

# 승용차용 자동변속기의 변속특성향상에 관한 연구

## A Study on the Improvement of the Shift Characteristics for the Passenger Car Automatic Transmission

조 한 상\*, 장 욱 진\*, 박 진 호\*, 임 원 식\*\*, 박 영 일\*\*\*, 이 장 무\*\*\*\*  
Hansang Jo, Wookjin Jang, Jinho Park, Wonsik Lim, Yeongil Park, Jangmoo Lee

### ABSTRACT

Dynamic simulation techniques are developed to analyze the shift characteristics of vehicle powertrain with automatic transmissions. In this study, the mathematical modeling of powertrain components such as engine, clutch system, planetary gear system and road load, is presented for the simulation. The clutch engagement condition, which determines the degree of freedom of the system, is also proposed. By using a detailed nonlinear model of torque converter, it is possible to accurately analyze the extremely transient state such as the shift. Dynamo-based experiments are carried out to prove the validity of the proposed simulation techniques. Using the developed simulation program, the effects of the dynamic design variables and the control conditions, focused on the shift, are evaluated to improve the driving comfortability.

주요기술용어 : Automatic transmission(자동변속기), Shift characteristics(변속 특성), Dynamic simulation(동적 시뮬레이션), Effects of design variables(설계변수 영향도)

### Nomenclature

T, F : Torque, Force  
P, E : Pressure, Energy  
I, M : Inertia, Mass  
R, A : Radius, Area  
V, g : Velocity, Gravity  
 $\omega$ ,  $\rho$  : Angular velocity, Air density  
C : Drag coefficient

$\mu$  : Friction coefficient  
 $\alpha$ ,  $\beta$  : Road grade, Contact angle  
b, c, e: Coefficients  
K, C : Stiffness, Damping  
 $\theta$  : Angular displacement

### Subscripts

C, B, F : Clutch, Brake, Oneway  
o, i : Outer, Inner  
w, V, E : Wheel, Vehicle, Engine

\* 정회원, 서울대학교 대학원  
\*\* 정회원, 서울산업대학교 자동차공학과  
\*\*\* 정회원, 서울산업대학교 기계설계학과  
\*\*\*\* 정회원, 서울대학교 기계항공공학부

### 1. 서 론

자동변속기는 차량의 주행조건과 운전자의 지시에 따라 토크 변환이 자동적으로 이루어지게 하는 장치이며, 대부분의 경우 유체 토크 컨버터와 유성기어들로 이루어져 있다. 이러한 자동변속기는 유성기어들의 각 요소들 중 일부분을 클러치나 브레이크에 의해 구속 또는 해제함으로써 그 기어비가 결정된다. 따라서 변속시에는 구속 요소들의 변화로 인해 변속 과도 현상이 발생하게 되며, 운전자에게 충격으로 작용하는 이러한 변속상황은 무단 변속기 장착 차량을 제외하고는 피할 수 없는 것이다. 이러한 과도상태는 차량의 승차감과 전반적인 변속기의 수명 등에 직접적인 영향을 준다. 변속 과도상태는 크게 과도 토크의 최대 변화량과 클러치 슬립(slip) 시간의 두 가지로 나뉘어질 수 있다. 변속 충격 저감과 변속 특성의 개선을 위해서 지금까지 발표된 연구결과들을 요약해보면 첫째, 클러치 설계와 제어요소들의 변화를 통해 적절한 변속력을 만들려는 노력과 둘째, 각 주행상황에 대한 변속 클러치들의 최적 결합/분리 시점과 타이밍을 결정하려는 노력이 병행되고 있다.[1~3] 또한 이상적인 변속 응답을 얻기 위하여 다양한 실험을 통한 변속 특성을 개선해왔다. 그러나 실차 실험 혹은 동력계(dynamometer)를 통한 개선에는 매우 많은 시간과 비용이 들뿐만 아니라 무수한 시행착오를 거쳐야 한다. 또한 변속 시스템의 정확한 물리적인 한계를 알지 못하므로, 때로는 시스템의 작동 오류(system failure)를 유발할 수도 있다.

이러한 단점들을 극복하기 위하여 본 연구에서는 연구 대상 자동변속기를 포함한 동력전달계 전체의 수학적인 모델링을 수행하고, 이를 통하여 변속 과도 특성의 이론적인 해석을 수행하는 방법을 제시하였다. 특히 여기에 토크 컨버터의 특성을 Ishihara, Tobler[4~6] 등에 의해 개발된 과도 상태 성능 모델로 적용시킴으로써, 정상 상태 성능 곡선 혹은 근사함수로 대체하여 변속시의 토크 컨버터 거동이 충분히 고려되지 못하였던 지금까지 발표된 유사한 연구 결과들을 보완하였다.[7~9] 개발된 동적 해석 기법은 TCU

(Transmission Control Unit)의 내부에 저장되어 있는 변속 알고리즘을 적용한 후, 주행 시물레이션을 통하여 변속시의 과도 특성을 해석해 보았다. 또한 해석결과의 검증을 위하여, 동일한 자동변속기를 장착한 동력계에서 변속 과도 특성에 대한 실험들을 수행하였으며, 해석에 의한 결과들은 실험결과와 비교하여 그 타당성을 확인해보았다. 마지막으로 변속 과도 상태에 지배적인 영향을 미치는 변속 클러치에 대해서 이들의 설계와 제어 파라미터들의 영향도 해석을 수행하였다. 이러한 영향도 분석을 통하여 본 연구에서는 동력전달계의 설계 단계에서 변속 과도상태 해석과 동시에, 구조요소들의 설계값들에 따라 변속 특성 변화의 경향이 어떻게 바뀌는지를 파악하고 분석할 수 있는 평가 기법을 제시하고자 한다.

## 2. 자동변속기를 포함한 동력전달계의 모델링과 해석 기법 개발

본 연구대상 시스템은 전륜 구동방식의 전진 4단, 후진 1단으로 구성된 승용차용 자동변속기이다. TCU에 의해 제어되는 전자제어 신호가 여러 개의 솔레노이드 밸브로 전달되어 클러치 유압을 조절하는 전자 유압 제어 방식을 채택하고 있다. 또한 특업 클러치(lockup clutch)가 장착되어 있어 특정 구동속도에서 자동적으로 결합됨으로써 연비 및 주행성능을 향상시키는데 도움을 준다. 동력전달은 다판 브레이크, 다판 클러치 및 일방향 클러치(one way clutch)를 밸브 바다에서 결정된 유압에 의해 작동시키면 유성기어 세트가 변화를 일으키면서 변속비를 결정하여 줌으로서 이루어진다.

