

〈論 文〉

토크 컨버터의 모델링을 중심으로 한 변속과도 특성해석

임원식* · 박영일** · 이장무***

(1994년 1월 27일 접수)

Analysis of Shifting Transients with Emphasis on the Modeling of a Torque Converter

Weon Sig Lim, Yeong Il Park and Jang Moo Lee

Key Words : Torque Converter(토크 컨버터), Power Transmission System(동력전달계), Shifting Transients(변속과도 특성), One Dimensional Performance Model(1차원 성능모델), Equivalent Parameter(등가 파라미터)

Abstract

The torque converter, an important component of automatic transmissions, is a hydrodynamic device which has a great influence on transient characteristics of vehicle during shift. To predict the accurate driving performance in extremely transient state such as shifting process, a detailed analysis of the torque converter is required. In this study, one dimensional performance model of the torque converter based on the concept of mean flow path, was used to analyze the shifting transients and the exact values of equivalent parameters were determined from the experimental results by using BOX program. The dynamic modelings of the components of power transmission systems such as engines, planetary gear systems, clutches and one-way clutches, were carried out. To analyze the shifting transients of tracked vehicle, a simulation program was developed. In the modeling of power transmission systems, the stiffness of shafts was neglected and shifting control logic(TCU) was included. Using the developed simulation program, the driving conditions were simulated and the results of simulation were verified through the experiments on the dynamometer.

기 호 설 명

- V, u : 유체질점의 절대속도와 상대속도
- a, R, L : 토크스방향과 유체 유동방향과의 각도, 등가반경, 등가유선
- ρ, Q : 유체 밀도와 유량
- I, T : 관성과 토크
- ω_r, t_r, K_I : 컨버터의 속도비, 토크비, 용량계수
- α, β : 기어비

1. 서 론

오늘날 많은 차량들이 유체 커플링, 또는 토크 컨버터와 같은 유체 구동장치를 장착한 자동변속기를 사용하고 있다. 토크 컨버터를 장착하는 경우, 운전이 용이하게 되고 저속시 그 가속능력이 뛰어나며 변속과정에서의 기동성을 높여준다. 또한 주행 부하계로부터의 외란을 엔진과 차단시키는 진동 절연의 특성을 가지며 변속순간의 과대 토크를 흡수하여 원활한 변속을 이루게 한다.

*정회원, 서울대학교 대학원

**정회원, 서울산업대학교 기계설계학과

***정회원, 서울대학교 기계설계학과

자동변속장치의 주요 요소인 토크 컨버터에 대한 연구는 복잡한 내부 형상과 유동형태 그리고 다양한 작동상태 등 해석상의 어려움 때문에 그 연구 결과가 충분하지 않은 형편이다. 토크 컨버터의 해석은 크게 근사해법과 유동해석의 분야로 나누어 볼 수 있다. 유동해석은 최근의 수치해법의 발달에 힘입어 유동가시화 등의 실험적 방법을 병행하며 발달되고 있다. 통상 1차원 성능 모델이라고 부르는 토크 컨버터의 근사해법은 Ishihara⁽²⁾에 의해 고안된 것으로서 등가유선 상에서의 등가 파라미터에 의한 동력학적 등가 시스템의 가정을 근간으로 하고 있다. 이러한 1차원 성능 모델은 컨버터의 기초 설계 및 동적 해석의 분야에 널리 사용되고 있는데, 이를 이용한 토크 컨버터의 정상상태(steady state)의 동적 특성과 표준 설계과정에 대한 연구는 SAE⁽¹⁾를 중심으로 많이 이루어져 있으나 과도상태(transient state)에 대한 연구 결과는 상대적으로 부족한 형편이다. 과도상태에 대한 연구로서 Ishihara가 토크 컨버터의 감쇠특성에 관한 연구⁽²⁾를 수행한 이후, 최근에 이르러서야 Kotwicki, Tobler 등에 의해 시스템과 연결된 토크 컨버터의 동적 특성에 관한 연구가 보고되고 있다. Kotwicki는 시스템 제어를 위한 컨버터의 모델로서 2차 식의 간결한 형태를 제시하였으나⁽³⁾ 이는 정상상태에서만 의미를 갖는 것이었다. Tobler는 Bond Graph를 이용한 컨버터의 동적 모델링을 제시한 바⁽⁴⁾가 있고 록업 클러치로서 사용되던 원심 클러치와 컨버터의 복합성능에 대해 보고한 바⁽⁵⁾가 있다.

토크 컨버터에 관한 동특성 해석시, 많은 경우 성능 곡선과 같은 정상상태의 성능으로 동적 거동을 예측하고 있으나 컨버터의 과도상태가 급격히 변하는 경우에는 많은 오차를 내포한다고 볼 수 있다. 더구나 변속하는 과정에 중점을 두어 그 동특성을 파악하는 것이 목적인 경우에는 과도 상태의 특성이 정상상태의 특성에 비해 훨씬 지배적이라 할 수 있다. 즉, 차량의 변속과정 동안 토크 컨버터의 비선형적 특성은 전체 차량계의 비선형성을 좌우하는 주요한 인자가 되기 때문에 시뮬레이션을 통한 성능 평가시 토크 컨버터는 어떠한 상태에서도 신뢰성 있는 동특성을 나타낼 수 있도록 상세한 모델링이 수행되어야 한다.

본 연구에서는 Ishihara⁽²⁾와 Tobler⁽⁴⁾의 1차원 성능 모델을 바탕으로 작운동량식과 에너지평형식

으로부터 과도 상태를 포함하는 토크 컨버터의 비선형 운동방정식을 구하고 성능실험에 의한 성능곡선으로부터 등가 파라미터를 찾는 방법을 제시하였다. 이 결과를 캐터필러로 구동되는 중부하 차량의 엔진-토크 컨버터-변속기-주행부하계의 동력전달계 모델링에 적용하여 변속시 발생하는 과도특성을 해석하기 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 차량계의 촉강성은 무시하였고 변속 알고리즘(TCU)을 분석하여 이를 프로그램화하였다. 개발된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 1단에서 4단까지의 자동변속 주행상태를 해석하였으며 그 결과를 변속기 동력계(transmission dynamometer)에 의한 실증실험을 통하여 검증하였다.

