

< 논 문 >

라비노방식 유성기어를 채택한 자동변속기의 변속과도특성 해석

김 인 찬* · 이 승 종**

(1997년 2월 21일 접수)

The Analysis of the Shift Transient Characteristics for the Ravigneaux Type Automatic Transmission

I-C Kim and S-J Yi

Key Words : Shift Transient Characteristics(변속과도특성), Ravigneaux Type Automatic transmission(라비노방식 자동변속기), Clutch(클러치), Dynamic Model(동적모델)

Abstract

In this paper, the analysis of the shift transient characteristics for the Ravigneaux type automatic transmission has been carried out using dynamic models of the automatic transmission. It is necessary to understand the overall system including multi-plate clutch, band brake, one way clutch, and planetary gears. The equations of motion are derived from the dynamic models of the automatic transmission. The GUI computer simulation program has been developed to analyze the shift transient characteristics of the vehicle equipped with the Ravigneaux type automatic transmission.

1. 서 론

최근에 들어서 운전의 편의성때문에 자동변속기를 장착한 차량의 수요가 증가하고 있지만 아직까지 국내 기술이 취약한 분야중의 하나이다. 자동변속기는 차량의 주행상황에 따라 운전자의 조작없이 자동으로 속도단을 변화하여 최적의 구동력을 전달한다. 한편 보다 안락한 주행을 위하여 변속충격을 줄이고, 차량의 동력성능의 향상을 위하여 변속소요시간을 단축시키려는 노력이 여러 모로 시도되고 있다. 현재 승용차에 사용되고 있는 자동변속기는 전진 4단과 후진 1단의 기어비를 구현하기 위하여 다양한 복합 유성기어를 사용하고 있다. 주로 사용

되는 복합 유성기어방식은 라비노방식(Ravigneaux gears), 1개의 단순 유성기어를 추가한 심프슨방식(Simpson gears), 그리고 2개의 단순 유성기어를 연결한 방식(2-simple planetary gears) 등이 있다. 특히 소형 전륜구동형 차량의 경우 탑재공간이 적고 변속기 주축의 길이가 제한받기 때문에 무엇보다도 탑재성이 우수해야 한다. 따라서 공간적인 측면에서 유리한 라비노방식이 전륜구동형 소형차량의 경우 비교적 많이 사용되고 있다.

본 연구에서는 라비노방식 유성기어를 채택한 자동변속기를 모델링하고 변속과도특성을 해석할 수 있는 프로그램을 제작하여 유단변속으로 인하여 발생하는 변속과도특성에 관하여 해석하고 실험결과와 비교하여 보았다. 본 연구에서 모델로 사용한 변속기는 내부에 다판-클러치, 밴드-브레이크, 원웨이-클러치 등 마찰장치를 8개 가지고 있다. 모델

*회원, 대우자동차(주)

**회원, 한양대학교, 자동차공학과

링에 사용된 주요 구성요소는 다음과 같다.⁽¹⁻³⁾

2. 자동변속기 모델링

2.1 다판-클러치

회전방향에 상관없이 동일한 성능을 나타내는 다판-클러치는 접촉면의 갯수를 조정하여 클러치용량의 크기를 조절하며 클러치 토크는 아래와 같다.

$$T_c = \mu F_n n \frac{2(R_o^3 - R_i^3)}{3(R_o^2 - R_i^2)} \quad (1)$$

여기서, μ 는 마찰계수이고, F_n 은 마찰면에 작용하는 수직력, n 은 접촉면의 갯수, R_o 는 접촉면의 바깥 반지름, R_i 는 접촉면의 안쪽 반지름을 나타낸다.

2.2 밴드-브레이크

밴드-브레이크는 드럼의 회전방향에 따라 특성이 다르며, 배력(energized) 방향의 제동토크는 드럼의 반경(R), 밴드와 드럼의 접촉각(θ), 작용력(F), 마찰계수(μ)에 의해 아래와 같이 결정된다.

$$T_b = FR(e^{\mu\theta} - 1) \quad (2)$$

2.3 유성기어

본 연구에 사용된 라비뇨(Ravigneaux)형 유성기어는 단순 유성기어(single pinion simple planetary gears)와 이중 피니언 단순 유성기어(double pinion simple planetary gears)가 짝이 되어 있고 유성캐리어(planetary carrier)와 링기어(ring gear) 그리고 긴 피니언(pinion gear)을 공유하고 있으며, 출력축은 아이들-기어(idle gear)를 거쳐 링기어(ring gear)와 연결되어 있다. 단, 유성기어는 그 구조 특성상 백래쉬(backlash)가 작고 기어의 강성이 상당히 크므로 이를 무시한 이상적인 경우로 모델링 하였다.

