)

Fig. 3은 차량 전체의 전반적인 동적 모델링을 위하여 고려되어야 할 요소들을 나타낸 것이다. 여기서 엔진 마운트 부의 전후방 및 회전 방향 진동을 등가의 강성과 감쇠로 나타내었으며, 변속기 출력축에서 휠로 연결되는 구동축을 하나의 등가 스프링으로 모델링하였다. 한편 구동축을 거친 출력은 타이어의 감쇠 등을 거쳐 현가계로 전달된다. 그러나, 이들의 정확한 모델링을 위해서는 많은 자유도와, 부싱(bushing) 등과 같은 여러 비선형 요소들을 고려하여야 하므로, 본 연구의 해석대상과는 부합되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 타이어나 현가계의 직진과 상하방향에 대해 강성과 요소를 역시 등가적으로 고려하였다. Fig. 4는 이러한 차량계 모델링 결과를 나타내며, 이때 사용된 가정들은 다음과 같이 정리된다.

- 현가계, 마운트 그리고 타이어는 Fig. 4에 표시된 등가의 운동만을 가진다.
- 토크 컨버터의 스테이터(stator), 클러치 등과 하우징과의 반력 $\sum T_r$ 은 동적 특성에 영향을 주지 않으므로 모두 무시하였다.
- CBO1, CBO2 등과 같은 모든 베어링 손실들은 점성 감쇠 요소로 고려되었다.
- 후륜의 관성은 차량관성에 비해 매우 작기 때문에, 후륜의 동역학은 무시되었다.
- 엔진 댐퍼, 출력축, 구동축 등은 내부 구조 감쇠(internal structural damping)를 가지는 유연한 요소들로 고려되었다.
- 전후방, 상하 그리고 회전 운동들은 서로 독립적이다.
- 엔진 회전운동(ω_M)의 중심축은 변속기 출력



(a) Rotating Motion



(b) Translational Motion

Fig. 4 Modeling of subsystem 5 (vehicle body)

축의 중심축과 일치한다.

- Fig. 4에 표시된 요소들의 비틀림 강성을 제외한 나머지 요소들의 강성은 충분히 크다.
 - 유니버설 조인트(universal joint)의 효과는 무시되었다.
 - 마운트의 회전운동과 차량의 전후방운동 간에 발생하는 반력들은 무시되었다.
- 한편 지면과 타이어 사이에 작용하는 구동력은 타이어의 슬립량과의 관계로서 모델링 하였다. Wong⁽⁵⁾에 의하면, 구동축에 의해 타이어에 전달된 구동토크는 타이어나 지면과의 접촉면(contact patch)에 작용하게 되어, 타이어나 앞부분은 압축되고 이에 대응되는 전단변형이 타이어나 옆면에 발생하게 된다. 따라서 실제 타이어나의 이동거리의 자유 회전시와는 차이가 발생되며, 이를 다음식과 같이 타이어나의 슬립이라고 정의한다.

$$i = 1 - \frac{\dot{x}_v}{h_f \cdot \omega_{wf}} \quad \text{driving} \quad (19)$$

$$i = 1 - \frac{h_f \cdot \omega_{wf}}{x_v} \quad \text{braking} \quad (20)$$

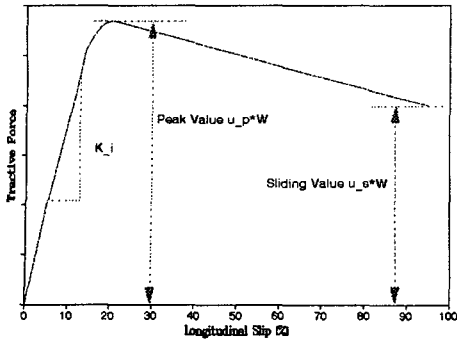


Fig. 5 Change of tractive force by slip ratio

여기서 \dot{x}_V 는 차량 속도, h_f 는 타이어 반경 그리고 ω_{wf} 는 휠의 회전 속도를 나타낸다. 또한 Fig. 5는 실험적으로 구한 타이어 슬립 i 와 구동축에서 전달되는 구동력 F_{if} 와의 관계를 나타낸 것이다. 일반적으로 슬립이 15~20% 이하에서 이들은 선형관계를 이루며, 따라서 다음과 같은 실험식을 이용할 수 있다.^(5,6)