2. 토크 컨버터의 모델링

2.1 작동원리

가장 일반적인 형태인 Fig. 1의 3요소(three-element), 2상(two-phase), 1단(single-stage) 록업 토크 컨버터(lock-up torque converter)는 펌프(pump), 터빈(turbine), 스테이터(stator)의 세 부분(member)으로 구성되어 있다. 펌프는 동력원인 엔진에 연결되어 있고 터빈은 변속기어열에 연결되어 있으며 스테이터는 일방향 클러치(one-way clutch)에 의해 변속기 하우징에 부착되어 있다.

펌프와 터빈은 원칙적으로 서로에 대하여 원심펌프로 작동한다. 보통의 작동상태에서 펌프의 회전속도는 터빈의 회전속도보다 빠르므로 펌프가 터빈의 펌핑(pumping) 작동보다 더욱 커져 유체는 펌프에서 터빈으로 흐른다. 즉 펌프가 엔진으로부터

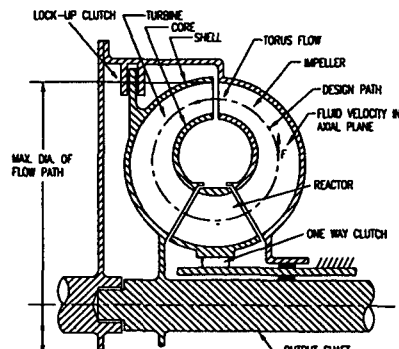


Fig. 1 Schematic diagram of a lock-up torque converter

전달되는 동력에 의해 회전하게 되면 유체는 펌프 회전에 의한 원심력에 의해 펌프 내측으로부터 외측으로 유동하게 된다. 이 과정에서 유동의 회전반경이 증가함에 따라 유체의 각운동량(angular momentum)이 증가된다. 펌프에 의해 증가된 각운동량을 지닌 유체는 터빈으로 흐르게 되는데 이때 펌프와 터빈의 회전 속도차에 의하여 어느 정도의 에너지를 잃게 된다. 이러한 손실 에너지는 각운동량의 손실을 의미하는 것은 아니며 내부의 압력강하로 나타나는데 이를 충격손실(shock loss or incidence loss)이라 한다. 터빈은 흘러온 유체를 터빈 날개(blade)에 의해 강제적으로 안쪽으로 흐르게 하여 각운동량을 감소시킨다. 이때 감소된 각운동량이 터빈축의 출력 토크로 나타난다. 터빈으로부터 흘러나온 유체는 스테이터로 흐르는데 일방향 클러치(one-way clutch)에 의해 스테이터의 회전이 구속되어 있는 경우에는 유체의 유동방향이 스테이터 내부의 날개에 의해 펌프의 회전방향으로 향하게 된다. 즉 스테이터는 터빈으로부터 입력되는 각운동량을 회수하여 펌프에 보내주는 역할을 한다. 이러한 작동으로 터빈 토크는 펌프 토크보다 커지며 토크의 증대가 이루어진다. 그러나 스테이터 내부의 유체의 유동방향이 스테이터 하우징으로부터 반대방향의 토크를 필요로 할 때 일방향 클러치는 스테이터의 회전을 허용하게 되며 이때 스테이터의 속도는 요소 내부 유체의 각운동량이 보존되는 상태의 속도로 정해지게 된다. 이런 경우 펌프와 터빈의 토크는 동일하며 이러한 운동상태를 커플링(coupling) 상태라고 한다. 또한, 터빈의 속도가 펌프의 속도보다 커지는 경우 유체흐름의 방향은 반대로 바뀌며 스테이터는 계속 회전하게 되는데 이때, 터빈은 펌프를 구동시키는 격이 되며 펌프의 토크와 터빈의 토크는 동일하게 된다.

스테이터는 펌프속도와 터빈속도의 비가 어느 일정한 값 이상일 때 회전하게 되는데 이러한 임계속도비는 토크 컨버터의 설계변수에 따라 정해진다. 임계속도비 이하의 상태에서 스테이터는 일방향 클러치에 의해 구속되어 회전하지 않게 되고, 이때 스테이터에 의해 회수되는 각운동량에 의해 토크의 증대가 이루어진다. 임계속도비 이상의 영역은 커플링 영역으로서 그 효율이 낮으므로 록업 클러치(lock-up clutch)를 결합하여 펌프와 터빈축을 직결시킴으로써 토크 컨버터의 효율을 증대시킨다.

2.2 토크 컨버터의 모델링^(2,4)

토크 컨버터의 운동방정식은 펌프, 터빈, 스테이터 각속도($\omega_p, \omega_t, \omega_s$)와 유량(Q)의 4개 변수로 표시되며 펌프에 대한 각운동량식, 터빈에 대한 각운동량식, 스테이터에 대한 각운동량식 그리고 토크 컨버터 전체에 대한 에너지 평형식 등 4개의 식으로 구성된다. 이를 위한 기본 가정은 다음과 같다.

- (1) 토크컨버터의 모델링은 이산계(lumped parameter system)로 한다.
- (2) 삼차원의 실제 유체는 아래에 나열되는 여러 가지의 식들이 모두 유효한 하나의 적당한 평유선을 따라 흐른다.
- (3) 펌프, 터빈, 스테이터 각각의 요소 사이의 간격은 무시한다.
- (4) 각 요소의 날개의 두께는 무시한다.
- (5) 온도의 영향은 고려하지 않는다.
- (6) 유체는 비압축성으로 한다.
- (7) 펌프축과 터빈축의 강성은 무시한다.