각 요소의 기구학적 속도관계와 토크관계는 다음과 같다.

$$\omega_c = R_A \omega_{LS} + R_B \omega_R \quad (3)$$

$$\omega_c = R_D \omega_{SS} - R_E \omega_R \quad (4)$$

$$T_R = -\frac{R_B}{R_A} T_{LS} + \frac{R_E}{R_D} T_{SS} \quad (5)$$

$$T_C = \frac{1}{R_A} T_{LS} + \frac{1}{R_D} T_{SS} \quad (6)$$

여기서,

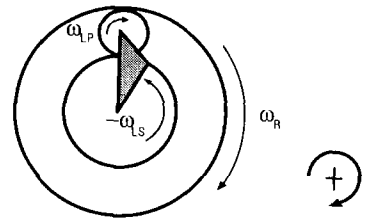


Fig. 1 Single Pinion simple planetary gears

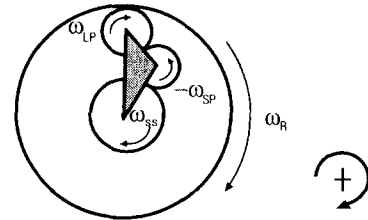


Fig. 2 Double Pinion simple planetary gears

$$R_A = \frac{Z_{LS}}{Z_{LS} + Z_R}, \quad R_B = -\frac{Z_R}{Z_{LS} + Z_R}, \quad R_C = \frac{Z_{LS}}{Z_R}$$

$$R_D = \frac{Z_{SS}}{Z_{SS} - Z_R}, \quad R_E = -\frac{Z_R}{Z_{SS} - Z_R}, \quad R_F = \frac{Z_{SS}}{Z_R}$$

여기서, ω 는 회전속도, Z 는 기어의 잇수, 첨자 LS, SS, R, C는 각각 큰 선기어(sun gear), 작은 선기어(sun gear), 링기어(ring gear), 유성캐리어(planetary carrier)를 나타낸다.

3. 과도상태의 운동방정식

여기서는 차량의 서스펜션효과 및 베어링손실 등은 무시하고, 축과 기어의 강성효과를 고려하지 않은 강체계(rigid body system)로 모델링 하였다. 변속은 두 개의 클러치가 결합되어 기어비가 고정된 상태에서 기어비의 변환을 위하여 결합된 하나의 클러치가 분리되고 새로운 클러치가 결합되면서 이루어진다. 변속과정은 새로 결합되는 클러치(on coming clutch) 압력이 서서히 증가하고, 해제되는 클러치(off going clutch) 압력이 급격히 낮아지지만 해제되는 클러치가 미끄러지지 않을 때까지를 토크상태(torque phase)라고 하고, 해제되는 클러치와 결합되는 클러치가 모두 슬립하여 관성으로 동작하는 상태를 관성상태(inertia phase)라고 한다. 따라서 관성 상태에는 시스템의 자유도가 하나 증가하게 된다.⁽⁴⁻⁶⁾