$$F_{if} = K_i(i) \times i \tag{21}$$

이때 비레상수 $K_i(i)$ 는 도로의 종류와 타이어 종류, 온도, 그리고 노면상태 등에 의해 영향을 받으며, 이를 결정하는 값인 지면의 마찰계수 μ_p 는 0.1~0.9까지 다양한 값을 갖는다. 일반적으로 아스팔트 도로에서 이 값은 0.5~0.7의 값을 가진다. 한편 전륜구동의 경우 후륜은 차량관성에 비해 매우 작으므로 이의 동적 영향은 무시될 수 있으며, 후륜구동의 경우 반대가 된다. 또한 출발시 ω_{wf} 는 0이므로 슬립량을 계산시 문제가 발생하게 된다. 따라서 초기 차량 속도 0.5 m/sec를 기준으로 다음과 같은 Ad-hoc 알고리즘을 적용하여 불안정한 상태를 수정하였다.⁽⁴⁾

$$i = 1 - \frac{h_f \cdot \omega_{wf} - \dot{x}_V}{0.5 \text{sign}(h_f \cdot \omega_{wf})} \tag{22}$$

when $h_f \cdot \omega_{wf} \leq 0.5 \text{ m/sec}$

다음은 차량계에 대한 모델링을 수행한 결과로서 유도된 지배방정식들을 나타낸다.

$$0 \cdot \dot{\omega}_{in} = T_{in} - \frac{1}{\beta} T_{out} - C_{BO1} \omega_{in} \tag{23}$$

$$0 \cdot \dot{\omega}_{\beta} = \frac{T_{out} - K_o(\theta_{\beta} - \theta_{wf})}{-C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf})} - C_{BO2} \omega_{\beta} \tag{24}$$

$$I_{wf} \dot{\omega}_{wf} = K_o(\theta_{\beta} - \theta_{wf}) + C_o(\omega_{\beta} - \omega_{wf}) - T_{wf} \tag{25}$$

$$I_{tr} \dot{\omega}_{tr} = T_{wf} - h_f F_{if} - T_{rf} - r_{eff} K_{sus} (r_{eff} \theta_{tr} - x_{UN}) - r_{eff} C_{sus} (r_{eff} \omega_{tr} - \dot{x}_{UN}) \tag{26}$$

$$I_M \dot{\omega}_M = T_{in} - K_M \theta_M - C_M \omega_M + \sum T_r \tag{27}$$

$$M_{tr} \ddot{x}_{tr} = \frac{T_{wf}}{h_f} - K_{tr} x_{tr} - C_{tr} \dot{x}_{tr} \tag{28}$$

$$M_{UN} \ddot{x}_{UN} = \frac{K_{sus} (r_{eff} \theta_{tr} - x_{UN}) + C_{sus} (r_{eff} \omega_{tr} - \dot{x}_{UN})}{-K_{UN} (x_{UN} - x_V) - C_{UN} (\dot{x}_{UN} - \dot{x}_V)} \tag{29}$$

$$M_V \ddot{x}_V = F_{if} - \frac{T_{rr}}{h_r} - F_a - F_g + K_{UN} (x_{UN} - x_V) + C_{UN} (\dot{x}_{UN} - \dot{x}_V) - K_{EM} (x_V - x_E) - C_{EM} (\dot{x}_V - \dot{x}_E) \tag{30}$$

$$M_E \ddot{x}_E = K_{EM} (x_V - x_E) + C_{EM} (\dot{x}_V - \dot{x}_E) \tag{31}$$

$$\dot{\omega}_{in} - \beta \dot{\omega}_{\beta} = 0 \tag{32}$$

$$\dot{\omega}_{wf} - \dot{\omega}_{tr} = 0 \tag{33}$$

여기서 첨자 V, UN, E는 각각 차량, 현가계 및 엔진 마운트계의 직진 운동을 나타내며, r_{eff} 는 현가계의 등가 유효 회전 반경을 나타낸다. 그밖의 변수들은 모두 Fig. 4에 표시하였다. 또한 전륜 타이어의 회전관성 I_{tr} 은 질량이 회전 반경의 끝에 위치한 것으로 가정하여 $M_{tr} h_f^2$ 로 계산되었다. 또한 차량의 휠에 작용하는 부하들은 각각 관성저항, 구름저항, 공기저항 그리고 등판저항 등으로 구분하여 적용하였으며,⁽¹¹⁾ 전륜과 후륜에 각각 작용하는 구름저항은 좌우측을 모두 포함하여 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$T_{rf} = \mu_{rf} h_f M_V g \quad \text{front tire} \tag{34}$$

