

전자제어식 자동변속기 장착 승용차의 구동성능 해석

Analysis of Driving Performance for the Passenger Car Equipped with an Electronically Controlled Automatic Transaxle

김선일 · 임원식

S. I. Kim and W. S. Lim

Key Words : Driving Performance(구동 성능), Lock up Clutch(록업 클러치), Planetary Gear(유성 기어), Driving Resistance(주행 저항), Accelerating Performance(가속 성능) Slip Ratio(속도비), Driving Force(구동력), Maximum Speed(최고 속도)

Abstract : In this study, electronically controlled automatic transmission adopted on a sub compact model in the market was modelled, and the driving performances of the transmission were simulated with the models. Kinetic and dynamic models of working components are established. The driving simulation program is developed with those models, and the various driving conditions are analyzed. With the results, the dynamic behaviour of the engine and the automatic transmission is easily understood. Especially, the transient performances of torque converter and clutches are deeply analyzed. Skipping the vehicle road test by using this analyzing tool, we can expect the cost down and the reduction of the development period of automatic transmission.

기호 설명

T_e : 엔진 토크[N · m]

I_e : 크랭크축의 관성[N · m · s²]

θ_e : 엔진 각가속도[°/s]

α : 스로틀 개도량[%]

Ω : 각속도 [°/s]

λ : 미끄럼율[%]

1. 서론

자동변속기(Automatic Transmission, AT)는 1939년 미국의 GM사에서 최초로 실차 적용을 시발로 장착 비율이 해가 거듭될 수록 늘고 있는데, 이는 자동변속기 차량이 제공하는 운전성 향상과 주행 안정성 때문일 것이다. 1982년 승용차 부문 자동변속기 채택 통계를 보면 일본 35.1%, 미국 84% 이

었던 상황에서 '99년 말 기준으로 일본, 미국이 각각 89%, 92%까지 상승되었고, 국내에서도 고급 승용차의 경우 100%에 가까운 상황이다.¹⁾ 변속장치에 대한 연구는 SAE를 중심으로 많은 연구 결과가 보고되고 있으며, 자동변속장치의 성능 향상을 위한 다양한 연구가 진행 중에 있고, 자동변속 장치의 종합 설계자료가 발간되고 있다.^{2,3)} 자동변속기는 수동변속기에 비해 구조가 복잡하여 제작단가가 높으며, 연료 소모율이 높고 유단 변속으로부터 발생하는 변속 충격이 문제점으로 인식되고 있다. 이러한 성능 상의 문제는 동력전달계 구성요소들의 동적 특성들과 변속 제어 알고리즘의 특성에 의해 결정되므로 성능 향상을 위한 효과적인 방법은 동력전달계에 대한 수치해석 프로그램을 개발하여 다양한 주행 상태를 분석하고 최적의 대안을 제시하는 것이다. 본 연구에서는 자동변속기의 단점인 높은 연료 소모율, 복잡한 구조로 인한 제작비 상승, 유단 변속에 의한 변속 충격 등의 문제점을 개선시키기 위한 방법으로 세밀한 변속 제어 알고리즘의 개발과 동적 특성에 관한 연구를 수행하였다.

차량의 전반적인 동력성능을 예측하기 위하여

접수일 : 2002년 2월 1일

김선일 : 한국자동차정비학원

임원식 : 서울산업대학교 자동차공학과

자동변속기를 포함한 차량 전체의 동적 모델을 개발하고, 이를 동역학 해석 프로그램인 POTAS MSM에 적용하여 차량의 구동성능을 분석하였다. 특히, 차량 속도와 스로틀 밸브 개도량에 의해 결정되는 엔진 출력 토크에 대해 상세한 모델링을 수행하였고, 자동 변속차량의 성능에 지대한 영향을 미치는 토크 컨버터에 대해서는 성능곡선 모델을 적용하였다. 해석 결과로서 실험적 관측이 난해한 토크 컨버터 내부의 스테이터 운동 형태와 토러스 유동량의 변화에 대해 고찰하였고, 엔진 아이들 상태에서 풀 스로틀로 변화시키면서 출발하는 다양한 주행성능을 분석하였다.

2. 동력전달계 구성요소의 모델링

2. 1 차량의 모델링

동력전달계에서 차량은 강체로 고려되며 등가 회전 관성으로 모델링된다. 이때 그 값은 차량의 선형 운동에너지와 등가 관성의 회전 운동 에너지가 같다는 개념을 바탕으로 결정된다.

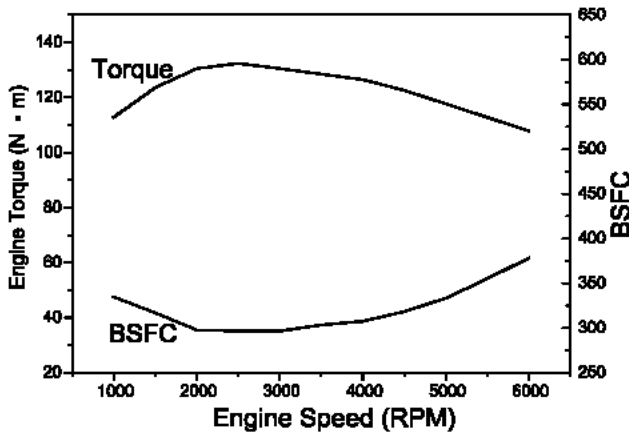


Fig. 1 Engine torque & BSFC

2. 2 엔진의 모델링

엔진의 모델링은 엔진의 연소 현상을 포함하여 모델링하는 방법과 정속 상태에서 실험을 통하여 구한 엔진 성능 데이터 값을 이용하는 방법이 있다. 정속 시험 데이터를 이용하는 방법은 정적인 상태에서 구한 성능 값이므로 과도 상태에서는 약간의 오차가 발생할 수 있다. 그러나 그 오차의 크기가 작은 반면에 사용자가 이용하기 간편하다는 이점이 있다. 본 연구에서는 후자를 이용하기로 하였다. Fig. 1은 K사의 1,500cc 엔진의 풀 스로틀 출력특성을 나타낸 것으로 상단부가 토크, 하단부가 연료 소비율을 표시한 것이다.⁴⁾

엔진의 출력 토크(T_e)와 연료 소비량(F_e)은 엔진의 회전속도(ω_E)와 스로틀 개도량(a)의 함수로 모델링될 수 있다.