1 → 2 변속: 변속시 작동요소는 원웨이 클러치 2(OWC2)가 해제되고, 2-4 밴드-브레이크(B1)가

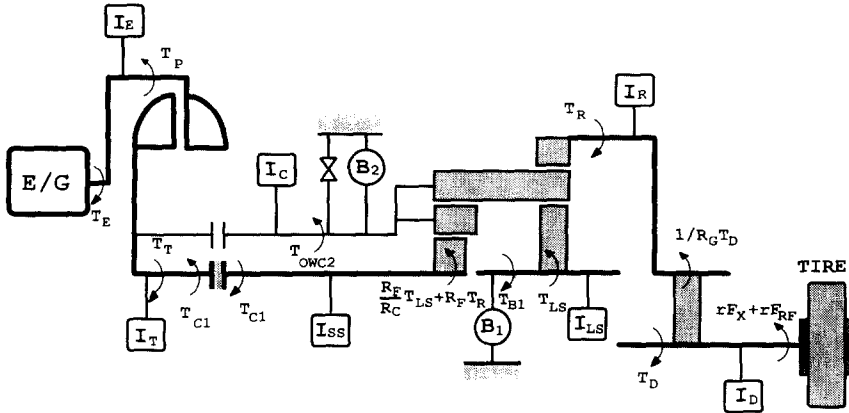


Fig. 3 1-2 shift torque phase power flow

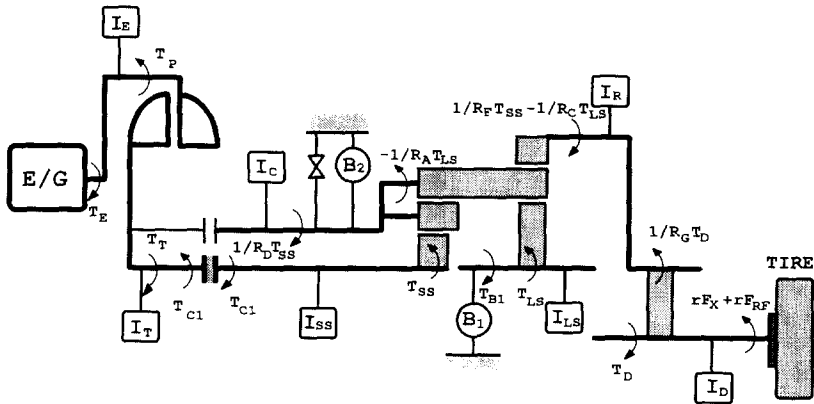


Fig. 4 1-2 shift inertia phase power flow

설함된다.

3.1 토크상태

토크상태에서는 시스템의 자유도가 변하지 않으므로 각 부분의 회전속도의 관계는 1속에서의 회전속도 관계식과 동일하다.⁽⁵⁾ 운동방정식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_T \tag{7}$$

$$I_{eq} \dot{\omega}_D = \frac{R_G}{R_F} T_T - \frac{R_G}{R_C} T_{B1} - rF_X - rF_{RF} \tag{8}$$

여기서,

$$I_{eq} = \left(\frac{R_G}{R_F}\right)^2 (I_T + I_{SS}) + \left(\frac{R_G}{R_C}\right)^2 I_{LS} + R_D^2 I_R + I_D$$

식 (8)에서 차량의 구동력을 구해보면 밴드-브레이크의 제동토크가 구동력을 감소시키는것을 알 수 있다.

$$F_X = \left(\frac{R_G}{rR_F}\right) T_T - \left(\frac{R_G}{rR_C}\right) T_{B1} - I_{eq} \frac{\dot{V}}{r^2} - F_{RF} \tag{9}$$

원웨이 클러치 2(OWC2)의 반력토크가 0이 될 때까지 토크상태는 지속이 되며, 식 (10)을 보면 밴드-브레이크의 제동토크에 의해서 원웨이 클러치 2(OWC2)의 반력토크가 줄어드는 것을 볼 수 있다.

$$T_{OWC2} = -\frac{1}{R_D} T_T - \frac{1}{R_A} T_{B1} \tag{10}$$

여기서,

$$R_D = -0.556, R_A = 0.3$$

3.2 관성상태

관성상태에서는 원웨이 클러치 2의 반력토크가 0이 되므로 캐리어가 회전하기 시작하여 시스템의 자유도가 하나 증가하게 된다.

관성상태에서의 회전속도의 관계는 다음과 같다.