먼저 펌프, 터빈, 스테이터에 대한 각운동량식에 대해 생각한다. 임의의 검사체적(control volume)을 생각할 때 임의의 유선상의 유체질점에 대한 각운동량식은 다음과 같다.

$$\tau = \int_{cv} \frac{\partial}{\partial t} (r \times V) \rho dV + \int_{cs} (r \times V) \rho (V \cdot dA) \tag{1}$$

식(1)의 검사체적을 토크 컨버터의 셸/코어 등의 기계적인 요소 부분과 유동유체를 포함하는 토러스(torus)형태로 생각한다. Fig. 2는 토크 컨버터 해석을 위한 좌표계로서 토러스방향으로의 임의의 유선에 접하는 국소 좌표계(local coordinate) oxyz

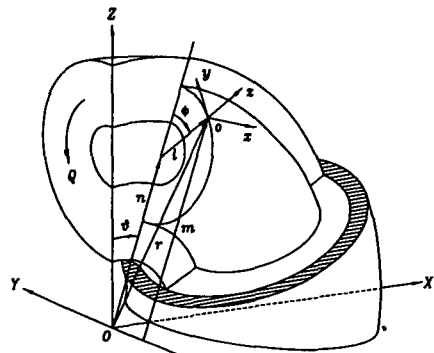


Fig. 2 Coordinate system of torque converter

를 고려한다.

식(1)의 각 벡터량을 Fig. 2의 Y축 성분으로 표현하면 다음과 같다.

$$(\mathbf{r} \times \mathbf{V})_y = m^2 \dot{\omega} + m u \sin a \quad (2)$$

$$\int_{cv} \frac{\partial}{\partial t} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}) \rho dV = \int_{cv} (m^2 \dot{\omega} + m u \sin a) \rho dV \quad (3)$$

$$\mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = u \cos a dA \quad (4)$$

각 요소에 대한 각운동량식은 (2)~(4)를 (1)에 대입하여 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \tau = & \int_{cv} (m^2 \dot{\omega} + m u \sin a) \rho dV \\ & + \int_{cs, out} (m^2 \dot{\omega} + m u \sin a) u \cos a \rho dA \\ & - \int_{cs, in} (m^2 \dot{\omega} + m u \sin a) u \cos a \rho dA \quad (5) \end{aligned}$$

다음으로 등가반경 R과 등가유선 L을 가정하기 위하여 다음의 그림을 고려한다.

등가유선 L은 Fig. 3에서와 같이 평균유선으로 가정하며 등가 반경 R은 중심축에서 등가유선 L에 이르는 거리로 가정한다. Fig. 3은 Fig. 2의 3차원 좌표계에서 토크 컨버터를 Y-Z 평면으로 잘라 표시한 그림이고 Fig. 4는 토크 컨버터의 3차원 유동을 설명하기 위하여 Fig. 3의 단면 M₁-M₂를 나타낸 그림이다. Fig. 3과 Fig. 4에서 하첨자는 펌프, 터빈, 스테이터 각각의 입구와 출구를 표시하며 R, A, a 각각은 등가반경, 등가면적 그리고 등가 날개각도를 표시한다. 이상의 등가 파라미터의 가정으로 임의의 반경 m에 대한 적분식 (5)는 다음과 같이 간단히 정리된다.

$$\begin{aligned} \tau = & I \dot{\omega} + \rho S Q + \rho Q \left(R^2 \dot{\omega} + \frac{R t \tan a}{A} Q \right)_{out} \\ & - \rho Q \left(R^2 \dot{\omega} + \frac{R t \tan a}{A} Q \right)_{in} \quad (6) \end{aligned}$$

여기서,

I = 유체 관성과 기계적 관성을 포함한 전체관성

$$S = \int_{cv} R \tan a dL$$

펌프의 속도가 터빈의 속도보다 빠른 경우에 대한 각 회전 요소의 각운동량식은 식(6)에 의해 부록의 식(22~24)과 같이 정리된다.⁽⁴⁾

다음으로 에너지 평형식에 대해 생각한다. 즉 토크 컨버터의 입력파워는 출력파워와 파워손실, 그

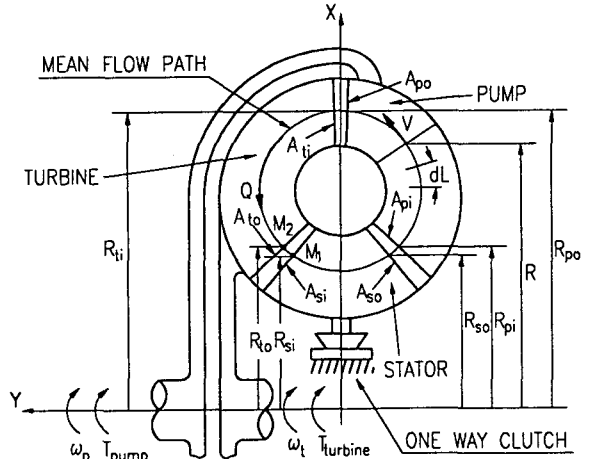


Fig. 3 Cross section of a torque converter

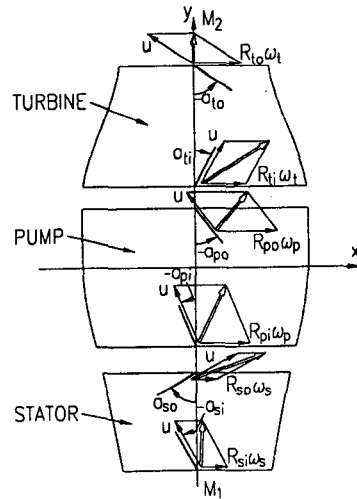


Fig. 4 Cross section : M1-M2

리고 토크 컨버터의 내부 에너지 증가분과 같으므로 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$P_{in} = P_{out} + \frac{dE}{dt} + P_{loss} \quad (7)$$

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

$$P_{out} = T_t \omega_t$$

$$T_s \omega_s = 0$$

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

식(6)에 의해 정리된 각 요소의 각운동량식인 부록의 식(22~24)식을 식(7)에 대입하여 펌프의 속

도가 터빈의 속도보다 빠른 경우에 대해 정리하면 부록의 식(25)과 같다. 식(7)의 파워 손실은 유체 속도에 관계되는 마찰손실(friction loss)과 각 요소간의 접선방향의 회전속도의 차이에 기인하는 충격손실(shock loss)로 나누어 생각할 수 있다.