임의의 스로틀 개도량과 엔진 회전수에 대한 출력 토크 및 연료소비량은 큐빅 스플라인 내삽법(cubic spline interpolation)을 이용하여 처리하였다.⁵⁾

$$T_e = T_e(\omega_E, a), \quad F_e = F_e(\omega_E, a) \quad (1)$$

2. 3 토크 컨버터의 모델링

자동변속기에는 차량의 유연한 발진, 가속시 토크 증대 효과와 급격한 저항 변화시 충격을 흡수하는 특성을 지닌 토크 컨버터를 사용한다. 토크 컨버터를 모델링 하는 방법은 토크 컨버터의 회전 요소들의 크기, 날개의 형상, 작동유체 등에 따라 구체적으로 모델링 하는 방법과, 토크 컨버터 성능곡선을 사용하여 모델링 하는 방법이 있다. 전자는 변속시와 같은 과도 상태의 토크 컨버터의 동적 반응을 고려할 수 있지만, 많은 데이터가 필요하고 또한, 토크 컨버터내의 유체 유동형태는 복잡한 3차원 난류유동 양상을 나타내므로 현재의 난류 모델로는 정확한 해를 도출하기 어렵다. 후자는 실험으로 구한 정적인 값으로 사용하기가 간편하고, 정상적인 경우에 실험 데이터를 이용하는 것이 더욱 실차와 일치하기 때문에 여기서는 성능곡선을 채택하였다.

토크 컨버터 성능은 펌프와 터빈의 속도비(R_s)에 대해서 토크비(R_T), 펌프 토크를 펌프 회전속도의 제곱으로 나눈 용량인자(C_F)로 나타낸다.

$$R_s = \omega_T / \omega_P, \quad R_T = T_T / T_P \quad (2, 3)$$

$$C_F = T_P / \omega_P^2 \quad (4)$$

토크 컨버터의 성능곡선에서 속도비(R_s)의 값이 정해지면 그 때의 토크비(R_T)와 용량인자(C_F)를 알 수 있고, 터빈의 토크(T_T)를 구할 수 있다.

$$T_T = C_F \omega_P^2, \quad T_T = R_T T_P \quad (5, 6)$$

록업 클러치가 작동되면 터빈과 펌프는 엔진의 출력축과 직결되므로 그때의 토크와 회전속도는 다음과 같다.

$$\omega_T = \omega_P = \omega_E, \quad T_T = T_P = T_E \quad (7, 8)$$

2. 4 다판 클러치의 모델링

다판 클러치는 클러치의 용량이 매우 크며 접촉면의 개수를 조정하여 클러치 용량의 크기를 조절하기가 쉽고, 회전 방향에 상관없이 동일한 성능을

나타내는 장점이 있다. 또한 변속시 밴드 브레이크에 비해 변속 충격을 완화할 수 있는 특성이 있어서 대부분의 자동변속기에서 이를 채용하고 있다. 다판 클러치에서 클러치 토크는 다음과 같다.

$$T_c = \mu F_n N \times 2(R_o^3 - R_i^3) / [3(R_o^2 - R_i^2)] \quad (9)$$

μ : 마찰계수, F_n : 마찰면에 작용하는 힘, N : 접촉면의 개수, R_o : 접촉면의 바깥 지름, R_i : 접촉면의 안지름
 마찰계수는 정마찰계수 μ_s 와 동마찰계수(dynamic coefficient of friction) μ_k 로 구분되는데, 마찰면 사이의 상대속도가 일정 속도 이상이면 동 마찰 계수를 사용하며, 상대속도가 감소할수록 정마찰계수로 접근하게 된다.

이것을 지수 함수를 사용하여 다음과 같이 모델링할 수 있다.

$$\mu = (\mu_s - \mu_k)e^{-\Delta V/V_s} + \mu_k \quad (10)$$

여기서, ΔV 는 마찰면의 상대속도, V_s 는 동 마찰계수 기준속도이다.

2. 5 밴드 브레이크의 모델링

밴드 브레이크는 브레이크 밴드로 드럼을 고정함으로써, 드럼과 연결된 요소를 고정시키는 역할을 하며 다판 클러치와는 달리 드럼의 회전 방향에 따라 다른 토크 특성을 나타낸다.

이때 발생하는 제동 토크는 밴드와 드럼의 접촉각, 작용력, 마찰계수에 의해 결정되는데, 그 식은 다음과 같다.

$$T_b = FR(e^{\theta} - 1) \text{ 또는 } T_b = FR(1 - e^{-\theta}) \quad (11)$$

F : 밴드 작용력, R : 드럼의 반경, μ : 마찰계수, θ : 밴드와 드럼 접촉각 (rad)

2. 6 유성기어 장치의 모델링

유성기어장치는 여러 개의 기어들에 의해 회전력이 전달되므로 수동 변속기에서 사용하는 장치에 비해 각 기어 이가 받는 부하가 적고, 동기화(synchronization)가 되지 않아도 변속할 수 있으므로 기관의 동력을 차단시키지 않고 변속이 가능하며, 비교적 다른 변속기구에 비해 설치 공간을 적게 차지하고, 기어가 항상 맞물려 있으므로 작동소음도 비교적 적은 이점이 있다.⁶⁾ 또한 선기어, 링기어, 유성 캐리어의 구성요소를 서로 다르게 구성하여 입력과 출력축의 연결을 다르게 함으로써 여러가지 기어비를 얻을 수 있다.