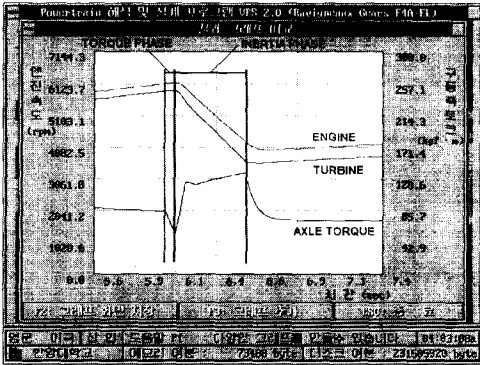


Fig. 5 Engine, turbine and drive shaft torque curves under 1-2 shift

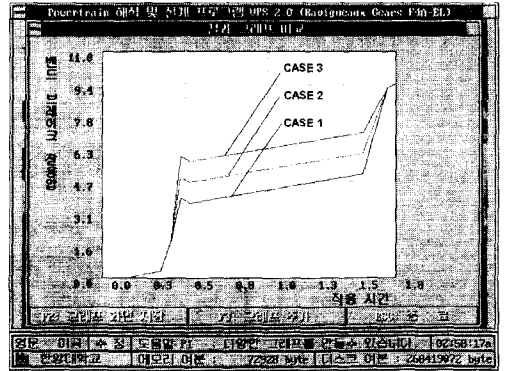


Fig. 7 Band brake pressure

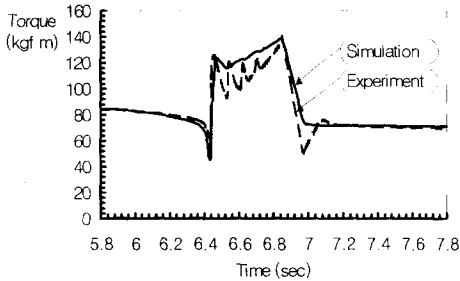


Fig. 6 Simulation and experimental results under 1-2 shift

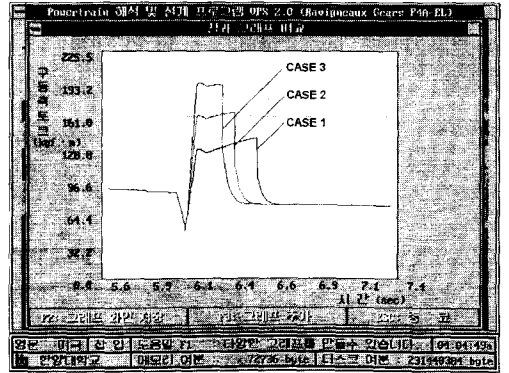


Fig. 8 Drive shaft torque curves (pressure is changed)

$$\omega_{SS} = \omega_T \tag{11}$$

$$\omega_D = \frac{1}{R_C} \omega_R \tag{12}$$

$$\omega_R = \frac{R_D}{R_B + R_E} \omega_{SS} - \frac{R_A}{R_B + R_E} \omega_{LS} \tag{13}$$

$$\omega_C = \frac{R_B R_D}{R_B + R_E} \omega_{SS} + \frac{R_A R_E}{R_B + R_E} \omega_{LS} \tag{14}$$

회전속도관계를 고려한 관성상태의 운동방정식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_P \tag{15}$$

$$\begin{bmatrix} I_{11} & I_{12} \\ I_{21} & I_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\omega}_T \\ \dot{\omega}_{LS} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_T + \frac{R_D}{R_A} T_{B1} \\ T_T - \frac{R_F}{R_C} T_{B1} - \frac{R_{F'}}{R_C} (F_X + F_{RF}) \end{bmatrix} \tag{16}$$

여기서,

$$I_{11} = I_T + I_{SS} + \frac{R_B R_D^2}{R_B + R_E} I_C$$

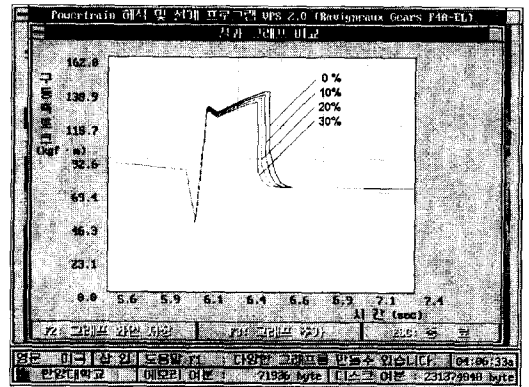


Fig. 9 Drive shaft torque curves under the engine torque reduction

$$I_{12} = \frac{R_A R_D R_E}{R_B + R_E} I_C + \frac{R_D}{R_A} I_{LS}$$

$$I_{21} = I_T + I_{SS} + \frac{R_F R_D}{R_B + R_E} I_R + \frac{R_E R_D}{R_C^2 (R_B + R_E)} I_D$$

Table 1 Simulation results when the band brake pressure is changed

1 → 2 shift	shift time	Maximum torque
CASE 1	0.520 sec	138.88 kgf m
CASE 2	0.382 sec	163.89 kgf m
CASE 3	0.306 sec	193.25 kgf m