$$T_{rr} = \mu_{rr} h_r M_V g \quad \text{rear tire} \tag{35}$$

2.3 해석을 위한 입력 자료

엔진, 자동변속기에 대한 부시스템 모델과 차량계 모델을 구성하는 정보를 종합하면 Table 1과 같이 나타내어진다. 이들은 동력전달계의 동적 해석 프로그램은 POTAS-MSM의 부시스템 입력자료로 사용된다. 한편 본 프로그램은 변속제어기(TCU : Transmission Control Unit)의 변속 알고리즘에 따라 스스로 클러치/브레이크 등 슬립 요소의 결합/분리 판단 등 해석 대상 계의 운동

Table 1 Information of each subsystem

	DOF	Const- raint	Forces					Port	Remarks (related with state transition forces, and external forces)
			$f_{kun}^{(i)}$	$f_{bnd}^{(i)}$	$f_{int}^{(i)}$	$f_{stf}^{(i)}$	Tot		
Sub 1	2	0	1	1	0	0	2	1	Engine torque
Sub 2	2	0	0	4	0	1	5	4	Lockup clutch
Sub 3	4	0	0	2	5	1	8	2	Stator clutch (oneway)
Sub 4	8	4	0	2	4	8	14	2	3 sets of clutch, 4 set of brake 1 set of oneway clutch
Sub 5	10	2	5	1	2	0	8	1	Road Load
Tot	26	6	6	10	19	10	37	-	

Table 2 Input data for the simulation

Spec.		Value	Spec.		Value
Vehicle Parameter	M_V	1300 kg	Gear Ratio	1 Gear	4.123
	h_f, h_r	0.286 m		2 Gear	2.250
	μ_{rf}, μ_{rr}	2.454e-2		3 Gear	1.449
	I_E	1.4e-1 kgm ²		4 Gear	1.062
	$K_i(i)$	8.0e+3		F/D β	2.650
Stiffness (Nm/rad, N/m)	K_E	1.0e+4	Component Gear Ratio	R0	0.3644
	K_O	6742		R1	0.2429
	K_{F}, K_M	1.0e+5		R2	0.5528
	K_{UN}	5.0e+3		α	1.062
	K_{EM}	2.0e+1		Max. Line Press.	12.0 bar

자유도를 자율적으로 판단하여 계산을 수행한다. 따라서 기존의 방식과 같이 각 단수(1단~4단), 결합상태(관성영역 : inertia phase, 토크 영역 : torque phase), 록업 클러치의 결합 여부, 토크 컨버터 스테이터의 고정 여부 등 전체 계의 여러 상태와 자유도의 변화에 따른 지배 방정식들을 각각 유도해야 하는 번거로운 작업이 필요없다는 특징을 가지고 있다.⁽¹⁰⁾

Table 1에서 $f_{kun}^{(i)}$ 은 외부 지지힘(external known force)을 나타내며, 여기서는 엔진토크와 차량 주행부하들을 나타낸다. 또한 $f_{bnd}^{(i)}$ 는 각 부 시스템들을 연결시켜 주는 반력들이며, $f_{int}^{(i)}$ 는 내부 반력들로서 이들은 프로그램 내에서 항상 자동으로 소거되어진다. $f_{stf}^{(i)}$ 는 상태변이력(state transition force)로서 계의 자유도 결정에 직접적으로 관여하는 슬립요소들의 작동력을 나타낸다. 록업 클러치, 스테이터의 일방향 클러치, 변속기

어열의 3개의 다판 클러치, 4개의 다판과 밴드 브레이크 그리고 상단 변속에 관여하는 1개의 일방향 클러치들이 이러한 슬립 요소에 해당된다.⁽¹⁰⁾