### 2.1 동력전달계 구성요소의 동적 모델링

#### 2.1.1 토크 컨버터

저속시 뛰어난 가속 성능과 변속시의 원활한 작동, 그리고 작은 크기로 큰 동력을 전달할 수 있는 장점을 갖고 있는 토크 컨버터는, 자동변속

기에서 엔진과 변속기어열 사이에서 동력 변조를 위한 기구로 사용된다. 이러한 토크 컨버터의 동적 모델링은 각운동량 보존과 에너지 평형과 관계된 4개의 변수 ( $\omega_p, \omega_t, \omega_s, Q$ )로 표시되는 물리적인 관계식들로 구성되며, Fig.1에서 나타난 변수들을 이용하여 이들을 일반화된 수식으로 표현하면 다음과 같다.[4,5,8]

■ 각운동량 보존식

$$T_i = \rho Q \left( R_i^2 + \frac{R_i \tan a_i}{A} Q \right)_{out} - \rho Q \left( R_i^2 + \frac{R_i \tan a_i}{A} Q \right)_{in} + I_i \dot{\omega} + \rho S_i \dot{Q}$$

where  $I_i$  = 작동 유체를 포함한 각 요소들의 관성 ( $i$  = pump, turbine, stator )

$$S_i = \int_{CV,i} R \tan a \, dL$$

■ 에너지 등가식

$$P_{in} = P_{out} + \frac{dE}{dt} + P_{loss}$$

where

$$P_{in} = T_p \omega_p + T_s \omega_s,$$

$$P_{out} = T_t \omega_t, T_s \omega_s = 0$$

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=p,t,s} I_{m,i} \omega_i^2 + \frac{1}{2} \int_{CV} |\vec{V}|^2 \rho \, dV$$

이때 식 (1)은 토크 컨버터 내부의 유체 유동량인  $Q$ 의 방향에 따라, 각각 구분되어 사용되어야 한다. 또한 에너지 평형식에는 마찰손실과 충격손실에 의한 영향이 모두 포함되어 있다. 이러한 토크 컨버터의 동적 모델링은 여러 등가 파라미터(parameter)를 필요로 하는데, 등속상태에서 실시된 토크 컨버터의 성능실험결과에서 추출한 성능곡선과 변형된 운동 방정식의 특성이 동일하도록 하면 이들을 구할 수 있다. [8]

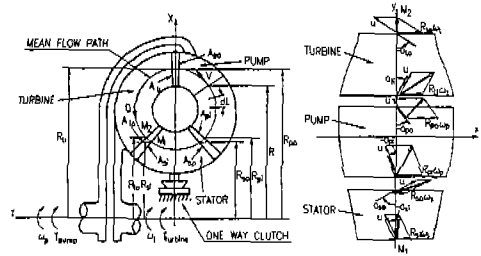


Fig.1 Cross section of torque converter

2.1.2 엔진

본 연구에서는 동력전달계의 동적 특성을 해석하기 위하여 가능한 한 엔진의 영향을 무시할 수 있는 엔진 성능 곡선들을 사용하였다. 입력 자료로 이들은 각 스토크(throttle)별로 각각의 엔진 속도에 대해 출력 토크들의 배열들로 포함되어 있으며, 중간값들은 선형 보간법을 이용하였다.

2.1.3 유성기어계

유성기어는 구조 특성상 백래쉬(backlash)가 작고 기어의 강성이 상당히 크므로, 이를 무시한 이상적인 경우의 속도관계식과 토크 관계식은 다음과 같다. [10]

$$T_S - (-1)^{i+1} R T_R = 0$$

$$\omega_R + (-1)^{i+1} R \omega_S - \{1 + (-1)^{i+1} R\} \omega_C = 0 \quad (3)$$

이때 유성기어비  $R$ 은 선기어와 링기어의 이수비이며, 첨자  $R, S, C$ 는 각각 링기어, 선기어 그리고 캐리어를 나타낸다. 자동변속기에서는 이들 각 요소가 클러치 혹은 브레이크들에 의해 고정되거나 회전할 수 있도록 함으로서 유한개의 속도비를 구현한다. 또한 라비뉴형(Ravigneaux type)이나 본 연구대상 시스템과 같이 심프슨형(Simpson type) 등의 복합 유성기어계는 식 (3)을 조합하여 그 특성을 얻을 수 있다.

2.1.4 클러치계

대부분의 자동변속기용 클러치는 습식 다판 형

식이나 밴드 브레이크 형식을 사용하며, 이들의 결합 및 분리 상태는 클러치 챔버(chamber)내의 유압의 크기에 따라 결정된다. 또한 유압의 On/Off 시점은 TCU의 변속 알고리즘에 의해 판단된다. [2,7] 본 연구에서는 이러한 클러치계에 대해 동적 마찰 결합 특성들을 상세히 적용할 수 있는 모델을 사용하였으며, 다음은 이들을 나타낸다. [10~12]

■ 습식 다판 클러치

$$T_c(\Delta v, t) = \mu(\Delta v) AP(t)N \frac{2(R_o^3 - R_i^3)}{3(R_o^2 - R_i^2)} \quad (4)$$

■ 밴드 브레이크

$$T_B = F_a(t) R_D (e^{\mu\beta} - 1) \quad (5)$$

: Energized direction

$$T_B = F_a(t) R_D (1 - e^{\mu\beta})$$

: De-energized direction

이때 클러치 마찰계수  $\mu$ 는 정마찰계수  $\mu_s$ 와 동마찰계수  $\mu_k$ 로 구분되는데, 일반적으로 클러치면의 상대속도  $\Delta V$ 에 따라 변화하며 변속후 정마찰계수에 접근하는 특성을 지니고 있다.  $V_{crit}$ 를 클러치 고유의 특성이라고 할때, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다. [7,8]

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) \exp(-\Delta V / V_{crit}) + \mu_k \quad (6)$$

한편 변속시 실제 클러치 제어 압력 발생시점과 TCU에서 발생된 변속신호 발생시점과는 항상 시간지연이 존재하게 된다. 이러한 원인으로 각종 유압회로들의 작동지연, 클러치 압력 지연 등이 있으며 변속속도 상태는 이들에 의해 많은 영향을 받으므로, 본 연구에서 이들을 고려할 수 있는 모델링을 포함하였다.[7] 각 변속상황에서의 시간지연값들은 실험에 의해 구하거나 유압회로 등의 해석 등에 의하여 얻을 수 있다. 또한 유압 제어회로의 구조적 효과에 의해 발생된 시간지연 이외에, TCU 자체에서 변속시 해제되는 클러치

압력과 결합되는 클러치 압력 사이에 일정한 시간지연을 강제적으로 부가하는 것을 오버랩이라 하는데, 이는 변속방향, 현재기어단수 등에 따라 최적의 변속성능을 유지하기 위해서이다. 본 연구에서는 시뮬레이션을 통하여 Fig.2와 같은 오버랩들의 영향을 분석함으로써 최적 주행 알고리즘을 위한 TCU설계에 이들이 포함될 수 있도록 하였다.

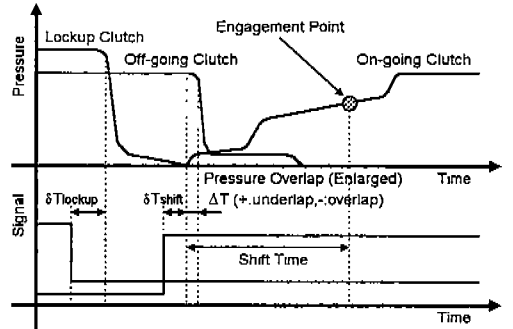


Fig.2 Hydraulic control pressure and definition of overlap and underlap

### 2.1.5 차량 및 주행저항

주행저항은 공기역학적인 주행저항, 타이어와 지면과의 마찰에 의한 구동저항 그리고 지면경사에 의한 중력저항등이 있으며, 공기역학적인 저항의 크기는 차량 속도의 제곱에 비례하고, 나머지는 차량속도에 관계없이 거의 일정한 것으로 알려져 있다. [10] 이들은 일반적으로 다음과 같이 모델링된다.

$$T_V = r_w \left[ \left( M + \frac{I_t}{r_w^2} \right) \frac{dV}{dt} + \frac{1}{2} \rho_a A_F C_D V^2 + bM + \frac{M}{P_t} (cV + eV^2) + gM \sin \alpha \right] \quad (7)$$