본 연구에 사용된 자동변속기(F4A EL type)는 라비노형 유성치차로써 링기어와 캐리어가 한 개씩이며 선기어가 두 개인 구조로 되어 있다. 유성

기어의 축강성과 백래쉬 그리고 유성기어의 자전관성의 영향을 무시한 경우에 대해 속도 관계식과 토크 관계식을 다음과 같이 모델링 하였다.

$$Z_R \omega_R - (Z_R - Z_{SS}) \omega_C + Z_{SS} \omega_{SS} - (Z_R + Z_{LS}) \omega_C - Z_{LS} \omega_{LS} \quad (12)$$

$$\frac{T_R}{Z_R} + \frac{T_{SS}}{Z_{SS}} - \frac{T_{LS}}{Z_{LS}} \quad (13)$$

2. 7 종감속기어, 차동기어, 타이어 모델링

종감속 차동장치는 종감속 기어비를 이용하여 모델링하였고 차동장치는 입력속도와 양단 출력속도와의 속도 관계식 그리고 토크 식을 고려하여 그 성능 특성을 나타내었다. 그러나 본 연구는 차량의 동력 성능에 관한 것이므로 직진 주행 상태에 대한 모델링만을 수행하였다.

2. 8 주행 저항

자동차가 주행할 때 받는 저항을 주행저항(R_T)이라 하는데, 구름저항(R_R), 공기저항(R_A), 등판저항(R_S), 가속저항(R_{AC})의 합으로 보면 된다.

$$R_T = R_R + R_A + R_S + R_{AC} \quad (14)$$

2. 9 유압제어알고리즘

자동변속기는 스로틀 밸브의 개도량에 따라 변화하는 유압과 차속에 따라 변화하는 거버너압의 차이에 의해 변속이 이루어지는 것을 유압식이라고 분류하며, 솔레노이드 밸브를 이용하여 유압을 제어하는 전자 제어식 2가지로 구분한다. 최근에는 성능 및 기능 개선을 위해 유압식에서 전자식으로 점차 발전되어 가고 있는 추세이며, F4A EL형 자동변속기도 전자 제어식으로 채택한 것이다.⁴⁾ 자동변속기의 개략적인 변속 알고리즘은 입력신호(엔진회전수, 터빈 회전수, 차속 등)를 일정시간마다 읽고 변속위치(P / R / N / D / S / L)와 주행모드(economy / power / hold)를 판단하여 변속 솔레노이드 밸브의 적절한 조정으로 라인압력을 만들어낸다. 각종 변속패턴(shifting pattern)은 차량의 연비, 가속성 및 배기가스 배출에 큰 영향을 미치므로 차량의 특성을 고려하여 결정한다. 변속 속도단(N)의 선정은 변속 선도에 따라 결정되는데, 변속 선도는 차속 V 와 스로틀 개도각 a 와 변속 방향 d 를 고려하여 변속기의 속도단을 결정한다.⁷⁾

본 연구에서는 변화된 스로틀 개도와 차속을 상향 변속선도와 하향 변속속도를 모두 이용하여 각

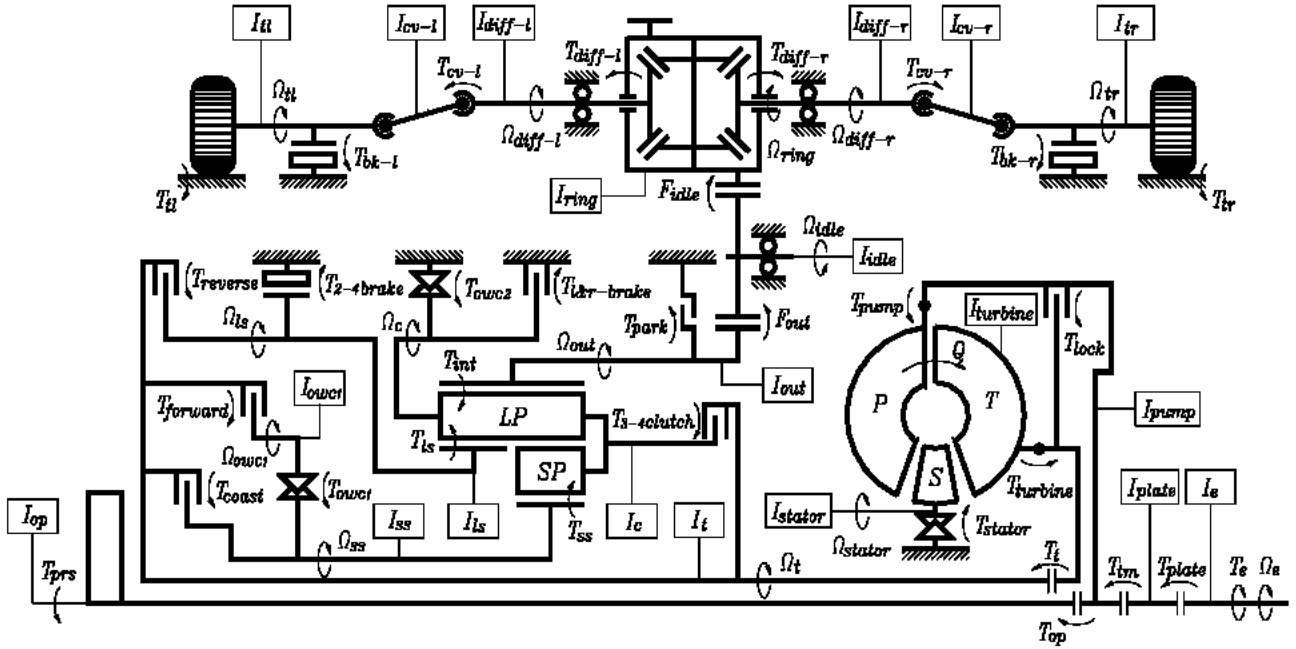


Fig. 2 Operating of F4A EL type automatic transaxle

각 속도단을 계산하고, 바로 전의 속도단과 비교하여 현재의 속도단을 결정하였다.