한편 Table 2는 엔진, 자동변속기, 차량계 그리고 부하계의 모델에 필요한 제원과 각 구성 요소들의 물성치들을 나타낸다. 이들중 엔진 특성치, 변속제어기 내부의 변속 알고리즘, 차량 제원 등은 제조회사가 제공하는 값들을 이용하였으며, 각종 관성값들과 자동변속기 내부 클러치들의 제원 등은 단품의 분해를 통하여 직접 측정된 값들을 이용하였다. 또한 토크 컨버터 특성 파라미터, 자동변속기 입출력축 강성과 각 클러치의 제어 압력 패턴 등은 단품 실험과 동력계 실험 분석을 통해 얻은 등가 혹은 실험값들을 적용하였다.^(11~13) 마지막으로 차량계의 여러 강성, 클러치의 마찰 계수 등은 여러 문헌상에서 제시된 동급 동력전달계의 값들을 이용하였으며, 감쇠는 비례감쇠를

Table 3 Clutch sets of automatic transmission

Element Lever		C1	C2	C3	B1	B2	B3	B4	F1	F2	F3
		D Range	1단	●						●	
2단	●				●	●		●	●		●
3단	●			●	●	●			●		
4단	●		●	●		●					

사용하였다. 한편 Table 3은 직진 D range시 변속 단수를 위해 구속되는 클러치들과 브레이크들의 조합을 나타낸다. 여기서 모든 일방향 클러치들은 기구학적 구속조건들에 의해 수동적으로 결합 혹은 해제되며, 본 자동변속기에서는 이들이 변속 과도 특성에 직접적으로 영향을 주지 않도록 설계되어 있다.

3. 실차 주행 실험 장치

본 연구에서는 자동변속기 장착 차량에 대한 변속 과도특성 해석 결과를 검증하고, 차량의 여러 주행상태에 대한 거동을 분석하기 위하여, 직접 대상 차량에 대한 실차 주행 실험을 수행하였다. 본 실험은 천안 소재 한국 자동차부품연구원(KATECH : Korea Automotive Technology Institute)의 직선주행성능 시험장에서 이루어졌다. 이때 차량속도, 터빈속도 그리고 스로틀 개도 등의 신호들은 차량에 장착되어 있는 기존의 센서들을 통하여 측정하였으며, 엔진 속도는 엔진의 점화코일(ignition coil) 신호를 변환하여 측정할 수 있었다. 마지막으로 상단 변속 및 토크업시의 과도 상태를 운전자가 느끼는 차량 전후방 가속도 변화량은 직류성분을 측정할 수 있는 가속도 센서를 이용하여 정확하게 파악할 수 있었다.

차량 전후방 가속도 측정 - 본 실차 실험을 위해 사용된 가속도 센서는 Analog Device사의 ADXL05AH로서, 이것은 중력가속도를 직류성분으로 선형적으로 측정할 수 있는 기능을 가지고 있다. 측정 범위는 최대 ± 5G까지 측정 가능하며, 5밀리 중력가속도의 해상도를 가지고 있다. 또한 본 센서는 단일칩으로 이루어져 있고, 자기 확회회로가 내장되어 있는 장점을 가지고 있으며, 1000G의 충격까지 견딜 수 있다. 한편 본 센서를 위한 측정 회로에는 저역 통과 필터(low pass filter)를 추가하여 고주파의 잡음을 제거하였

으며, 회로를 구성시 측정범위를 ± 1G로 제한함으로써 차량 가속도에 대한 측정 해상도를 충분히 향상시켰다. 본 센서는 중력가속도에 비례하여 전압(voltage)으로서 측정이 되며, 이는 스케일 인자(scale factor)와 0G 값에 의하여 중력가속도의 배수로 치환된다. 다음 식은 그 치환식을 나타낸다.

$$Acceleration(G) = \left(\frac{Output\ Signal(V) - Zero\ output(V)}{Scale\ factor(V/G)} \right) \quad (36)$$

엔진, 터빈, 차량 속도와 스로틀 개도의 측정

- 엔진 속도는 엔진 점화코일에서 병렬로 신호선을 연결하여 그 펄스수를 측정하였다. 터빈 및 차량의 속도신호는 변속기 입력축(토크 컨버터 터빈축) 및 차동기어(differential)에 장착되어 있는 기존의 마그네틱 픽업 속도센서에서 TCU로 입력되는 신호선으로부터 병렬로 신호선을 분리하여 얻을 수 있었다. 센서들로부터 측정된 이들 신호들은 모두 TI(Texas Instrument)사의 80C196KC를 이용한 자체 제작된 신호 처리기에서, 비교회로(comparator circuit)를 지나 TTL 레벨로 변환되어 마이크로 프로세서로 들어가게 된다. 여기서는 입력된 펄스를 계수하는 방식으로 속도를 계산하여 실시간으로 데이터를 받게 된다. 한편 본 대상차량의 스로틀 바디(throttle body)에 장착된 스로틀 개도 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 역시 병렬로 연결하여 펄스폭변조 카운터(PWM counter)를 거쳐 듀티율(duty ratio)을 계산하는 방식으로 스로틀 개도를 계산할 수 있었다. Table 4는 이들 신호들의 특성들을 요약한 것이다.