또한 변속기에서 출력토크가 차량의 휠을 구동시키면서 차량을 주행시킬 때에, 차량관성은 차량의 질량이 휠의 반경 끝에 집중질량으로 위치시켜 모델링 하였다. 따라서 차량의 등가관성  $I_V$ 은 다음 식으로 정의된다.

$$I_V = M r_w^2 \quad (8)$$

동력손실 - 엔진에서 발생된 동력이 활을 거쳐 차량을 구동시킬 때까지 다양한 종류의 동력전달 요소들을 거치게 되며, 이러한 요소들은 각각의 고유한 동력전달 손실이 발생한다. 이때 엔진 자체에서 발생된 마찰손실 등은 엔진 성능 곡선에 포함되며, 토크 컨버터에서 발생하는 유체에 의한 동력전달손실은 이의 동적 모델링 내에 모두 포함되어 있다. 또한 변속시 클러치의 미끄러짐에 의한 열손실 등은 클러치계의 동적 모델링에서 고려된다. 나머지 동력 손실로는 외부 손실로서 엔진과 변속기 사이의 보조장치에 의한 손실(accessory loss)과, 기어열, 베어링 등에 의한 내부손실로 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 펌 구동동력, 발전기, 파워 스티어링(power steering), 유압펌프, 에어컨(air conditioner)등의 외부손실들은 각각의 성능 특성들을 고려하여 근사식들로 입력하였으며, 변속 기어열과 최종 감속기구등에서 발생하는 내부 동력 전달 손실들도 이와 유사하게 고려되었다.[10]

## 2.2 해석대상 시스템의 전체 모델링

Fig.3은 본 대상 변속장치의 동력전달 개념도를 도식화하여 나타낸 것이다. 이때 C1~C3는 습식 다판 클러치, B1~B3는 습식 다판 브레이크, B4는 밴드 브레이크, 그리고 F1~F3는 일방향 클러치를 각각 나타내며, Fig.4는 레버로 표시된 각 단수에 대한 속도들의 관계를 나타낸다.

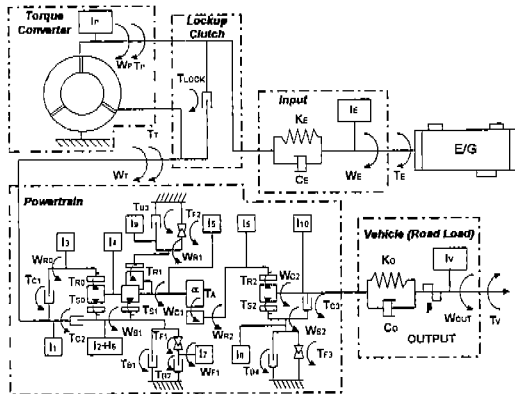


Fig.3 Schematic diagram of automatic transmission

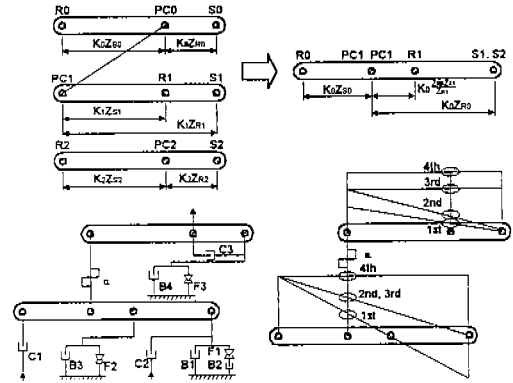


Fig.4 Lever diagram for automatic transmission

측강성을 고려하고 각 요소의 관성을 이산계로 처리했을 때, 토크 컨버터를 제외한 동력전달계의 운동방정식은 Fig.3을 참조하면 다음과 같이 유도된다.

Engine shaft :

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - K_E(\theta_E - \theta_P) - C_E(\omega_E - \omega_P) \quad (9)$$

T/C pump shaft :

$$I_P \dot{\omega}_P = K_E(\theta_E - \theta_P) + C_E(\omega_E - \omega_P) - T_{LOCK} - T_P \quad (10)$$

T/C turbine shaft :

$$I_T \dot{\omega}_T = T_{LOCK} + T_T - T_{C1} - T_{C2} \quad (11)$$

Rear planetary ring gear :

$$I_3 \dot{\omega}_{R0} = T_{C1} - T_{R0} \quad (12)$$

Front planetary sun gear :

$$(I_2 + I_6) \dot{\omega}_{S1} = T_{C1} - T_{B1} - T_{F1} - T_{S1} - T_{S0} \quad (13)$$

Front planetary carrier :

$$(I_4 + I_5) \dot{\omega}_{C1} = T_{S0} + T_{S1} + T_{R0} + T_{R1} - T_A \quad (14)$$

Front planetary ring gear :

$$I_9 \dot{\omega}_{R1} = -T_{R1} - T_{B3} - T_{F2} \quad (15)$$

Counter-driven & ring gear :

$$I_5 \dot{\omega}_{R2} = \alpha T_A - T_{R2} \quad (16)$$

Underdrive planetary carrier :

$$I_{10} \dot{\omega}_{C2} = T_{R2} + T_{S2} - T_{C3} - T_O \quad (17)$$

Oneway clutch F1 :

$$I_7 \dot{\omega}_{F1} = T_{F1} - T_{B2} \quad (18)$$

Underdrive planetary sun gear :

$$I_8 \dot{\omega}_{S2} = -T_{S2} + T_{C3} - T_{B4} - T_{F3} \quad (19)$$

Final drive & output shaft :

$$I_V \dot{\omega}_{OUT} = \beta_F T_O - T_V \quad (20)$$

Output torque relationship :

$$T_O = K_{eq}(\theta_{C2} - \beta_F \theta_V) + C_{eq}(\omega_{C2} - \beta_F \omega_V) \quad (21)$$

이때 토크 컨버터의 입출력 축에 대한 운동방정식은 식 (10)과 식 (11)로 표시될 수 있으며, 토크 컨버터의 모델링은 위의 식 (1)과 식 (2)로부터 식 (22)와 같은 4자유도 행렬형태로 나타낼 수 있다. [7,8] 결국 변속계의 지배 방정식은 반력 토크  $T_P$ 와  $T_T$ 를 제거함으로써 얻어진다.

$$\begin{aligned} & [I_{TC}]\{\omega_P, \omega_T, \omega_S, Q\}^T \\ & = [C_{TC1}]\{\omega_P^2, \omega_T^2, \omega_S^2, Q^2, \\ & \omega_P \omega_T, \omega_P \omega_S, \omega_T \omega_S, Q \omega_P, Q \omega_T, Q \omega_S\} \\ & + [C_{TC2}]\{T_P, T_T, T_S\}^T \end{aligned} \quad (22)$$

단수별 지배방정식을 유도하기 위하여 각 변속

상황에 대해 자세히 살펴보았다. 우선 Table 1은 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. 각 단이 결정된 상황에서는 입력축 강성부, 펌프축, 기어열과 연결된 터어빈축, 부하와 연결된 출력축 강성부 등의 4개의 자유도만이 남게 된다. 따라서, 유성기어 관계식들을 대입하여 반력토크들을 소거하면 동력전달계 운동방정식들은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - K_E(\theta_E - \theta_P) - C_E(\omega_E - \omega_P) \quad (23)$$

$$I_P \dot{\omega}_P = K_E(\theta_E - \theta_P) + C_E(\omega_E - \omega_P) - T_{lock} - T_P \quad (24)$$

$$I_i \dot{\omega}_T = T_T + T_{lock} - \eta_i K_{eq}(\theta_T - \beta_F \theta_V) - \eta_i C_{eq}(\omega_T - \beta_F \omega_V) \quad (25)$$

$$I_V \dot{\omega}_V = \beta_F K_{eq}(\theta_T - \beta_F \theta_V) + \beta_F C_{eq}(\omega_T - \beta_F \omega_V) - T_V \quad (26)$$