3. 자동변속기의 운동방정식

3. 1 자동변속기의 서브시스템

자동변속기의 해석을 위해 F4A EL의 기계적인 구성 요소들에 대한 운동 방정식을 구성하였다. Fig. 2는 연구 대상 자동 변속기의 구성 요소들의 조합 형태와 각 부분의 작동을 나타내고 있다. 자동변속기 동 특성 해석의 편리성을 위해 전체 계를 몇 개의 계로 나누어 고려한다. 본 절에서는 기계적인 구성요소들의 특성 및 부품의 변경 가능성을 고려하여 자동 변속기의 전 기계적인 시스템을 다음과 같은 7개의 계를 부 시스템으로 나누어 고려한다. Fig. 3은 7개 서브 시스템들의 연결 상태를 나타내고 있다. 이들 서브 시스템들은 서로 동력을 주고받으며 전체 시스템의 거동을 결정짓는

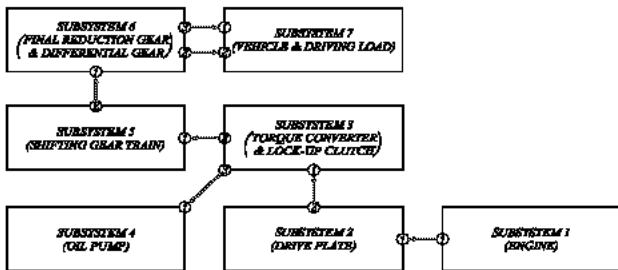


Fig. 3 Sub systems of F4A EL type automatic transmission

데, 동력 흐름 방향은 연결되는 두 서브 시스템의 외부 연결 단자에서 정의된 물리량의 부호에 의해 결정된다.

지금부터 이들 7개의 부 시스템에 대한 운동 방정식을 구성한다. 여기서 θ 는 축 회전 속도인 Ω 를 나타내며, D는 기어의 피치원 직경(pitch diameter)을 의미한다.

3. 2 엔진의 운동방정식

엔진의 거동은 엔진 내부에서 발생하는 토크 T_e 와 변속기 입력 부위의 드라이브 플레이트에 걸리는 부하 토크 T_{plate} 의 차이에 의해 결정된다.

$$I_e \ddot{\theta}_e - T_e - T_{plate} \quad (15)$$

I_e 는 크랭크축의 공전 관성을 의미하며 커넥팅 로드 및 피스톤의 관성 효과는 포함하지 않고 있다. 즉, 엔진 내부에서 발생하는 토크 T_e 는 실린더 내부의 폭발 압력에 의해 발생하는 토크 $T_{e,p}$ 와 피스톤 및 커넥팅 로드의 관성 효과에 의해 발생하는 토크 $T_{e,l}$ 의 합으로 고려된다.

3. 3 드라이브 플레이트의 운동방정식

드라이브 플레이트(drive plate)는 엔진과 변속기를 연결하는 요소이며, 그 설계 인자는 변속기와 변속기의 조합에 따라 변경될 수 있다. 드라이브 플레이트의 거동은 엔진으로부터 드라이브 플레이트에 전달

되는 입력 토크 T_{plate} 와 드라이브 플레이트와 토크 컨버터의 임펠러가 결합되는 볼트 체결 부위의 부하 토크 T_{bn} 의 차이에 의해 결정된다.

$$I_{plate} \ddot{\theta}_e = T_{plate} - T_{bn} \quad (16)$$

3. 4 토크 컨버터 및 록업 클러치의 운동방정식

엔진으로부터 전달되는 동력은 드라이브 플레이트(drive plate)를 거쳐 토크 컨버터의 펌프(임펠러) 하우징에 전달된다. 록업 클러치가 결합되지 않은 경우에는 임펠러에 전달된 동력의 대부분이 터빈을 회전시키기 위한 내부 유동장의 압력 상승에 소모되며 나머지의 동력이 임펠러의 중공 축을 통해 오일 펌프로 전달된다. 록업 클러치가 결합된 경우에는 토크 컨버터 내부 유동장으로 전달되는 동력이 없으므로 입력된 동력의 대부분이 록업 클러치를 거쳐 터빈 출력 축으로 전달되고 나머지의 동력이 오일 펌프로 전달된다.

$$T_{bn} = T_{op} + T_{lock} + T_{pump} \quad (17)$$

$$T_t = T_{lock} + T_{turbine} \quad (18)$$

토크 컨버터의 동적 거동은 두가지 형태로 표현될 수 있는데, 하나는 정상상태 성능곡선에 근거하는 속도비와 토크비, 용량 계수의 변수를 이용하는 것이며, 다른 하나는 유동장의 근사화를 통한 동적 운동 방정식을 이용하는 것이다. 이들 두 종류의 지배 방정식의 형태를 정리하면 다음과 같다.

$$\ddot{\theta}_t = \omega_r \ddot{\theta}_e, \quad T_{turbine} = t_r T_{pump}, \quad T_{pump} = C_{ic} (\ddot{\theta}_e)^2 \quad (19)$$