데이터 습득장치 - 모든 측정 신호들은 -10~

Table 4 Specifications of measured signals for the test

Signals	Specifications
Engine speed	0V ~ +12V pulse
Turbine speed	0V ~ +5V sinusoidal wave
Vehicle speed	0V ~ +5V sinusoidal wave
Throttle valve opening	0~10V PWM with 128Hz carrier frequency

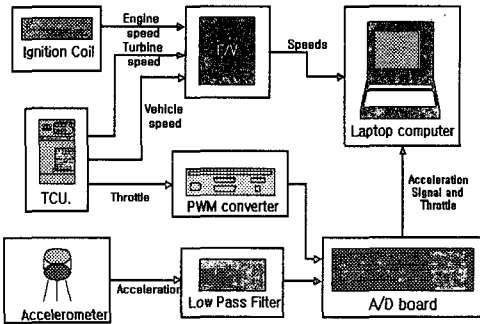
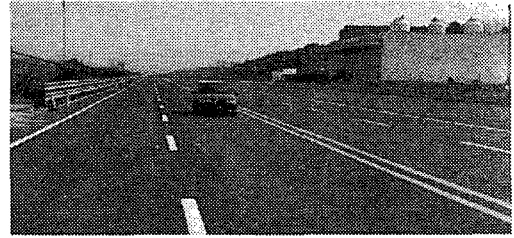


Fig. 6 Schematic diagram of the data acquisition system for the on-road test

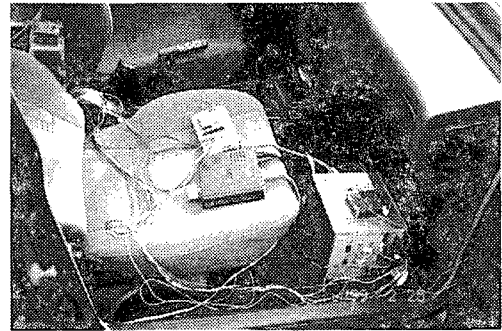
10V의 아날로그 신호로 변환된 후 12bit A/D 변환기를 이용하여 100Hz로 샘플링되었다. 또한 실시간 데이터 저장을 위하여 PC에서는 전용 데이터 습득 소프트웨어인 LabView를 사용하였다. 여기서는 신호처리 보드에서 계산된 속도 신호들을 직렬통신(serial communication)으로 받는 기능, A/D 변환기에서 들어오는 가속도와 스로틀 신호들을 보정하고 단위를 환산하는 기능, 그리고 모든 측정 데이터를 같은 형식으로 저장하는 기능을 갖도록 작성되었다. Fig. 6은 본 실차 실험을 위한 데이터 습득 장치의 전체 개략도이다.

4. 결과 분석과 고찰

변속시 운전자가 직접 느끼는 변속질의 측정을 위하여 다음과 같이 실차 실험을 수행하였다. 이때 측정 데이터의 보정이 충분하도록 기본 정상 주행 실험이 완전히 이루어진 후, 실험 결과들은 차량 정지에서 100% 풀 스로틀(full throttle) 최대 가속 실험을 여러번 반복하여 얻어졌다. 그러나 이러한 최대 가속 실험시 3~ 4단 변속은 차량속도가 159 Km/h에서 이루어지나, 본 시험장의 직