여기서  $I_i$ 와  $\eta_i$ 는 유도식에서 나오는 관성상수 및 기어비 상수이며 각 단마다 다르다. 위의 4개의 식과 토크 컨버터의 관계식 (22)에서 얻어진 4자유도 행렬식과 결합하면 동력전달계 전체를 표현하는 6자유도의 행렬식이 만들어진다. 클러치가 슬립시는 이들 이외에 슬립요소에 대한

Table 1 Clutch sets of automatic transmission

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

자유도가 하나씩 더 생기므로, 이들에 대한 연성된 관계식이 다음과 같이 구해질 수 있다. 이때 2→3단 변속시에는  $\dot{\omega}_{clutch} = \dot{\omega}_{S2}$ 이며, 나머지 변속시에는  $\dot{\omega}_{clutch} = \dot{\omega}_{S1}$  이 된다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - K_E(\theta_E - \theta_P) - C_E(\omega_E - \omega_P) \quad (27)$$

$$I_P \dot{\omega}_P = K_E(\theta_E - \theta_P) + C_E(\omega_E - \omega_P) - T_{lock} - T_P \quad (28)$$

$$I_{11,i} \dot{\omega}_T + I_{12,i} \dot{\omega}_{clutch} = \lambda_{1,i} \quad (29)$$

$$I_{21,i} \dot{\omega}_T + I_{22,i} \dot{\omega}_{clutch} = \lambda_{2,i} \quad (30)$$

$$I_V \dot{\omega}_V = \beta_F K_{eq}(\theta_T - \beta_F \theta_V) + \beta_F C_{eq}(\omega_T - \beta_F \omega_V) - T_V \quad (31)$$

여기서  $I_{11,i} \sim I_{22,i}$ 는 역시 유도과정에서 사용되는 관성상수,  $\lambda_{1,i}, \lambda_{2,i}$ 는 클러치 토크와 펌프 토크, 터빈 토크 그리고 출력축 강성과 감쇠 토크를 모두 포함하는 상수이다. 따라서 위의 5개의 식에 토크 컨버터 관계식을 대입하면 7자유도의 행렬식이 나온다. 결국 이들을 이용하면 모든 주행 상황에 대해 각 축들의 물리량들을 계산해 낼 수 있다.[14]

### 2.3 변속 과도상태 시뮬레이션 기법의 개발

동력전달계 각 요소의 모델링과 운동방정식들을 이용하여, 차량의 변속 및 주행시 동적거동을 고찰할 수 있는 프로그램을 작성하였다. Fig.5와 Fig.6은 이러한 프로그램의 흐름도와 동력전달계 각 세부 모듈들의 구성도를 나타낸다. 본 프로그램에서는 운동방정식들을 모두 결합하여 각 상태에서의 행렬식들을 구한 후 4차 Runge-Kutta법을 이용, 다음 단계의 상태들을 계산한다. 이때 각종 외부 토크들은 각각의 외부 모듈(엔진, 클러치, 주행부하계)등에서 얻을 수 있다. 프로그램은 각각의 서브루틴으로 나누어 계산이 간편하고 효

율적이게 하였으며, 차후 유사한 시스템에도 적용이 용이하게 하였다.

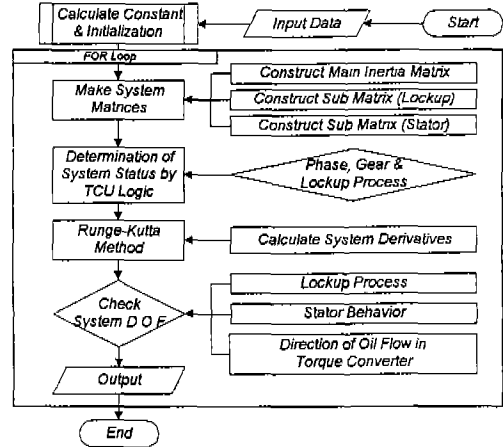


Fig.5 Flow chart of simulation

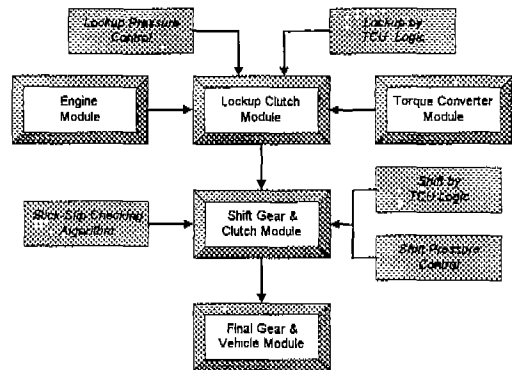


Fig.6 Relationship of each module

프로그램에 입력되는 데이터들은 다음과 같다.

● 밸브바디 분석을 통해 얻은 자료를 근거로 하여, 본 시뮬레이션의 압력 패턴과 양을 모델링하여 입력하였다. 또한 다관과 밴드 브레이크의 제원과 형상에 관한 자료도 실제 측정된 자료를 그대로 입력하였으며, 이때 마찰계수 값은 기존의 알려진 값을 사용하였고 다음절에서 이의 영향에 대해 분석해 보았다.

● TCU를 역분석하여 얻은 변속시점 및 록업시점 데이터중 풀 스토들의 경우의 것을 선택하여 본 시뮬레이션의 입력자료로 사용하였으며, 대상 변속기의 변속선도를 입수하여 비교, 보충

하였다.

● 각 요소들의 관성은 대상 변속기를 분해하여 그 단품에 대한 간이 관성 측정장비를 이용, 근사치들을 얻을 수 있었다. 또한 전달축들과 그 밖의 요소들의 강성과 감쇠는 완전한 실험이 아직 이루어지지 않았으므로, 문헌상의 경험치들을 우선 사용하였다. 한편 본 해석과 같이 자유도 변화를 수반하는 각 변속상태는 클러치의 결합조건에 의해 판별된다. 클러치 결합 조건은 강성이 무시된 계에서는 단순히 양단의 슬립속도가 처음으로 0이 되는 순간으로 고려되나, 강성이 있는 경우에는 계의 스틱/슬립을 반드시 고려해야 정확한 결합시점을 결정할 수 있다. 스틱/슬립 판단조건은 최대 정지 마찰력과 결합직후의 동적 토크를 비교하여 다음과 같이 정식화 될 수 있다.

#### ● Stick Condition

슬립속도가 0인 상태에서 슬립요소가 결합되었다고 가정하여 자유도가 1이 줄어든 운동방정식을 풀 후 계산된 동적토크와 최대 정지마찰력을 비교한다.

- ▶ 동적토크 > 최대 정지마찰력  
: 가정에 위배, 슬립 확인
- ▶ 동적토크 ≤ 최대 정지마찰력  
: 가정을 만족, 스틱을 유지

#### ● Slip Condition

슬립속도가 0인 상태에서 어느 임의의 방향으로 슬립한다고 가정하여 자유도 변화없이 운동방정식을 풀 후 각 슬립요소들의 상대가속도를 구한다.