$$P_t = \frac{P_{loss}}{\rho Q} = P_{fr} + P_{st} \quad (8)$$

$$P_{fr} = \frac{1}{2} C_{fr} Q^2 \left(\left(\frac{1 + \tan^2 \alpha}{A^2} \right)_{pump} + \left(\frac{1 + \tan^2 \alpha}{A^2} \right)_{turbine} + \left(\frac{1 + \tan^2 \alpha}{A^2} \right)_{stator} \right) \quad (9)$$

$$P_{st} = \frac{1}{2} (C_{sh,p} V_{sh,p}^2 + C_{sh,t} V_{sh,t}^2 + C_{sh,s} V_{sh,s}^2) \quad (10)$$

마찰 손실계수 C_{fr} 과 충격 손실계수 C_{sh} 는 경험 및 실험에 의해 결정되는 계수이나 C_{fr} 은 대개 0.2~0.3, C_{sh} 는 1근처의 값을 갖는 것으로 알려져 있다.

2.3 등가 파라미터의 결정

앞에서 유도된 토크 컨버터의 운동방정식은 등가 유선 상에서의 등가 파라미터로 표현되므로 가정한 등가 파라미터는 동력학적으로 상등인 값이어야 한다는 전제를 포함하고 있다. 즉 토크 컨버터의 등가반경, 등가 날개각도 등은 실제적인 설계 치수와 동일하지 않으며 이들의 등가의 값은 등속 상태에서 실시한 성능실험 결과와 운동방정식의 결과를 비교함으로써 역으로 추출해야 한다. 등속 상태에서의 성능실험 결과와 이론치를 비교하기 위하여 등속상태에 대한 토크 방정식을 구해야 하는데 이는 부록의 식(23~26)에서 관성이 포함된 미분항을 제거한 형태이다. 이 때 식(25)은 스테이터가 정지하는 경우에는 스테이터의 반력을 계산하기 위해 사용되며 커플링점 이후 스테이터가 회전하는 경우에는 스테이터의 반력이 없으므로 스테이터의 각속도의 결정을 위해 사용된다. 이러한 스테이터의 불연속적 거동을 나타내는 식(25)은 다른 두 각운동량식(23, 24)의 선형 조합이므로 파라미터 추출을 위한 식은 각운동량식 2개와 에너지 평형식 1개로 생각할 수 있다. 토크 컨버터 성능실험은 펌프축이 터빈축을 회전시키는 상태 즉, 내부 유량 Q 가 펌프에서 터빈으로 흐르는 상태에서 실시되므로 파라미터 추출을 위한 식들도 이 경우에 해당하는 것이어야 한다.

파라미터 추출을 위한 식들을 계수 X_i 와 토크 컨버터의 성능 변수인 속도비, 토크비, 용량계수 등으로 정리하면 다음과 같다.

$$\omega_r = \frac{\omega_t}{\omega_p}, \quad t_r = \frac{T_t}{T_p}, \quad K_t = \frac{\omega_p}{\sqrt{T_p}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{K_t^2} = X_1 \left(\frac{Q}{\omega_p} \right) + X_2 \left(\frac{Q}{\omega_p} \right)^2 \quad (12)$$

$$t_r = \frac{X_1 - X_3 \omega_r + X_4 \left(\frac{Q}{\omega_p} \right)}{X_1 + X_2 \left(\frac{Q}{\omega_p} \right)} \quad (13)$$

$$X_5 \left(\frac{Q}{\omega_p} \right)^2 + (X_4 + X_7) \omega_r \left(\frac{Q}{\omega_p} \right) + (X_{10} - X_3) \omega^2 + (X_6 - X_2) \left(\frac{Q}{\omega_p} \right) + (X_1 + X_8) \omega_1 + (X_8 - X_1) = 0 \quad (14)$$

계수 X_i 는 구하려는 등가 파라미터들로 표현되는 함수로서 이에 대한 자세한 식은 부록의 식(27~36)에 정리하였다. Q/ω_p 는 위의 세 식을 연결하는 매개변수로 생각할 수 있다. 따라서 특성 파라미터의 추출은 1개의 equality constraint equation, 식(14)와 계수 X_i 에 대한 inequality constraint equation을 갖으며 식(12)와 (13)에 의한 이론치와 실험치의 오차를 최소화하는 문제로 생각할 수 있다. 즉, 이상의 최소화 문제를 요약하면 다음과 같다.

minimize *error*

$$F_{error} = \frac{1}{N_{data}} \sum_{i=1}^{N_{data}} \left((t_{r,data} - t_{r,model})^2 + (K_{t,data} - K_{t,model})^2 \right)$$

subject to

$$\text{equality constraint equation} \quad (14)$$

inequality constraint equation :

$$X_{i,min} \leq X_i \leq X_{i,max}, \quad (i=1 \sim 9) \quad (15)$$

여기서, $X_{i,min}$, $X_{i,max}$ 는 i 번째 파라미터의 물리적인 의미를 갖는 값의 범위를 의미한다. 본 연구에서는 이와 같은 파라미터 추출을 위한 수치해법으로 BOX 프로그램⁽⁸⁾을 이용하였다. BOX 프로그램은 최소화 문제에서 대상함수(object function)의 미분량을 구하기 어렵거나 대상 함수의 국부 최소치(local minimum)가 많은 경우에 쉽게 적용하여 사용할 수 있는 장점이 있으며 global minimum으로 수렴하는 특징이 있다. Fig. 5는 BOX 프로그램에 의해 추출된 등가 파라미터를 이용하여 구한 이론

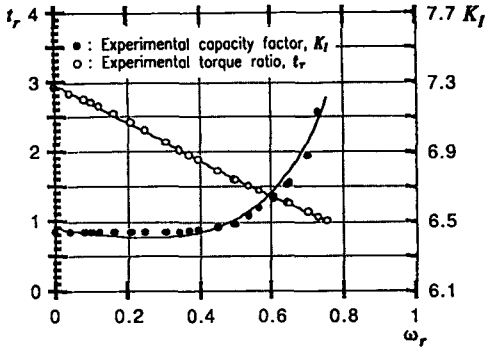


Fig. 5 Performance curve of a torque converter

적인 성능과 성능실험 결과를 비교한 것이다.