Table 2 Simulation results under the engine torque reduction

Engine torque reduction	shift time	Maximum torque
0 %	0.520 sec	138.88 kgf m
10 %	0.493 sec	136.14 kgf m
20 %	0.470 sec	133.55 kgf m
30 %	0.448 sec	131.04 kgf m

$$I_{22} = \frac{R_F}{R_C} I_{L5} - \frac{R_F R_A}{R_B + R_E} I_R - \frac{R_F R_A}{R_C^2 (R_B + R_E)} I_D$$

나머지 모든 변속과정도 이와 동일하게 토크상태와 관성상태로 구분하여 운동방정식을 전부 유도할 수 있다.

4. 변속과도특성 해석

자동변속기 차량에서 변속이 일어날 때 변속기 내부 요소들의 각 단에서의 속도차이에 의해서 급격한 토크의 변화가 발생한다. 이러한 과도토크는 승차감에 크게 영향을 주는 중요한 요소로서 자동변속기 차량에서는 반드시 고려하여야 한다. 본 논문에서 모든 변속과정을 모델링 하였지만, 변속시 나타나는 특성이 거의 비슷하고 1 → 2 변속이 가장 과도토크의 크기가 크기 때문에 변속과도특성 해석은 1 → 2 변속을 기준으로 수행하였다. Fig. 5는 1 → 2 변속시 속도변화와 구동축 토크변화를 나타낸다.

Fig. 6은 실험결과와 비교한 그래프이다. 시뮬레이션결과에는 축의 강성을 고려하지 않았기 때문에 실험결과에서 나타나는 진동현상이 나타나지 않았지만, 진동을 야기하는 가진원의 크기와 변속소요시간은 거의 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7 및 Fig. 8은 밴드-브레이크의 작용압을 변경시켰을 경우 구동축의 토크변화를 나타내고, Table 1은 시뮬레이션결과이다.

결과적으로 작용압을 크게 할수록 변속시간은 짧아지지만 과도토크의 크기가 커짐을 알 수 있다. 그러나 작용압을 너무 작게 하면 변속이 이루어지지 않을 수도 있고, 변속시간이 너무 길어지기 때문에 적절한 값을 선택해야만 한다. Fig. 9는 변속과정중에 엔진의 토크를 감소시켰을 경우의 변화이고, Table 2는 시뮬레이션결과이다.

결과를 보면 어느 정도 변속시간과 과도토크의 크기를 줄이는데 도움이 되는 것을 알 수 있다.

원웨이 클러치를 사용하지 않는 동기화 변속(synchronized shift)은 해제되는 클러치나 결합되는 클러치의 시간지연으로 인하여 비동기화 변속에서 일어나지 않는 오버랩(overlap) 및 언더랩(underlap) 현상이 발생할 수 있다. Fig. 10~Fig. 13은 2 → 3 변속시 오버랩(overlap) 및 언더랩(underlap)현상을 시뮬레이션한 것이고, Table 3과 Table 4는 각각 오버랩(overlap)과 언더랩(underlap)에 대한 시뮬레이션 결과이다.

지나친 오버랩(overlap)은 토크상태를 길게 하고, 언더랩(underlap)은 관성상태를 길게 하여 전체 변속시간이 길어지고 과도토크의 크기도 크게 하는 등 변속성능에 좋지 않은 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 라비노방식 유성기어를 사용한 자