- ▶  $Sign(\Delta\omega) \neq Sign(\Delta\alpha)$   
: 가정에 위배, 스틱임을 확인
- ▶  $Sign(\Delta\omega) = Sign(\Delta\alpha)$   
: 가정을 만족, 슬립임을 확인

이러한 스틱/슬립의 판별은 클러치가 1개인 경우에는 간단히 검사하여 판별할 수 있으나, 여러 개의 클러치가 직렬로 연결되어 어느 순간 모두 스틱/슬립 판별 상태에 놓인다면 가정/결론의 판별식이 복잡해진다. 본 연구 대상 차량의 변속계는 2-4개의 클러치가 구성, 결합되어 변속비를

결정하므로 동력원과 부하계로부터의 임의의 외부 부하 상태에서 이들 클러치의 스틱/슬립의 상태는 어느 상태로의 변이가 이루어질지 언제나 조사, 결정되어야 한다. 이러한 스틱/슬립의 판별식은 변속기와 같이 다양한 자유도 변화를 수반하는 계의 해석시 반드시 포함되어야 하며 초기 설계 단계에서 클러치 결합 안정성 판별에 이용될 수 있는 장점이 있다.

### 3. 자동변속기를 포함한 동력전달계의 실험

#### 3.1 동력전달계의 실험장치 제작

자동변속기를 장착한 동력전달계의 동적 특성을 분석하기 위하여 Fig.7과 같은 실험장치를 제작하였다. 이는 동력원으로 연구대상 자동변속기와 같이 사용되는 1500cc 승용차용 엔진을 사용하며, 등가 관성 효과를 얻는 플라이휠 이외에 수력을 사용한 가변 부하장치를 설치하였다. 또한 차량에 등가되는 관성값을 변속기 출력축에 부가하기 위하여 증속기어를 사용하였다. 이때 변속기 입출력부에 속도와 토크 센서를 부착하여 구성하며, 터어빈 속도는 변속기 자체에 장착된 속도 센서를 그대로 이용하였다. 토크 센서는 슬립링 형식(slip ring type)을 사용하였으며, 자체 제작한 증폭기(amplifier)를 이용하여 증폭된 신호를 A/D 변환기에 입력시켰다. 속도는 마그네틱 픽업(magnetic pickup) 센서에서 나오는 주파수 신호를 TSC 9400을 이용한 F/V 변환기를 제작하여 변환한 후 역시 A/D 변환기에 입력시켰다. 또한 A/D 변환기는 Intel 80C196KC Microprocessor를 장착한 보드(board)를 직접 제작하여 사용하였다. 추가적으로 변속기 제어 신호들과, 엔진에서 나오는 구동토크와 속도, 부하계 제어기에서의 부하토크와 속도 등의 신호 그리고 변속시 슬레노이드 밸브를 제어하는 신호들은 모두 각 시스템 제어기에서 직접 병렬로 연결하여 얻을 수 있었다.



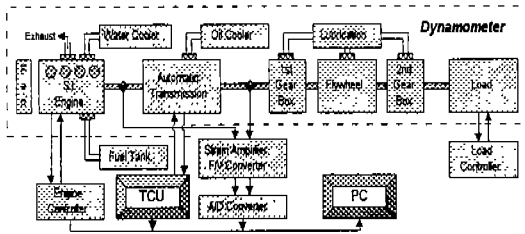
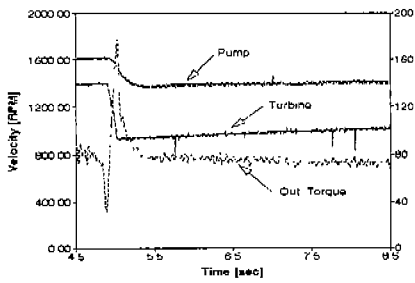


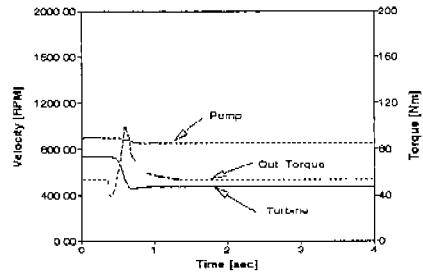
Fig.7 Schematic diagram of dynamometer

### 3.2 실험 결과와 해석 결과와의 비교

본 절에서는 몇개의 대표적인 실험결과와 함께, 지금까지 실험 데이터나 입수된 자료를 통해 수행된 시뮬레이션 결과들을 비교하였다. 실험장치의 제약으로 인하여, 우선 저스로틀에 대한 각각의 변속실험을 개별적으로 수행하였으며, 고스로틀과 고 부하시의 변속 특성은 추후 보완 실

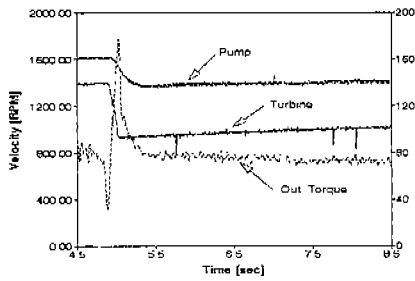


(a) Experiment

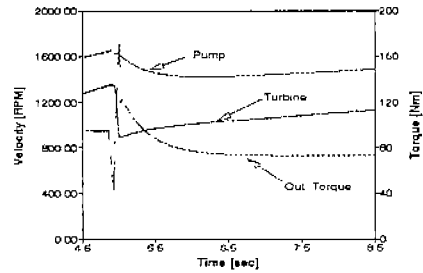


(b) Simulation

Fig.8 Comparison between experimental and simulation results (1→ 2 shift, 10% throttle)

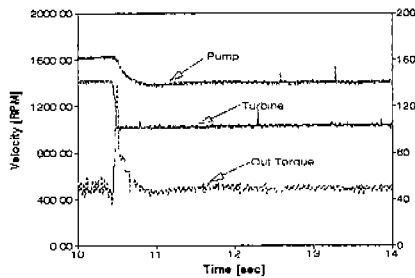


(a) Experiment

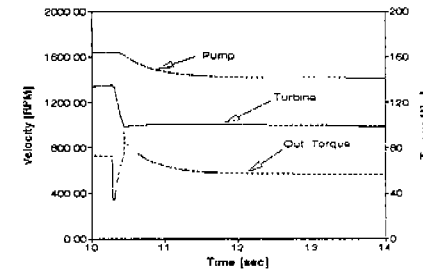


(b) Simulation

Fig.9 Comparison between experimental and simulation results (2→ 3 shift, 10% throttle)



(a) Experiment



(b) Simulation

Fig.10 Comparison between experimental and simulation results (3→ 4 shift, 10% throttle)

힘을 통해 계속 진행될 예정이다. Fig.8~Fig.10은 실험결과를 이와 동일한 조건하에서의 시뮬레이션 결과와 비교한 것이다.

실험시 변속 과도 토크의 피크값 크기는 시뮬레이션의 경우와 다소 차이를 나타낸다. 이는 변속과정중 클러치의 쿨롱마찰, 각종 기계마찰저항, 윤활 등 시뮬레이션에서 구현하기 어려운 부분이 존재하기 때문이며, 입력 데이터들의 오차도 한 원인이 된다. 그러나 전체적인 변속 과도상태의 속도들과 토크들의 경향은 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한 상단변속의 경우 저단에서 고단으로 갈수록 과도 토크의 크기가 줄어들므로 저단에서의 변속제어가 더욱 중요하다는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 변속 과도 특성에 관한 시뮬레이션 결과 및 고찰

##### 4.1 기본 상단 변속 주행 시뮬레이션 결과 및 해석

Fig.11은 본 대상 변속장치를 장착한 차량이 평지를 풀 스로틀(full throttle : 100%)로 주행시의 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 이때 출력축 속도는 최종 감속비 후의 속도를 의미하며, 변속중에는 정상주행시보다 가속도가 더 크다는 것을 알 수 있다. 기어비의 변화가 저단시 더 크기 때문에, 이때의 속도의 증가량이 더 많다. 3단과 4단에서는 토크 컨버터의 록업이 수행되었기 때문에, 펌프축과 터빈 축 속도가 정확히 일치함을 알 수 있다. 또한 이들 두 속도는 변속과정중에는 큰 변화를 나타내지만, 이 순간의 출력속도는 차량의 관성과 연결되어 있어 심한 변화를 보이지는 않는다.