3. 동력전달계의 변속과도특성 해석

3.1 동력전달계의 모델링

Fig. 6은 토크 컨버터를 포함한 동력전달계의 구성을 나타내는 그림이다. 연구대상 차량은 5개의 다판 클러치가 3개의 유성기어군을 구축하여 필요한 속비를 결정하는 자동변속 중부하 차량이다.

동력전달계의 구성 요소로서는 엔진, 토크 컨버터, 록업 클러치, 유성 기어계 (planetary gear system), 다판 클러치 (multi-plate clutch) 그리고 차량 및 주행부하계로 나눌 수 있다. 이 시스템에서 엔진은 변속시에도 풀스로틀 상태를 유지하며 변속구간에서 엔진 거버너 (governor)의 효과가 많이 나타난다. 본 연구에서 엔진에 대한 모델링은 거버너 특성을 포함한 성능곡선을 이용하였다. 토크 컨버터는 앞에서 언급한 운동방정식을 사용하였

고 록업클러치는 정해진 록업 시점에서 작동하며 마찰에 의한 과도 상태는 클러치의 마찰이론을 그대로 이용하였다. 유성기어로 구성되는 변속기어열은 변속시의 과도특성에 직접적인 영향을 미치는 부분이므로 이를 상세히 모델링하였다. 유성 기어계의 강성을 무시하였고 속도 및 토크관계식을 고려하였다. 유성기어의 운동을 구축하는 클러치는 다판 클러치로서 그 동적, 정적 마찰계수를 고려하여 Fig. 7과 같이 유효 마찰계수를 클러치 작동요소의 상대 속도에 따라 지수 함수적으로 변화하도록 하였다.

차량의 등가관성은 전체 차량의 질량이 캐터필러 끝에 집중되어 있는 등가계로 모델링 하였고, 주행 부하는 주행부하곡선을 이용하였다. 그 밖에 각 요소의 관성은 이산계로 고려하여 등가 관성으로 처리하였고 각 축의 관성 및 서스펜션의 효과는 무시하였다. 이상의 모델링을 바탕으로 한 Fig. 6의 동력전달계의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha (T_{pump} + T_{LOCK}) \quad (16)$$

$$I_{T2} \dot{\omega}_t = T_{turbine} + T_{LOCK} - T_{K4R} - T_{S3} - T_{S2} - T_{S1} \quad (17)$$

$$I_{B3} \dot{\omega}_{B3} = T_{K4R} + T_{S3} - T_{R2} - T_{B2} \quad (18)$$

$$I_{B2} \dot{\omega}_{B2} = T_{R3} + T_{S3} - T_{R2} - T_{B2} \quad (19)$$

$$I_{B1} \dot{\omega}_{B1} = T_{R2} + T_{S2} - T_{R1} - T_{B1} \quad (20)$$

$$I_R \dot{\omega}_R = T_{R1} + T_{S1} - T_R - T_{R0} \quad (21)$$

$$I_V \dot{\omega}_{out} = T_{R0} + T_{S0} - \beta T_V \quad (22)$$

3.2 시뮬레이션 프로그램

식 (16~22)으로 나타나는 동력전달 시스템의 기본 운동방정식을 변속 상태별로 구성하여 변속과정

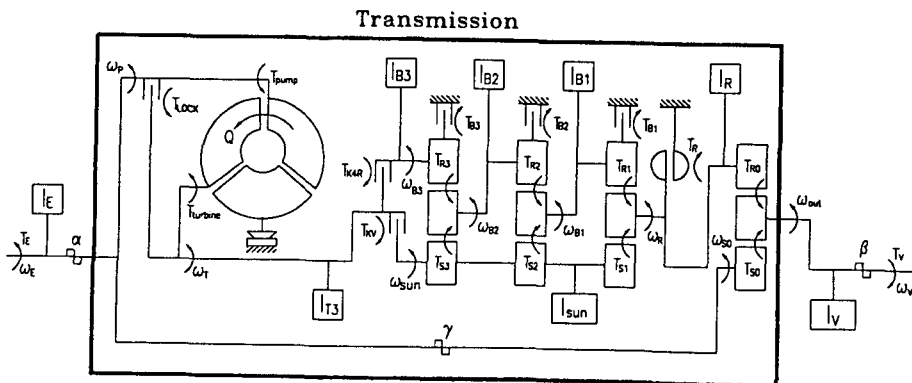


Fig. 6 Modeling of an automatic transmission equipped vehicle

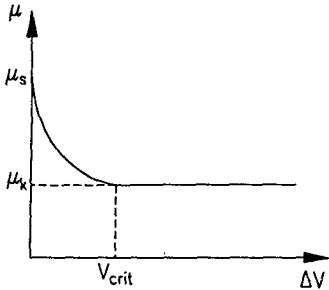


Fig. 7 Variation of frictional coefficients

동안 나타나는 과도특성을 고찰할 수 있는 전용프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램에서 변속장치의 각 구성요소들은 서브루틴(subroutine)화하였고 시스템의 운동방정식의 수치해법으로는 4차의 Runge-Kutta법을 이용하였다.

개발된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 1단에서 2단으로의 상단변속과 자동변속에 의한 주행상태를 해석하였다. 상단변속 시뮬레이션을 통하여 엔진과 직결되어 있는 토크 컨버터의 펌프, 터빈, 스테이터의 거동 및 컨버터 내부의 유동량을 자세히 고찰하였다. 그리고 전 변속구간에 걸쳐 주행시뮬레이션을 수행하여 실험과 비교함으로써 본 연구가 제시한 모델링의 타당성을 검증하였다. 토크 컨버터의 록업클러치의 록업 시점은 차량이 등속으로 주행하는 경우 펌프와 터빈의 일정 속도비로 정하는 것이 바람직하나 본 연구에서는 엔진의 스톱틀량을 고려하여 터빈의 속도로 정하였다.