3. 5 오일 펌프의 운동방정식

오일펌프의 회전 가속도는 엔진으로부터 입력되는 토크와 압력 발생을 위해 사용된 부하 토크의 차에 의해 결정된다.

$$I_{op} \ddot{\theta}_e = T_{op} - T_{prs} \quad (20)$$

3. 6 변속 기어열의 운동방정식

$$I_t \ddot{\theta}_t = T_t - T_{3-4clutch} - T_{coast} - T_{forward} - T_{reverse} \quad (21)$$

$$I_{ss} \ddot{\theta}_{ss} = T_{coast} + T_{owcl} - T_{ss} \quad (22)$$

$$I_{owcl} \ddot{\theta}_{owcl} = T_{forward} - T_{owcl} \quad (23)$$

$$I_b \ddot{\theta}_b = T_{reverse} - T_{2-4brake} - T_b \quad (24)$$

$$I_c \ddot{\theta}_c = T_{ss} + T_b + T_{int} + T_{owcl} + T_{3-4clutch} - T_{br-brake} \quad (25)$$

$$I_{oid} \ddot{\theta}_{oid} = -T_{int} - T_{park} - T_{oid} \quad (26)$$

$$(1 - \lambda_{ss}) \ddot{\theta}_c - \ddot{\theta}_{oid} - \lambda_{ss} \ddot{\theta}_{ss} \quad (27)$$

$$(1 + \lambda_b) \ddot{\theta}_c - \ddot{\theta}_{oid} + \lambda_b \ddot{\theta}_b \quad (28)$$

$$T_{int} + \frac{T_{ss}}{\lambda_{ss}} - \frac{T_b}{\lambda_b} = 0 \quad (29)$$

3. 7 최종감속 및 차동 기어의 운동방정식

$$I_{diff-l} \ddot{\theta}_{diff-l} = T_{diff-l} - T_{cv-l} \quad (30)$$

$$I_{diff-r} \ddot{\theta}_{diff-r} = T_{diff-r} - T_{cv-r} \quad (31)$$

$$\ddot{\theta}_{diff-l} + \ddot{\theta}_{diff-r} - 2\ddot{\theta}_{ring} \quad (32)$$

$$T_{diff-l} = T_{ring}/2, \quad T_{diff-r} = T_{ring}/2 \quad (33)$$

$$[I_{idle} \alpha_{oid/idle}^2 + I_{ring} \alpha_{oid/ring}^2] \ddot{\theta}_{oid} = T_{oid} - \alpha_{oid/ring} T_{ring} \quad (34)$$

$$\ddot{\theta}_{ring} = \alpha_{oid/ring} \ddot{\theta}_{oid} \quad (35)$$

$$\gamma_{oid/idle} = \frac{D_{oid}}{D_{idle}} = \frac{Z_{oid}}{Z_{idle}} \quad (36)$$

$$\gamma_{oid/ring} = \frac{D_{oid}}{D_{ring}} = \frac{Z_{oid}}{Z_{ring}} \quad (37)$$

3. 8 드라이브 샤프트 및 타이어의 운동방정식

$$[I_{cv-l} + I_d] \ddot{\theta}_d = T_{cv-l} - T_d \quad (38)$$

$$[I_{cv-r} + I_r] \ddot{\theta}_r = T_{cv-r} - T_r \quad (39)$$

$$\ddot{\theta}_{diff-l} = \ddot{\theta}_{cv-l}, \quad \ddot{\theta}_{diff-r} = \ddot{\theta}_{cv-r} \quad (40)$$

4. 변속시 과도현상 해석 및 결과 분석

4. 1 시뮬레이션 프로그램 개요

이 프로그램은 앞장에서 언급한 자동변속기의 각 부분에 대한 기본 운동 방정식을 이용하여 변속시 발생하는 과도현상을 고찰하기 위한 시뮬레이션 프로그램으로 POTAS MSM[power transmission analysis software for multi slipping mechanism]⁸⁾이다. 이 프로그램은 구동계에 관련된 다양한 문제를 효과적으로 이용할 수 있는 해석 프로그램으로 일반적인 차량의 구동 성능, 토크 컨버터의 성능, 주행 모드에 대한 연비 변속과정에서의 과도특성 등을 안정적으로 분석할 수 있다.

또한, 해석 대상 변속기의 모델링 결과를 데이터로 받아들이는 일반화된 형태의 소프트웨어로서 해석 대상에만 적용되는 프로그램과는 구조적으로 다르며 다양하고 편리하게 각 데이터를 예비적으로 처리하는 기능을 겸비하고 있으며, 이 프로그램의 특징을 요약하면 서브 시스템 개념 지원, 자유

도 자율판단 알고리즘, 기본적인 외력 함수 내장으로 볼 수 있다.⁸⁾

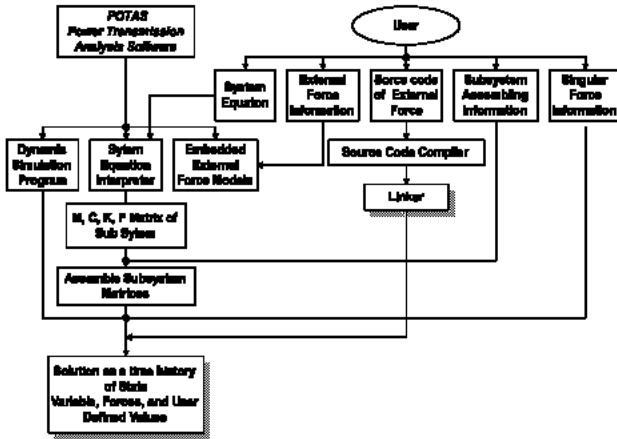


Fig. 4 Structure of POTAS MSM

4. 2 시뮬레이션 결과 및 분석

4. 2. 1 시동 및 초기 변속시의 특성

POTAS MSM 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 자동변속기 시뮬레이션 해석을 수행으로 다음의 결과를 얻었다. Fig. 5는 F4A EL형 자동변속기의 동적 모델링을 기본으로 시스템의 시동 및 'D' 레인지(range) 변속 상태를 해석한 것이다. 시동 모터에 의해 엔진 회전속도가 1,000rpm 이상으로 상승하면 시동이 걸린 것으로 고려하였다. 시동 완료 후 엔진 토크는 아이들 상태의 토크로 작용한다.