변속시점에 도달하면 다음 단수에 해당하는 클러치의 결합이 진행됨으로 인하여 토크 컨버터의 터빈 축 속도가 급격하게 감소하며 펌프축은 이를 따라가게 된다. 클러치의 미끄러짐이 끝나고 결합이 완료되는 순간, 속도비가 커져 토크 컨버터의 토크 증대 효과가 나타나 원활한 변속이

이루어지게 한다. 이때 스테이터는 변속과정중 급격히 정지하여 역시 이 효과가 극대화되게 해준다. 록업시에는 토크 컨버터의 세 요소가 모두 같은 속도로 회전하기 때문에 토크 컨버터내의 유체의 흐름이 없게 된다. 변속이 완료된 이후 록업이전까지에서 펌프, 터빈 속도와 스테이터 속도 차이는 토크 컨버터 내부의 각종 손실(충격, 마찰)에 의한 것이다.

상단 변속시의 출력축 토크를 보면 변속과정중 상당히 큰 과도토크가 발생됨으로써 운전자가 이를 저어크(jerk)로 느끼며, 이것이 변속질(shift quality)에 직접적인 요소로 작용하게 된다. 과도토크의 변화량은 저단에서 고단으로 갈수록 크기가 작아지며, 이는 실차주행시의 경향과 일치하고 있다. 록업시에는 작동압력이 급격히 증가하므로, 역시 변속시의 과도토크와 비슷한 크기의 예리한 피크가 출력축 토크에 나타난다. 각각의 변속클러치와 록업 클러치에 공급되는 압력은 Fig.12에 나타나 있다. 이들 압력들은 TCU 로직들과 밸브바디(valve body)의 해석을 통해 얻은 결과를 바탕으로, 이의 근사치를 변조하여 본 시뮬레이션의 입력 데이터로 사용되었다.

각 단에서의 변속상황을 자세히 살펴보면 변속 시간은 전체적으로 약 0.4~0.8초 정도이며 2→3단 변속시는 이보다 약간 긴 것으로 나타났다. 이는 C3 클러치의 형상과 유압 챔버(chamber)의 크기 차이 때문인 것으로 판단된다. [4]

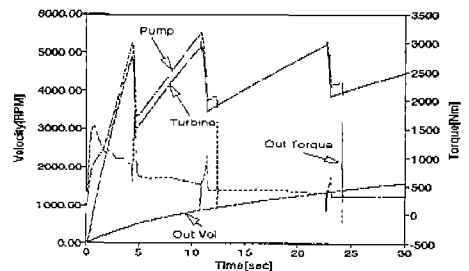


Fig.11 Simulation results - vclcity and torque

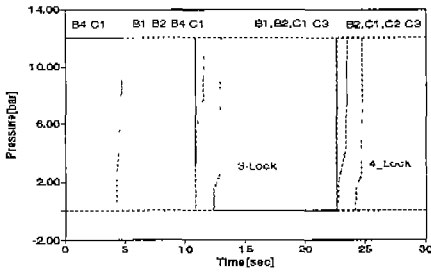
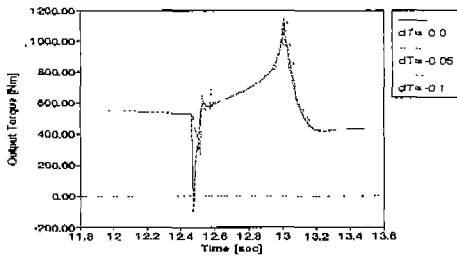


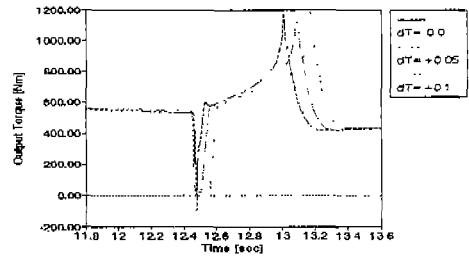
Fig.12 Simulation results - clutch pressure

## 4.2 클러치 설계와 제어 요소 변화에 따른 변속 특성 영향도 분석

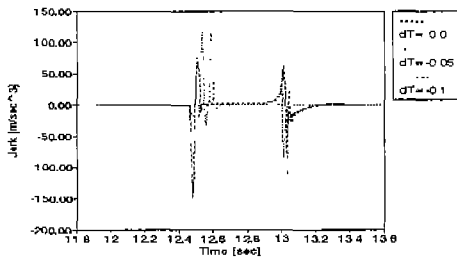
변속 과도 상태에 지배적인 영향을 미치는 클러치 제어 파라미터들에 대한 영향도 해석을 수행하였다. 이러한 파라미터에는 오버랩량과 압력 증가율, 그리고 압력 패턴 등이 있다. 또한 클러치 설계 요소들은 접촉면의 개수, 접촉면적, 체크 밸브, 반력 스프링 등의 기하학적 형상 요소들과 그루브 형상, 윤활유의 종류와 작동 온도 등의 마찰 계수 요소들로 구분된다.[13]



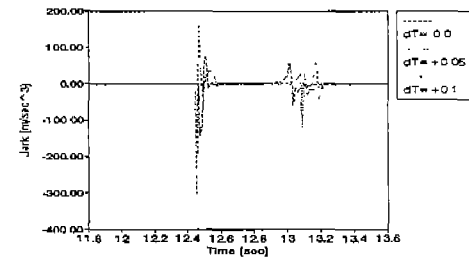
(a) Output torque



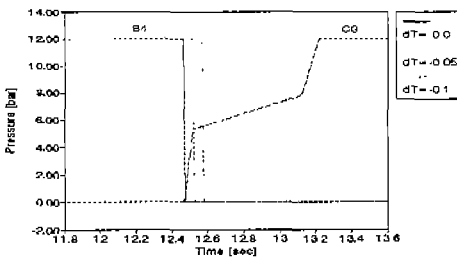
(a) Output torque



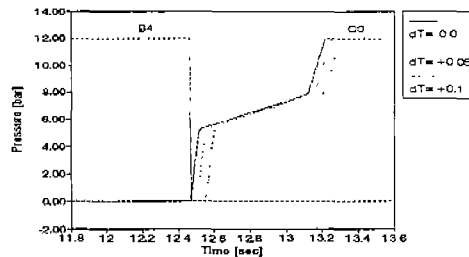
(b) Output jerk



(b) Output jerk



(c) Clutch pressure



(c) Clutch pressure

Fig.13 Effects of overlap  
(2→ 3 shift : dt= 0.0, -0.05, -0.1 sec)

Fig.14 Effects of overlap  
(2→ 3 Shift : dt= 0.0, +0.05, +0.1 sec)