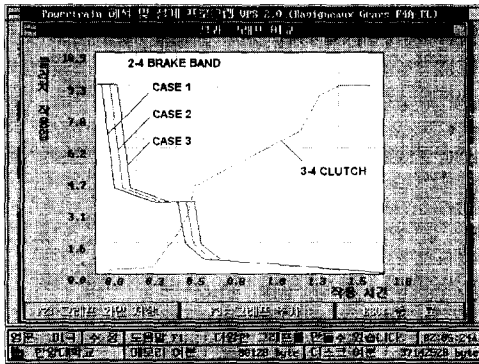


Fig. 10 Overlap

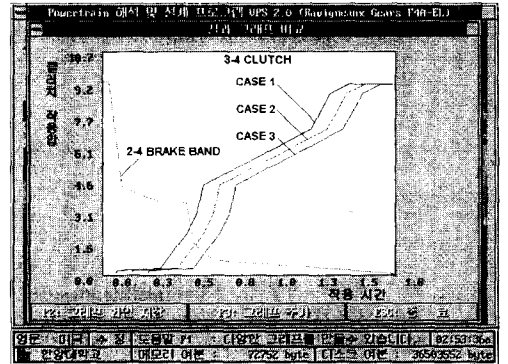


Fig. 12 Underlap

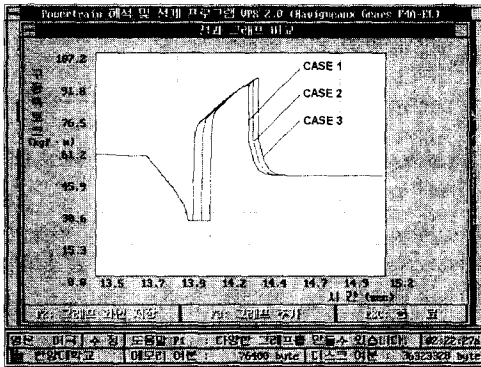


Fig. 11 Drive shaft torque curves (overlap)

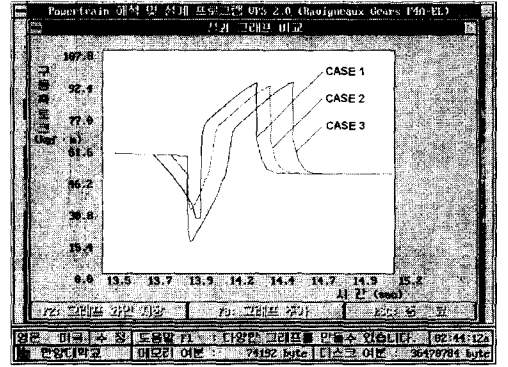


Fig. 13 Drive shaft torque curves (underlap)

Table 3 Simulation results(overlap)

2 → 3 shift (Time delay)	Shift time	Maximum torque
CASE 1 (0.00 sec)	0.627 sec	91.85 kgf m
CASE 2 (0.05 sec)	0.655 sec	93.43 kgf m
CASE 3 (0.10 sec)	0.686 sec	95.16 kgf m

Table 4 Simulation results (underlap)

2 → 3 shift (Time delay)	Shift time	Maximum torque
CASE 1 (0.00 sec)	0.627 sec	91.85 kgf m
CASE 2 (0.10 sec)	0.710 sec	90.76 kgf m
CASE 3 (0.20 sec)	0.841 sec	92.41 kgf m

동변속기를 모델링하고 과도상태의 운동방정식을 유도하였다. 유도된 운동방정식을 바탕으로 변속시 발생하는 충격을 줄이기 위하여 클러치나 밴드 브레이크에 작용하는 압력의 증가에 따른 변화와 변

속중에 엔진의 토크를 감소시켰을 경우의 변화를 해석하였고, 오래 사용된 변속기에서 클러치의 마모나 유압회로의 손상으로 발생할 수 있는 오버랩(overlap)과 언더랩(underlap) 현상에 대한 변화

를 해석하였다. 이러한 과도특성을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하여 변속시 발생하는 과도특성에 대한 정성적인 해석(qualitative analysis)을 수행할 수 있도록 하였다.

참고문헌

- (1) Andrew W. Phillips, 1990, "Development and Use of a Vehicle Powertrain Simulation for Fuel Economy and Performance Studies," *SAE Paper 900619*.
- (2) Cho, D. and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control," *ASME Transaction*, Vol. 111, pp. 89~12.
- (3) William C. Waters, 1972, "General Purpose Automotive Vehicle Performance and Economy Simulator," *SAE Paper 720043*.
- (4) Kim Young Heub, Yang Jinseung, Lee Jang Moo, 1994, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling," *SAE Paper 941014*.
- (5) 김인찬, 서진원, 최 찬, 이승중, 1995, "동력 전달시스템 기초설계용 소프트웨어 개발에 관한 연구," 한국자동차공학회 1995년도 추계학술대회 논문집, pp. 235~241.
- (6) 김인찬, 이승중, 1996, "GUI를 이용한 Powertrain 설계용 소프트웨어 개발," 한국자동차공학회 논문집, 제4권, 제6호, pp. 205~215.