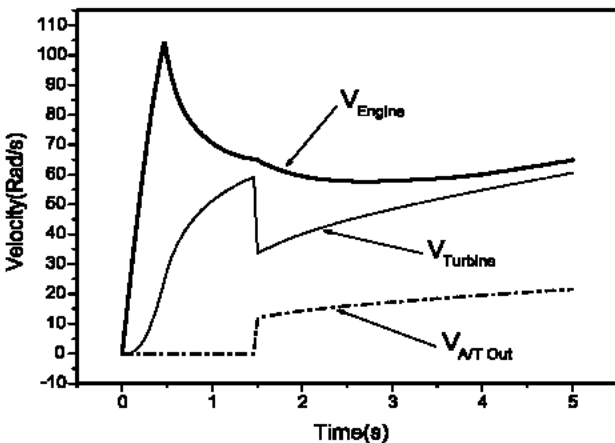


Fig. 5 Velocity for each system

Fig. 5로부터 시동 후 엔진속도와 터빈 속도는 공회전시의 정상 상태값으로 수렴하고 있으며 약 1.5초가 경과되는 지점에서 모드 선택터(mode selector)가 'D' 레인지로 변환되었는데, 클러치 결합에 따

른 마찰 토크의 영향에 의해 엔진과 터빈 회전속도는 감소하고 차량 속도는 증가함을 알 수 있다.

자동변속기 'D' 레인지(range) 1단 변속의 경우 Fig. 5와 같이 차량속도가 변한 것을 통해 파워드 클러치[C1]와 원웨이 클러치[OWC1]의 작동 여부를 확인할 수 있다.

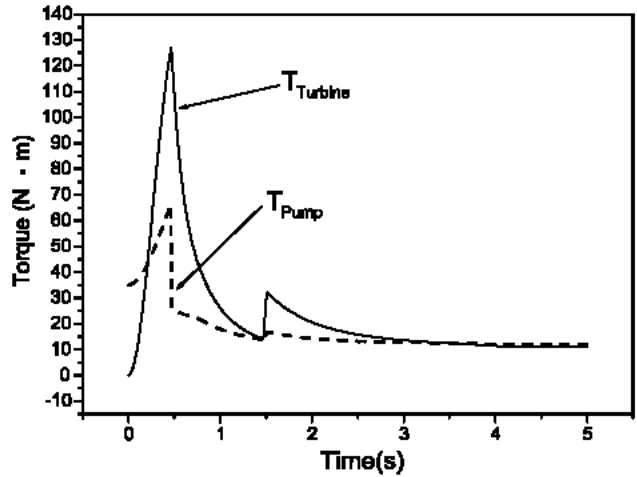


Fig. 6 Torque for each system

Fig. 6은 토크 컨버터의 구동펌프 토크와 피동터빈의 토크 변화를 나타낸 것으로 전체 영역에서 터빈 토크가 펌프 토크보다 큼을 알 수 있는데, 이는 토크 컨버터의 스테이터가 정지하여 토크 컨버터의 토크 증대 효과가 나타나기 때문이다.

토크 컨버터내 펌프 토크와 터빈의 토크 변화에서 펌프의 회전에도 불구하고 터빈의 속도가 없는 정지상태를 스톨 포인트(stall point)라고 하여 최대의 토크가 발생하는 점이 된다. 스톨 토크비가 증가하면 차량의 초기 출발 가속도는 향상되나 최대 효율은 감소한다. 엔진과 토크 컨버터의 성능을 매칭할 때에는 엔진의 최대 토크 점 근처에서 스톨 상태가 나타나도록 하는 것이 바람직하나 너무 과도한 출력 발생을 저하시키므로 적당한 스톨 토크비 또는 그 상태 점으로 선정되어야 한다.⁶⁾

Fig. 6에서 약 1.5초 되는 지점에서의 토크 피크는 'D' 레인지로의 변환에 따른 충격 토크를 나타내고 있다. 'D' 레인지로 변환되면 파워드 클러치가 결합하는데, 작동압을 계단과 함수의 형태로 단순화시켜 작용하였기 때문에 그 충격 토크가 크게 나타나고 있다. 이러한 변속 충격은 변속 기어열 내부의 클러치 결합에 의해 발생된 것이다. 변속 충격 토크는 충격이 일어난 지점을 기준으로 엔진 출력 축 방향과 차량의 구동 축 방향으로 전달된다. 구동 축 방향으로 전달된 토크는 구동 축 끝단에서 큰

값의 차량 관성 값의 영향을 받기 때문에 차량의 속도 변화의 크기는 그다지 크지 않게 된다.