#### 4.2.1 반력요소들의 오버랩 특성 해석

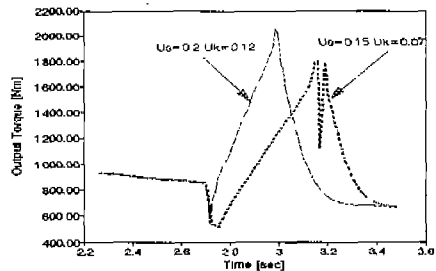
본 절에서는 오버랩 특성 분석을 통하여 이들이 변속과도 특성에 미치는 영향도들을 분석해 보았다. 1→2단 상단변속의 경우는 분리되는 클러치가 없기 때문에 이러한 특성이 잘 나타나지 않으므로, 본 절에서는 2→3단의 경우에 대해 해석해 보았다. Fig.13은 2→3단 변속시 오버랩량이 0.0, -0.05, -0.1초 일때의 출력축 토크, 저어크 그리고 B4와 C3 클러치 압력의 변화를 나타낸 것이다. 오버랩이 클수록 관성상태때의 출력축 토크가 변속직전보다 작게 떨어지며, 음의 저어크량도 이순간 많이 감소하였다. 또한 변속이 끝날 시점에서의 과도 토크의 최대값도 줄어들며, 저어크도 마찬가지로 경향을 보임을 알 수 있다. 그러나, 지나친 오버랩은 두 클러치 제어 압력이 각각의 클러치에 모두 작용하여 변속이 일어나지 않게 작용할 수도 있으므로, 적절한 값이 존재함을 알 수 있다.

Fig.14는 2→3단 변속시 오버랩량이 0.0, +0.05, +0.1초 즉 언더랩(underlap)일때의 영향도를 비교한 것이다. 오버랩은 어느 한도 이내에서는 변속 특성에 큰 영향을 미치지 않지만, 언더랩은 많은 변속 특성 변화를 유발함을 알 수 있다. 특히 이 값은 직접적으로 관성상태와 관계가 있으므로, 그만큼 더 변속시간이 길어지며, 저어크도 상당히 급격한 변화를 나타내게 된다. 또한 관성상태시 엔진은 무부하 상태를 겪게 되므로 이순간이 길수록 엔진속도도 크게 증가하며, 이는 차량 성능면에서 많은 악영향을 주게 된다. 이러한 언더랩은 클러치 면의 마모로 인하거나, 유압 회로 요소의 변형 등으로 발생할 가능성이 높으므로 이에 대해 대처할 수 있는 변속 알고리즘이 필요함을 알 수 있다.

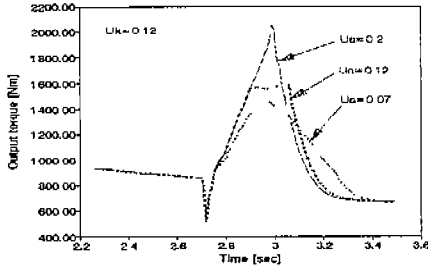
#### 4.2.2 클러치 마찰계수와 제어압력 증가율의 영향도 분석

본 절에서는 클러치 마찰계수와 제어압력 패턴의 변화에 따른 영향도를 비교 분석하기 위하여,

변속 과도토크 변화가 가장 큰 1→2단 변속에 대해 클러치 마찰계수의 크기 전체가 줄어드는 경우와, 동마찰계수는 일정하게 두고 정마찰계수를 변화시킨 경우 변속특성을 살펴보았다. 후자의 경우는 실제차량에서 클러치가 사용됨에 따라 정마찰계수가 줄어드는 경향을 참고하였다. Fig.15는 이때의 출력축 토크의 변화를 나타낸다. 동마찰계수의 변화는 변속 과도토크의 크기와 변속시간에 큰 영향을 미치며, 클러치들의 설계시 이의 특성이 매우 중요함을 알 수 있다. 동마찰계수의 크기가 크면 변속 과도토크의 크기가 커져 변속질이 나빠지며, 반대의 경우 변속이 늦게 이루어짐으로써 클러치 마모 등에 의한 열발생과 클러치 수명, 내구도 등에 심각한 영향을 주게 될 것이다. 또한 지나치게 작은 동마찰계수로 인하여 본 결과와 같이 변속특성이 매우 나쁜 큰 주기의 스틱/슬립이 반복될 수도 있음을 알 수 있다. 정마찰계수는 변속패턴에 큰 영향을 주지는 않으나, 변속 과도토크 특성의 완화와 관계가 있으며, 이것이 작거나 혹은 동마찰계수와 비슷할수록 개선되는 경향을 보이고 있다. 이는 클러치 시험기 등의 실험결과를 바탕으로 열발생, 변속충격, 변속시간, 내구도 등을 비교했을 때, 정마찰계수와 동마찰계수가 유사한 경우가 가장 최적의 특성을 갖는다고 알려져 있는 것과 그 경향이 일치한다. [10,13] 따라서, 승차감을 중요시하는 승용차에는 이런 특성을 갖는 클러치를 사용하는 경향이 많다.

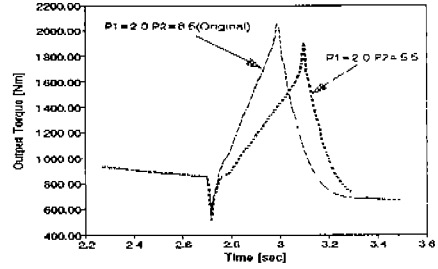


(a) Dynamic/static friction coef.



(b) Static friction coef.

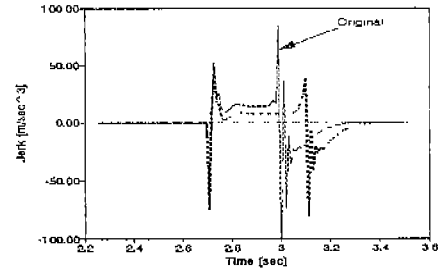
할수록 변속 초반의 저어크는 매우 크게 변하며, 어큐레이터 구간 사이의 압력증가율이 클수록 변속 후반의 큰 저어크 변화를 유발함을 알 수 있다.



(a) Output torque

Fig.15 Effects of friction coefficients (1→2 Shift) - output torque

다음으로 Table 2와 같이 클러치 제어압력 패턴을 변화시킨 경우에 대해 각각의 출력토크들과 저어크들을 나타낸 것이 Fig.16~Fig.18이다. 기존의 압력패턴에 대해 초기 압력증가율을 높은 Case II와 III가 관성상태의 감소를 나타내고 있으며, 어큐레이터(accumulator) 등과 관계된 P2 압력을 변화시킨 Case I과 II는 최대 토크의 변화를 보여주고 있다. 전체적으로 빠른 압력증가율에 대해 짧은 변속시간과 큰 과도토크를 발생시키고 있으므로, 이들은 다른 외부 조건들에 의해 적절한 값으로 선택되어야 한다. 한편 저어크들도 일반적으로 변속시간이 길수록 평균적인 값도 낮아지나, 그의 변화량은 토크와 일치하지 않음을 나타낸다. 즉 P1 압력이 더 빨리 증가