(a) Proving ground



(b) Measurement system

Fig. 7 On-road test for measuring shift quality

선 주행로의 길이가 약 1 Km로써 차량이 3~ 4 단 변속 속도에 도달하기에는 충분치가 않았다. 따라서 본 실험에서는 3단 록업까지의 변속 과도 특성 실험들이 이루어졌다. Fig. 7은 이러한 실차 실험을 수행하기 위한 주행 시험장과 실험 장치를 나타낸다. 한편 자동변속기를 장착한 차량의 변속 과도 특성에 대한 이론적인 해석을 위하여, 동력전달계와 차량계에 대한 수학적 모델링을 통해 이에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 시뮬레이션 조건들은 가능한 한 실험 조건과 동일하게 입력하였으며, 계산되는 값들 중 실제 실험에서 측정된 신호들의 위치에 대한 값들을 출력하였다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 실험과 해석에 의해 얻어진 결과들을 비교한 것으로 엔진, 터빈 속도들과 차량 전후방 가속도를 나타낸다. 이때 가속도는 그 변동량의 크기를 쉽게 파악할 수 있도록 증력 가속도의 비로써 나타내었다. 차량 속도가 변속 시점에 도달하게 되면 자동 변속 장치 내부에서 다음 단수를 위한 클러치들이 결합을 시작하게 되고, 이에 따라 (a)에서 볼 수 있듯이 터빈 속도는 급격한 변화를 겪게 되며 엔진 속도도 이를 따라가게 되는 전형적인 변속 패턴을 보여주고 있다. 이때 (b)의 차량 전후방 가속도도 역시 클러치들의 결합 충격으로 인하여 변속 과도 현상이 나타나게 되며, 그 변화량은 1→2단 변속시 실험에서 약 0.13G, 해석에서는 약 0.19G를 나타내었다. 또한 2→3단 변속시에는 실험에서 약 0.1G, 해석에서는 약 0.14G의 변화를 보였다. 이러한 과도 현상은 저단에서 고단으로 갈수록 그 크기가 작아지며, 그 경향들은 실험과 해석결과가 거의 일치하였다. 또한 전반적으로 동력계 실험에서의 출력축 토크들에서 볼 수 있었던 예리한 피크들은 변속시의 차량 가속도들에서는 나타나지 않았으며, 이는 차량계의 여러 강성과 감쇠 요소들에 의해 이들이 대부분 흡수된 것으로 판단된다. 이와 비교하기 위하여 변속기 출력축에서의 2→3단 변속시와 3단 록업시 출력 토크를 Fig. 10에 나타내었다.

한편 Fig. 9의 (b)에서 볼 수 있듯이 토크 컨버터의 록업 작동은 실차시와 해석시 모두 0.03G이내의 매우 작은 차량 전후방 가속도 변화를 나타내었다. 이러한 경향은 Fig. 10과 같이 차량의 모델링을 포함시키지 않았을 때에는 그 영향을 판단할 수가 없는 것이다. 변속시에 작용하는 과도 상태는 차량진동계에 대하여 계단과 입력(step input)의 특성을 가지고 있으나, 록업시의 과도 상태는 임펄스 입력(impulse input)과 유사한 특성을 가지고 있다. 따라서 출력축에 짧은 순간 높은 진동수를 가지는 토크 변동량들은 상대적으로 큰 값을 가지는 현가 장치 등의 감쇠, 차량 관성 등에 의하여 대부분이 제거되며, 이러한 이유로 록업 작동시 발생하는 가속도 변화량은 변속시의 경우와 비교할 때 상대적으로 작은 값을 나타낸다고 판단된다. 또한 3단과 4단 등의 고단에서만 록업이 작동되는 것도 한 원인이 된다. 이러한 결과가 본 연구 대상 자동변속기의 록업 클러치

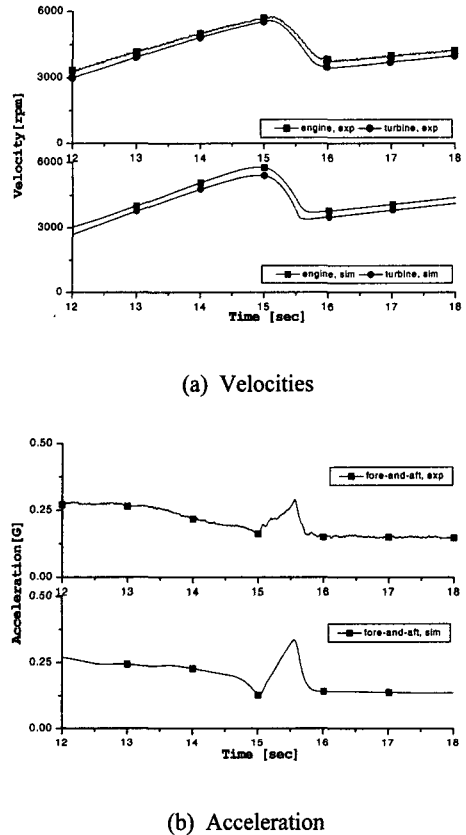
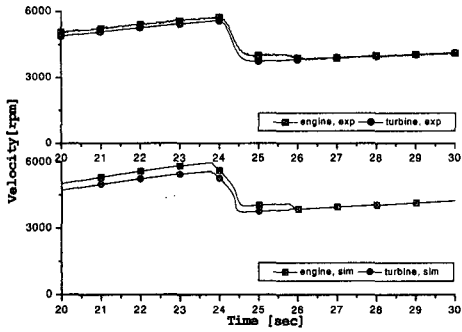