3.3 실증실험

시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 연구대상 차량의 동력전달계 다이내모미터(dynamometer)실험을 통하여 실증실험을 실시하였다. 엔진과 변속장치를 다이내모미터에 연결하고 차량의 관성효과는 플라이휠(flywheel)의 관성으로, 차량의 주행부하는 수력저항을 이용하였다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 변속 과도현상 해석결과

Fig. 8은 1단에서 2단으로의 변속시 펌프속도 V_p , 터빈속도 V_t , 스테이터 속도 V_s , 차량속도 V_o 를 나타낸 것으로서 토크 컨버터의 특성을 좌우하는 스테이터의 거동을 잘 나타내고 있고 Fig. 9는 주

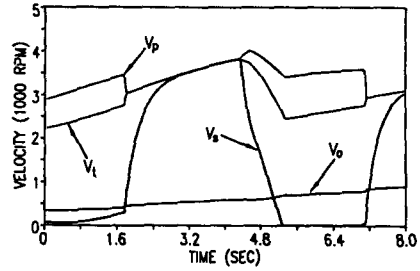


Fig. 8 Driving simulation (shifting 1 → 2) : pump velocity (V_p), turbine velocity (V_t), stator velocity (V_s), output velocity (V_o)

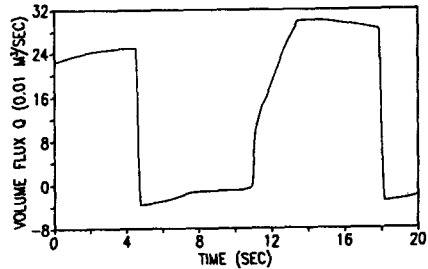


Fig. 9 Driving simulation (shifting 1 → 2) : volume flux (Q) in torus path

행시의 컨버터 내부의 유량변화를 나타내고 있다. 스테이터는 1단의 상태에서 변속이 일어나기 직전에 서서히 회전하기 시작하는데 이것은 토크 컨버터의 효율이 떨어지고 있음을 뜻한다. 이 시점에서 록업클러치가 작동하여 펌프와 터빈을 직결함으로써 효율을 증대시킨다. 이 때 펌프측은 엔진의 관성에 연결되어 있고 터빈측은 차량의 관성에 연결되어 있기 때문에 엔진의 속도 감소량이 터빈의 속도 증가량보다 크다. 펌프측과 터빈측의 직결점에서 내부 유량은 급격히 감소하여 곧 정지하게 되며, 두 축의 결합 직후, 스테이터는 갑작스런 운동량의 변화로 인하여 급속히 증속되어 유체에 의한 펌프와 터빈간의 운동량 전달이 없는 상태에서 등속을 유지한다. 록업에 의해 속도가 떨어진 엔진은 최대 출력 토크점 근처에서 차량을 가속시키며 증속한다. 록업은 토크 컨버터의 효율을 증가시키는 동시에 엔진의 출력 토크를 증가시키기 때문에 일종의 변속과 같은 의미를 갖는다.

록업된 상태에서 차량 속도가 변속시점에 이르면 변속 알고리즘(TCU)에 의해 먼저 토크 컨버터의 록업이 풀리게 되고, 곧이어 변속할 다음 단수인 2단의 클러치의 결합이 시작된 후 잡혀있던 기존 단

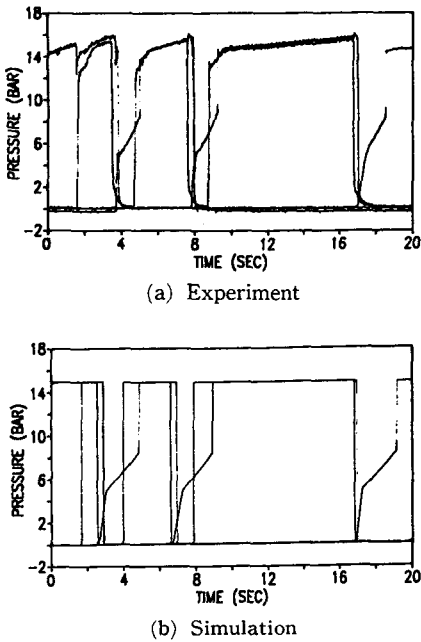


Fig. 10 Driving simulation (shifting 1 → 4) : pressure

수인 1단의 클러치가 분리된다. Fig. 8에서는 이러한 일련의 과정이 잘 보이지 않으나 Fig. 10의 유압 클러치 작동 압력의 결과를 보면 이를 확인할 수 있다. 이와 같이 1단의 클러치와 2단의 클러치가 동시에 잡혀있는 구간을 두는 이유는 변속과정에서 동력전달을 확실하게 함으로써 제어를 용이하게 하고자 하는 뜻이 있으며 컨버터의 록업클러치가 분리된 직후 컨버터에 부하를 높여 줌으로써 토크 컨버터의 속도비를 토크 컨버터의 동력전달이 가능한 저 속도비 영역으로 빨리 저감시키는 효과가 있다. 즉 록업이 풀린 직후, 토크 컨버터의 속도비는 1이기 때문에 엔진부와 차량 부하계와의 동력 전달이 끊긴 상태가 된다. 이 때문에 엔진은 갑자기 부하가 제거된 상태에 놓이게 되어 엔진 속도가 급격히 증가하게 된다. 이 과정에서의 엔진속도의 증가는 곧 이어질 변속 클러치의 결합 시간 및 부하를 증가시키는 요소가 되기 때문에 변속구간 초기의 엔진속도의 증가량의 저감이 필요하게 된다. Fig. 8에서 이와 같은 엔진의 거동을 확인할 수 있다. 이러한 클러치의 결합 순서는 상단 변속에서의 순서와 하단 변속에서의 순서가 다른데 이는 결합하는 변속 클러치에 부과되는 부하량에 대해 생각하면 설명이 된다. 즉, 상단변속인 경우에는 변속이 클러치의 부하가 증가되는 단수로의 변이므로 클

러치의 부하량을 덜어주기 위하여 변속할 단수의 클러치를 먼저 결합하기 시작한다. 그러나 하단변속인 경우에는 그와 반대이므로 이러한 중부 결합의 구간을 두지 않는다. 변속클러치인 2단 클러치가 결합하게 되면서 클러치의 슬립 토크(slip torque)는 토크 컨버터의 터빈축을 통하여 펌프축에 부하를 주게 되고 이러한 펌프축의 부하는 엔진 속도를 떨어뜨리게 된다. 슬립 과정이 진행되어 토크 컨버터의 속도비가 점차 작아지게 되면 이러한 부하 토크는 더욱 커진다고 생각할 수 있으므로 변속 완료점 직전의 엔진 속도의 감속 정도가 초기의 감속 정도보다 더욱 큼을 확인할 수 있다. 변속 클러치가 결합하는 과정에서 스테이터의 속도는 급격히 감속하여 변속 완료점 이전에 일방향 클러치에 의해 정지하게 되며 내부 유량은 스테이터와는 반대로 그 크기가 급격히 증가하여 변속 완료점 이후 서서히 감소하게 된다.