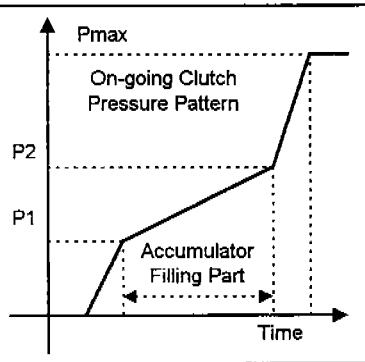


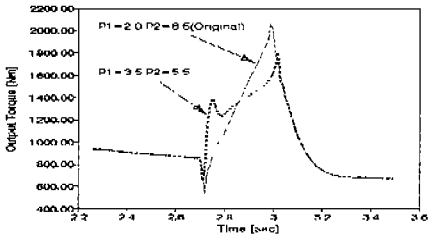
(b) Jerk

Fig.16 Effects of clutch pressure(1→2 Shift) : Case I

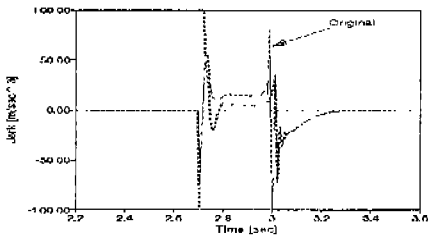
Table 2 Variation of clutch control pressures

Case	Pressure P1 (bar)	P2 (bar)	Pmax (bar)
Original	2.0	8.5	12
CASE I	2.0	5.5	12
CASE II	3.5	5.5	12
CASE III	3.5	8.5	12



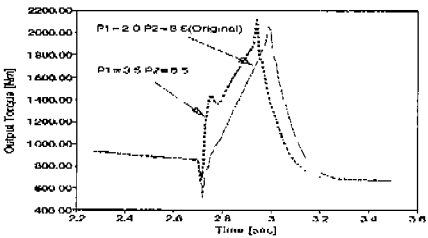


(a) Output torque

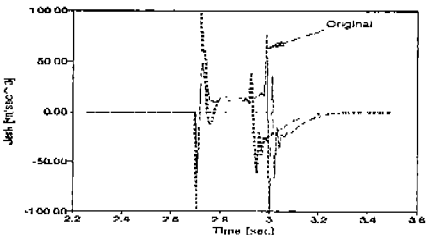


(b) Jerk

Fig.17 Effects of clutch pressure(1→ 2 Shift):Case II



(a) Output torque



(b) Jerk

Fig.18 Effects of clutch pressure(1→ 2 Shift):Case III

## 5. 결론

본 연구에서는 승용차용 자동변속기의 변속 특성 향상을 위하여 동력전달계에 관한 수학적 모델링과 해석 기법을 개발하였으며, 이를 통하여 변속 과도 상태에 지배적인 영향을 미치는 변속 클러치에 대한 설계와 제어 파라미터들의 영향도 해석을 수행하였다. 이들을 요약하면 다음과 같다.

① 토크 컨버터의 과도상태 성능 모델과 함께 클러치의 결합/분리 시점을 정확히 계산할 수 있는 스틱/슬립 판단 알고리즘 등을 해석 기법에 모두 포함하였다.

② 동일한 동력전달계가 장착된 동력계 실험을 수행하여 같은 작동 조건에서의 해석 결과와 비교하였다. 수학적으로 구현되지 못한 각종 기계적인 감소효과 등과 입력 데이터의 오차등으로 인하여, 해석 결과에서 변속직후 피크값의 크기가 실험 결과보다 다소 차이를 보이는 것을 제외한다면, 대부분의 경우 본 해석 기법으로 변속 과도 상태를 충분히 예측 가능하다고 판단되었다.

③ 풀 스톱으로 주행시의 상단 변속 특성을 시뮬레이션 해 본 결과 변속 과정중 상당히 큰 과도 토크가 발생됨으로써 운전자가 이를 저어크로 느끼며, 이것이 변속질에 직접적인 요소로 작용하게 된다는 것을 알 수 있었다. 또한 과도토크의 변화량은 저단에서 고단으로 갈수록 크기가 작아지며, 이는 실차주행시의 경향과 일치하였다.

④ 클러치 오버랩에 관한 영향도 분석 결과, 적절한 오버랩 양은 변속시 관성 상태에서와 변속 종료 직전의 변속 특성을 상당히 개선할 수 있음을 알 수 있었다. 반면 언더랩의 경우는 대부분의 경우 변속 특성에 많은 악영향을 미칠 수 있으므로 변속기의 노후 등으로 인한 언더랩을 대처할 수 변속 알고리즘이 필요하다고 판단되었다.

⑤ 클러치 판의 마찰 계수는 그 변속 구조와 단수에 따라 최적의 값이 존재하며, 특히 정마찰

계수와 동마찰계수가 비슷한 값을 가질때 가장 좋은 특성을 가질 수 있음을 알 수 있었다. 또한 클러치 압력 패턴에 대한 영향도 분석 결과도 이와 유사하게, 초기 상승 압력과 어큐뮬레이터 구간사이의 압력 증가율에 대해 변속시간과 저어크량과는 서로 상반되는 관계가 있다는 것을 알 수 있었다.

본 연구에서 제시된 변속 과도상태 해석과 영향도 분석 기법은 동력전달계 요소들의 설계값들에 따라 변속특성 변화의 경향이 어떤지를 파악할 수 있다. 특히 이러한 해석 결과는 실제 생산 현장에서 자동변속기를 구체적으로 설계시 결정해야 할 파라미터들 간의 우선 순위 기준을 제공하며, 또한 시작품의 실험결과를 바탕으로 한 설계보정시 이들 파라미터의 보정량 및 보정 방향을 제시하는데 도움이 될 것이다.

## 후기

본 연구는 서울대학교 터보·동력기계 연구센터를 통한 한국과학재단 우수연구센터 지원금에 의한 것입니다.

## 참고문헌

1. Y. Shindo, H. Ito and T. Ishihara, "A Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission", SAE Technical Paper No. 790043.
2. R. B. Spokas and F. D. Sturges, "Shift Modulation Electronic Controls Applied to Powershift Transmission", SAE Technical Paper No. 810949.
3. L. G. Koch, "Powertrain-Vehicle Modeling to Simulate Shifting Transients of Off-highway Vehicles", SAE Technical Paper No. 720044.
4. T. Ishihara, "Selected Papers on Automatic Power Transmission", Publishing Committee for Selected Papers of Professor Tomoo Ishihara, pp.3-55, 1985.
5. M. C. Tsanganides and W. E. Tobler, "Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch", SAE Technical Paper No. 850461.
6. T. Ishihara and R. I. Emory, "Torque Converter as a Vibration Damper and Its Transient Characteristics", SAE Technical Paper No. 660368.
7. 박영일, "차량용 변속장치의 변속과도특성에 관한 연구", 공학박사 학위논문, 서울대학교, 1991. 2.
8. 임원식, "토크컨버터의 해석/설계와 자동변속장치의 동특성에 관한 연구", 공학박사 학위논문, 서울대학교, 1995.
9. J. S. Freeman and S. A. Velinsky, "Design of Vehicle Power Transmission System", Journal of Mechanical Design & Journal of Vibration and Acoustics, Special Combined Issue, Transactions ASME, Vol 117(B), pp.113-120, 1995.
10. "Design Practices : Passenger Car Automatic Transmissions", 3rd Edition, AE-18, SAE Inc., 1994.
11. G. G. Lucas and R. Mizon, "A Model of Clutch Engagement", IMechE Journal, C147179, pp141~148, 1979.
12. L. P. Ludwig, "Engagement Characteristics of Wet-Type Clutches", SAE Transaction, Vol. 67, pp 391~400, 1959.
13. Z. J. Jania, "Friction-Clutch Transmission, Part 1 Factor in Clutch Performance", Machine Design, Nov.13, 1958.
14. 이교일, 박영일 외, "자동변속기 기반기술개발에 관한 연구 - 1단계 3차년도 보고서", G7 차세대 자동차기술 개발, 통상산업부, 과학기술처, pp. 184~191, 1995.