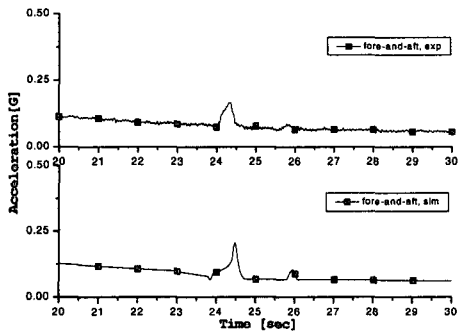
Fig. 8 Experimental and simulation results : 1→2 shift

만이 변속 클러치의 경우처럼 압력 변조 등의 제어를 하지 않은 이유 중의 하나로 역시 판단된다. 결국 자동변속기를 장착한 차량이 주행중 운전자가 직접 느끼는 실제적인 변속질은 실차 실험 혹은 본 해석과 같은 차량계를 포함한 동력전달계의 모델링을 통해 판단되어야 함을 알 수 있다.

한편 가속도 변화량에 대하여 실험과 해석 결과와의 오차들은 동력전달계와 차량계에 포함된 다양한 등가 강성과 감쇠 효과의 데이터들에 기인한다. 여기에는 토크 컨버터의 비선형 특성, 출력축과 현가계의 다양한 요소들에 분포되어 있는 동력전달 손실, 기계적 마찰 특성 등 수학적으로 구현하기 어려운 부분들이 한 원인이며, 추후 계속되는 연구로 이들에 대한 정확한 특성이 보완될 예정이다.



(a) Velocities



(b) Acceleration

Fig. 9 Experimental and simulation results : 2→ 3 shift

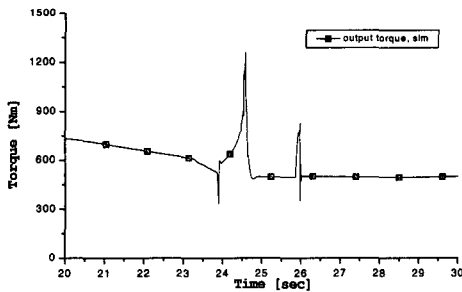


Fig. 10 Simulation results : 2→ 3 shift, transmission output torque

5. 결론

본 연구에서는 자동변속기를 장착한 승용차의 동력전달계와 차량계의 전반적인 수학적 모델링

기법을 개발하고, 이를 통해 얻어진 변속시 차량 전후방 가속도 변화량을 통하여 운전자가 실제 느끼는 변속 과도 현상을 해석해 보았다. 또한 실차 실험을 통해 얻어진 결과와의 직접적인 비교를 통하여 제시된 모델들의 타당성을 검증해 보았다. 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 지금까지 분리되어 해석되어온 동력전달계와 차량계의 특성을 복합적으로 해석하여, 변속시 차량 전후방 가속도 변화량을 직접 변속질 판단 자료로 사용할 수 있도록 하였다. 이를 위하여 등가의 이산계로 가정된 차량계의 모델을 도입하고, 실험적으로 밝혀진 타이어/지면과 구동력과의 관계를 이용하였다

(2) 개발된 수학적 모델의 검증을 위하여, 실차에서 직접 변속 실험을 수행하였다. 이러한 실차 실험에는 여러 요소들의 속도 측정용 센서, 엔진의 스로틀 센서들과 함께 직접 제작한 가속도 측정 시스템 등을 사용하였다. 이를 통해 얻은 실차의 변속특성들은 해석에 의한 결과들과 비교함으로써, 본 연구에서 제시된 수학적 모델의 타당성을 입증하였다

(3) 풀 스로틀 가속에 대한 실차 실험과 해석 결과 변속시의 전후방 가속도 변화량은 0.2G 이내였으며, 록업시에는 0.03G 이내로 나타났다. 또한 이러한 과도 현상은 저단에서 고단으로 갈수록 그 크기가 작아지며, 그 경향들은 실험과 해석결과가 거의 일치하였다. 한편 동력계 실험에서의 출력축 토크들에서 볼 수 있었던 예리한 피크들은 변속시의 차량 가속도들에서는 나타나지 않았으며, 이는 차량계의 여러 강성과 감쇠요소들에 의해 이들이 대부분 흡수된 것으로 판단되었다.