4.2 자동변속 주행 시뮬레이션 해석결과 및 실험결과

Fig. 10은 연구 대상차량의 변속 클러치에 가해지는 작동 압력을 나타내고 있고 Fig. 11은 1단에서 4단까지의 자동변속시의 펌프, 터빈, 차량의 속

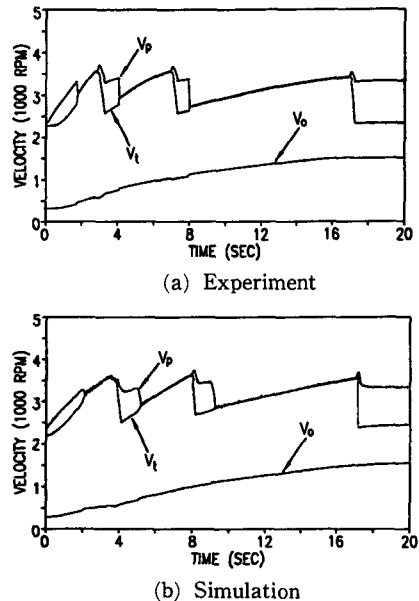


Fig. 11 Driving simulation (shifting 1 → 4) : pump velocity (V_p), turbine velocity (V_t), output velocity (V_s)

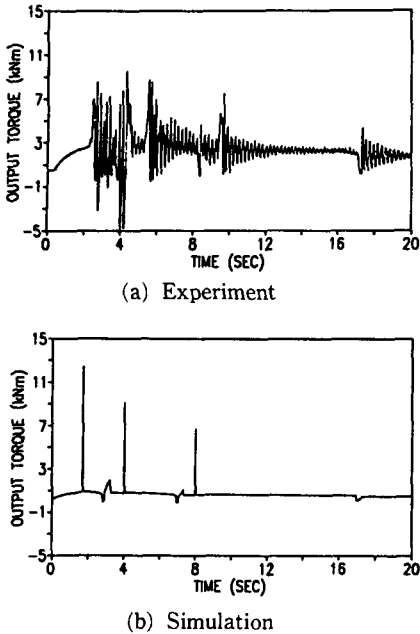


Fig. 12 Driving simulation (shifting 1 → 4) : output torque

도를 나타내고 있으며 Fig. 12는 변속장치의 출력 토크를 나타내고 있다. Fig. 10의 작동 압력은 실험결과와 동일한 형태와 값으로 프로그램의 데이터로 활용하였다. Fig. 11과 Fig. 12의 결과는 전체적으로 실험결과가 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 본 연구에서는 변속장치의 축강성을 무시하였기 때문에 해석결과에서는 실험결과의 출력 토크의 변동이 나타나지 않으며 최대 토크의 크기 또한 실험치보다 크음을 알 수 있다. 또한 본 시스템은 변속시보다 록업시의 과대 토크가 더욱 크음을 알 수 있는데 이는 Fig. 10에서 보이는 바와 같이 변속시의 계단형 압력변조의 형태를 취하지 않았기 때문이라고 할 수 있다. 즉 록업시의 과대 토크를 줄이기 위해서는 무엇보다도 압력 변조를 통하여 작동 압력을 적절하게 조절하여야 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 토크 컨버터의 과도상태에 대한 모델링을 이용하여 컨버터를 장착한 차량의 변속시 과도 특성을 해석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 1단에서 2단 및 1단에서 4단으로의 자동주행 상태를 해석하였다. 해석결과를 요약하면

다음과 같다.

(1) 변속과 같은 급격한 과도상태에서는 토크 컨버터의 비선형적 특성은 전체 차량의 주행성능에 큰 영향을 미치므로 이에 대한 이론적 해석을 수행하는 경우 토크 컨버터는 어떠한 주행상태에서도 그 성능을 표현할 수 있도록 상세히 모델링되어야 한다. 본 연구에서 사용한 1차원 성능 모델링은 해석결과와 실험결과와의 비교를 통하여 그 신뢰성이 입증되었다.

(2) 토크 컨버터의 1차원 성능 모델에 의한 운동 방정식은 등가 파라미터들로 표현되므로 이들 등가 파라미터들은 실험결과를 바탕으로 결정되어야 한다. 본 연구에서는 이러한 등가 파라미터를 추출하기 위하여 등가 파라미터로 표현되는 오차 함수를 구성하였다. 등가 파라미터의 추출은 구성된 오차 함수의 최소화 문제로 생각할 수 있으며 파라미터의 등가의 값은 BOX 프로그램을 이용하여 얻을 수 있었다.

(3) 개발된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 1단에서 2단까지의 변속과정을 해석하여 변속과정 동안의 토크 컨버터 각 회전요소의 속도 및 내부 유동량의 변화 그리고 변속시의 시스템 거동과의 복합 특성을 고찰하였다.

(4) 록업클러치의 분리로 시작되는 변속과정에서 변속 클러치들의 중복 결합의 영향을 토크 컨버터와 엔진의 동적 거동에 관련하여 분석하였다.

(5) 자동변속 알고리즘을 고려하여 1단에서 4단까지의 자동변속 주행상태를 해석하였고, 이를 통하여 록업시의 과대 토크가 변속시의 과대 토크보다 크며 이는 작동압력의 변조형태가 가장 주요한 요인임을 알 수 있었다.