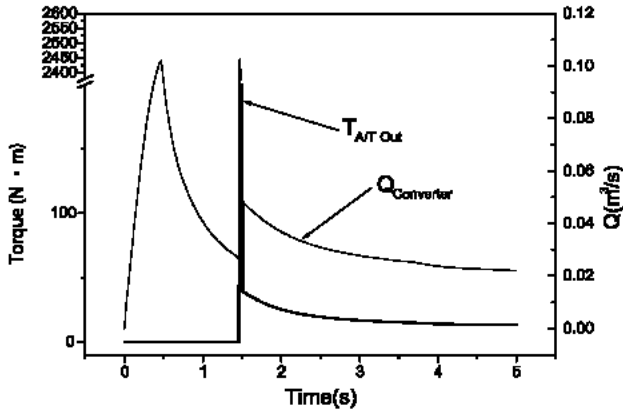


Fig. 7 Change of torque & fluid flux

그림 Fig. 7에서 왼쪽의 결과는 자동변속기 출력축의 구동 토크 변화를 나타내는 것이며, 오른쪽 결과는 토크 컨버터 내부의 순환 유량을 나타낸 것이다. 자동변속기 출력축의 구동 토크 변화에서 변속 직후의 출력축 토크 변화가 일어나는 시점에서 순간적으로 변속충격이 약 2,500(N·m)까지 급격하게 상승했다가 정상의 토크로 복귀하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 토크 피크는 일종의 변속 충격(shock)으로서 자동변속기의 품질 평가시 중요한 인자가 되고 있다. 실제 차량에는 변속 충격을 감소시키기 위하여 초기 공급유량을 조절하는 클러치 체결 타이밍 조절 밸브나 어큐뮬레이터를 장착하고 있으며 작동 압력의 크기 및 형태를 운전자의 스로틀량 등의 인자를 감안하여 전자 제어화하고 있다. 토크 컨버터의 유량은 펌프와 터빈 사이에 전달하는 토크의 크기에 비례한다. Fig. 7에서 'D' 레인지(range) 변환시 유량이 급격히 증가하고 있는 것은 토크 컨버터의 부하 토크가 증가했음을 나타내는 것이며 변속후 유량이 서서히 감소하고 있는 것은 부하 토크의 크기가 점점 작아지고 있음을 의미한다.

4. 2. 2 주행 성능

다음으로 'P' 레인지에서 브레이크를 밟은 상태에서 시동을 걸고, 'D' 레인지로 변환한 후 브레이크를 뗀 다음, 스로틀을 갑자기 밟아 풀 스로틀(full throttle)로 직진 주행하는 경우에 대하여 앞서 제시한 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 해석 결과를 얻었다. Fig. 8은 0초에서 6초 사이의 작동 상태를 나타내고 있다. 시동은 0.5초가 되는 지

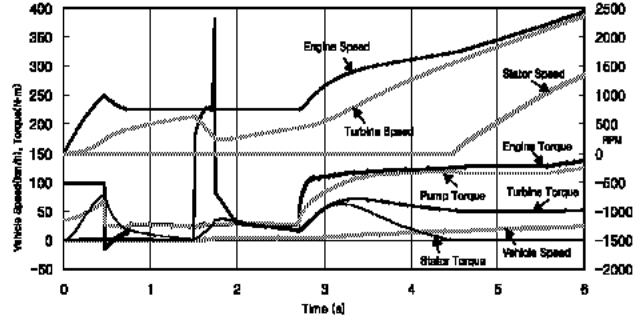


Fig. 8 Driving performance at the starting region

점에서 걸렸고, 1.5초 되는 지점에서 브레이크를 밟은 상태에서 'D' 레인지로 변화하였다. 1.7초 근방에서 'D' 레인지 변환이 완료되었다. 이 때 브레이크를 해제시키고 2.7초 근처까지 기다린 후, 갑자기 풀 스로틀로 전개하며 주행하였다. 위 결과로부터 각 회전축들의 회전 속도와 전달 토크의 값들이 잘 나타나 있다. 특히 관측하기 어려운 스테이터의 토크 증폭량과 커플링 영역에서의 자유 회전 현상을 확인할 수 있다.

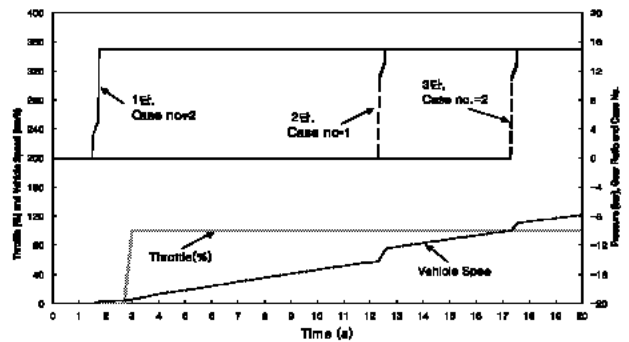


Fig. 9 Pressure of clutches at the driving state

Fig. 9는 운전자의 의지를 나타내는 스로틀량의 변화와 차속 그리고 자동변속 알고리즘(TCU)에 의해 발생된 클러치 작동압을 나타내고 있다. 구체적으로 살펴 볼 때, 차량이 'P' Range의 정지 상태에서 Fig. 9의 출발 준비 작업을 거쳐 약 2.7초 되는 시점에서 풀 스로틀(full throttle)로 급변하여 주행한다. 이 때 스로틀 변화율이 크기 때문에 차량은 파워 모드로 운전되는데, 0초~20초 사이에서는 3단까지의 변속이 일어나고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Capacity of accelerative efficiency

Driving performance	Simulation	Test
0 Km/h ▷ 100 Km/h	14.9 sec	14.6 sec
0 m ▷ 200 m	12.7 sec	12.9 sec

각 변속 단수를 결정짓는 압력은 결과 그림에서와 같이 적당한 기울기를 갖는 형태로 변조되어 가해지고 있는데, 이는 클러치 결합시의 변속 충격을 감소시키기 위해서이다. 주행성능에 대한 해석 결과를 요약하면 Table 1과 같다.