(4) 본 연구에서 제시된 차량계를 포함한 자동 변속기 장착 동력전달계의 수학적 모델은 실차 실험과 해석 결과와의 비교 결과 변속 과도 상태를 충분히 예측할 수 있다고 판단되었다. 또한 이를 근거로 좀더 실제적인 변속질 판단이 가능함을 보여주었다. 따라서 변속 제어 알고리즘 개발이나 변속 클러치의 설계 등 자동변속기의 설계 단계에서 본 모델은 차량의 변속 특성 개선을 위해 적용될 수 있음을 알 수 있었다.

후기

본 연구는 G7 차세대 자동차 자동변속기 기반

기술 과제의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다. 또한 차량의 실차 실험을 위해 협조해 주신 자동차 부품 연구소의 모든 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) "Design Practices - Passenger Car Automatic Transmission," 1973., *Advances in Engineering Series*, AE-No.5, 2nd Edition, SAE.
- (2) Minowa T., "Smooth Gear Shift Control System of Automatic Transmission Using Estimated Output Shaft Torque," 1994., *Journal of JSME*, Part C, Vol. 61, No. 591, pp. 212~216.
- (3) Usuki K., Fujita K. and Hatta K., 1996, "The INVECS-II Electronically Controlled Automatic Transaxles for FWD Passenger Cars," SAE Technical Paper No. 960429.
- (4) Cho D. and Hedrick J. K., "Automotive Powertrain Modeling for Control," 1989, *Transactions of the ASME*, Vol. 111, December, pp. 568~576.
- (5) Wong Y. J. 1979, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, NY.
- (6) Petersen M. R. and Starkey J. M., "Nonlinear Vehicle Performance Simulation with Test Correlation and Sensitivity Analysis," 1996, SAE Technical Paper No. 960521.
- (7) Moskwa J. J., "The Development of Vehicular Powertrain System Modeling Methodologies : Philosophy and Implementation," 1997, SAE Technical Paper No. 971089.
- (8) Velinsky S. A. and Freeman J. S., 1995, "Design of Vehicle Power Transmission Systems," *Journal of Mechanical Design & Journal of Vibration and Acoustics, Special Combined Issue, Transactions of ASME*, Vol 117(B), pp.113~120.
- (9) 임원식, 박영일, 이장무, 1997, "변속 시스템의 자유도 자율 판단 알고리즘," 한국자동차공학회 논문집, 제5권, 제6호, pp. 202~214.
- (10) 임원식, 조한상, 장옥진, 박영일, 이장무, 1999, "서브 시스템 조합 개념을 이용한 동력전달계 동적 특성 해석용 범용 프로그램 개발," 대한기계학회논문집, 제23권, 제12호, pp. 2287~2302.
- (11) 조한상, 임원식, 박영일, 이장무, 장옥진, 박진호 1999, "승용차용 자동변속기의 변속 특성 향상에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제7권, 제6호, pp. 91~105.
- (12) 조한상, 임원식, 박영일, 이장무, 1998, "특성 방정식을 이용한 회전기계 동력전달계의 유효 강성 결정법" 대한기계학회논문집 A권, 제22권, 제12호, pp. 2231~2238.
- (13) 임원식, 박영일, 이장무, 1995, "토크 컨버터의 모델링을 중심으로 한 자동변속기의 변속 속도 특성 해석," 대한기계학회논문집, 제19권, 제1호, pp. 132~141.
- (14) Ishihara T. 1979, "A Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission," SAE Technical Paper No. 790043.
- (15) Vahabzadeh H. and Linzell S. M. 1991, "Modeling, Simulation and Control Implementation for a Split-Torque, Geared Neutral, Infinitely Variable Transmission," SAE Technical Paper No. 910409.
- (16) Morimura H. 1986, "Effects on Engine Output Torque and Driveline Nonlinear characteristics on Vehicle Driveability," SAE Technical Paper No. 865122.