후 기

이 연구를 지원하여 준 터보·동력기계연구센터 및 국방과학연구소에 감사한다.

참고문헌

- (1) Cartwright, B. E., 1973 "Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission," SAE, New York. pp. 165~240.
- (2) Ishihara, T. and Emory, R. I., 1966, "Torque Converter as a Vibration Damper and Its Tran-

sient Characteristics," *SAE 660368*.

- (3) Allan, J. Kotwicki, 1982, "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles," *SAE 820393*.
- (4) Hrorat, D. and Tobler, W. E., 1985 "Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converters," *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 319, No 1/2. pp.93~114.
- (5) Tsangarides, M. C. and Tobler, W. E., 1985, "Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch," *SAE 850461*.
- (6) 임원식, 1991, 2. "토크 컨버터를 장착한 차량의 변속과도특성에 관한 연구," 서울대학교 공학 석사논문,
- (7) 박영일, 1991 "차량용 변속장치의 변속과도 특성에 관한 연구," 서울대학교 공학박사 학위논문
- (8) James, L. Kuester and Joe H. Mize, *Optimization Techniques with Fortran*, Mc-Graw Hill.

부 록

펌프축 속도가 터빈축 속도보다 큰 경우 펌프, 터빈, 스테이터 각각의 각운동량식과 에너지 평형식을 정리하면 다음과 같다. ⁽⁴⁾

$$I_p \dot{\omega}_p + \rho S_p \dot{Q} = -\rho Q \left(\left(R_{po}^2 \omega_p + \frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} Q \right) - \left(R_{so}^2 \omega_s + \frac{R_{so} \tan a_{so}}{A_{so}} Q \right) \right) + T_p \quad (23)$$

$$I_t \dot{\omega}_t + \rho S_t \dot{Q} = -\rho Q \left(\left(R_{to}^2 \omega_t + \frac{R_{to} \tan a_{to}}{A_{to}} Q \right) - \left(R_{po}^2 \omega_p + \frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} Q \right) \right) - T_t \quad (24)$$

$$I_s \dot{\omega}_s + \rho S_s \dot{Q} = -\rho Q \left(\left(R_{so}^2 \omega_s + \frac{R_{so} \tan a_{so}}{A_{so}} Q \right) - \left(R_{to}^2 \omega_t + \frac{R_{to} \tan a_{to}}{A_{to}} Q \right) \right) + T_s \quad (25)$$

$$\begin{aligned} S_p \dot{\omega}_p + S_t \dot{\omega}_t + S_s \dot{\omega}_s + L_f \dot{Q} \\ = \left(\frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} - \frac{R_{so} \tan a_{so}}{A_{so}} \right) Q \omega_p \\ + \left(\frac{R_{to} \tan a_{to}}{A_{to}} - \frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} \right) Q \omega_t \\ + \left(\frac{R_{so} \tan a_{so}}{A_{so}} - \frac{R_{to} \tan a_{to}}{A_{to}} \right) Q \omega_s \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} + R_{po}^2 \omega_p^2 + R_{to}^2 \omega_t^2 + R_{so}^2 \omega_s^2 \\ - R_{po}^2 \omega_p \omega_t - R_{to}^2 \omega_t \omega_s - R_{so}^2 \omega_p \omega_s - \frac{P_{loss}}{\rho Q} \end{aligned} \quad (26)$$

여기서, $S_p = \int_{CV} \rho_{pump} R \tan a \, dL$
 $S_t = \int_{CV} \rho_{turbine} R \tan a \, dL$
 $S_s = \int_{CV} \rho_{stator} R \tan a \, dL$
 $L_f = \int_{t \text{ to } t} \frac{1}{A \cos^2 a} \, dL$

등가 파라미터 추출을 위한 계수 $X_i (i=1 \sim 9)$ 는 다음과 같다.

$$X_1 = \rho R_{po}^2 \quad (27)$$

$$X_2 = \rho \left(\frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} - \frac{R_{so} \tan a_{so}}{A_{so}} \right) \quad (28)$$

$$X_3 = \rho R_{to}^2 \quad (29)$$

$$X_4 = \rho \left(\frac{R_{po} \tan a_{po}}{A_{po}} - \frac{R_{to} \tan a_{to}}{A_{to}} \right) \quad (30)$$

$$\begin{aligned} X_5 = \frac{C_{sh,p}}{2} \left(\frac{\tan a_{so} - \tan a_{pi}}{A_{po}} \right)^2 \\ + \frac{C_{sh,t}}{2} \left(\frac{\tan a_{po} - \tan a_{ti}}{A_{po}} \right)^2 \\ + \frac{C_{sh,s}}{2} \left(\frac{\tan a_{to} - \tan a_{si}}{A_{to}} \right)^2 \\ + \frac{C_{fr}}{2} \left(\frac{1 + \tan^2 a_{po}}{A_{po}^2} + \frac{1 + \tan^2 a_{to}}{A_{to}^2} \right. \\ \left. + \frac{1 + \tan^2 a_{so}}{A_{so}^2} \right) \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} X_6 = -\rho C_{sh,p} \frac{R_{so}}{A_{po}} (\tan a_{so} - \tan a_{pi}) \\ + \rho C_{sh,t} \frac{R_{po}}{A_{po}} (\tan a_{po} - \tan a_{ti}) \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} X_7 = -\rho C_{sh,t} \frac{R_{po}}{A_{po}} (\tan a_{po} - \tan a_{ti}) \\ - \rho C_{sh,t} \frac{R_{to}}{A_{to}} (\tan a_{to} - \tan a_{si}) \end{aligned} \quad (33)$$

$$X_8 = \frac{\rho}{2} (C_{sh,p} R_{so}^2 + C_{sh,t} R_{po}^2) \quad (34)$$

$$X_9 = -\rho C_{sh,t} R_{po}^2 \quad (35)$$

$$X_{10} = \frac{\rho}{2} (C_{sh,s} R_{to}^2 + C_{sh,t} R_{po}^2) \quad (36)$$