4. 2. 3 임의의 주행 상태

통상적으로 운전될 수 있는 임의의 주행조건을 앞에서 나타낸 엔진 시동직후 및 초기 변속시[N⇒D]의 특성부분 이후 연속해서 Table 2에 나타난 조건들을 제공했을 때의 상태를 파악해 보았다.

Table 2 Variation for each time

Times[s]	Mode(Gear)	Lock Up	Engine Throttle Valve[%]
0.0		Off	0%
1.5	Economy	Off	'
3.0	'	Off	100%
8.5	Power	On	10%
11.0	Economy	Off	80%
16.5	'	Off	75%
22.0	'	Off	70%
31.0	Economy	Off	0%

다음의 Fig. 10은 엔진으로부터 변속기의 출력 속도를 나타낸 것으로 3초 부근에서 급 가속이 있었고, 8초부터 약12초 영역에서 증속이 이루어진 것을 볼 수 있다. 위의 Table 2와 Fig. 10의 그래프에서 나타낸바와 같이 11초 이후부터 다시 급격한 가속으로 엔진의 회전수가 최고 4,500rpm 부근까지 상승했으나 변속기 출력축의 속도는 최고 3,300rpm 부분을 초과하지 못함을 알 수 있다. 특히, 약 18초부터는 변속 4단으로 오버드라이브 상태가 지속되고 있으며, 28초 부근에서는 록업(lock up)이 체결되고 31초 부근에서 해제됨을 이해할 수 있다.

Fig. 11은 토크 컨버터의 펌프와 터빈의 출력 토크를 나타낸 것으로 2.0과 8.5초, 또 18.0초 부근에서 피동으로 회전하는 터빈측에서 심한 변속 쇼크가 있는데, 이는 터빈의 회전속도가 증가하다가 급격하게 하강하는 점으로 이해할 수 있다. 또한, 27초부터 33초 부근까지 구동측인 펌프의 토크가 피동측의 터빈보다 낮은 것을 관찰할 수가 있다. 이것은 록업(lock up) 영역으로 유압오일의 흐름방향이 변경되면서 발생하는 과도기적 현상이다.

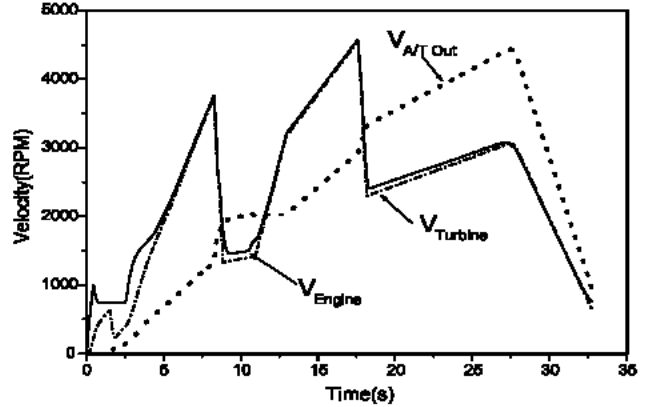


Fig. 10 Velocity for each system

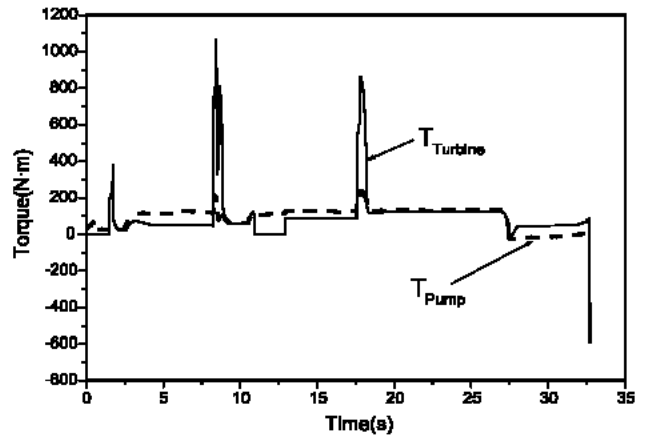


Fig. 11 Torque for each system

5. 결 론

본 연구는 현재 국내 준중형 승용차중 일부차량에 적용되고 있는 F4A EL형 자동변속기를 구성요소들의 부품 변경 가능성을 고려하여 7개의 계로 부시스템으로 나누어, 동적 모델링을 수행한 후 자동변속기의 변속시 과도 특성을 시뮬레이션을 통해 도출된 결과와 실험값을 비교하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 각 속도단별로 구속되는 요소를 고려한 운동학적 조건과 토크 관계식을 유도하고, 각각의 운동방정식을 유도했다.
- 2) 시뮬레이션 수행을 통해 엔진 시동 및 초기 변속시의 특성, 차량 주행성능과 임의의 주행상태를 파악했으며 특히, 토크 컨버터 터빈과 자동변속기의 출력 속도변화, 토크 컨버터의 펌프와 터빈 토크 변화, 자동변속기 출력축의 토크와 토크 컨버터의 유량 변화 등의 확인을 통해 F4A EL형 자동변속기의 시뮬레이션 해석을 할 수 있었다.

3) 설계자가 본 연구에서 이용한 성능 예측 프로그램(POTAS MSM)을 활용하여 설계 단계에서 차량의 전반적인 구동 성능을 예측 할 수 있다는 것을 파악했다.

위와 같은 과정을 통하여 자동변속기의 실증 실험에 수반되는 투자비용의 절감과 개발 시간을 단축시킬 수 있으며, 제품 자체의 현안 문제점들을 사전 예측하여 저 연비 실현 및 차량 사용자가 요구하는 응답성 확보, 변속 충격의 감소 등으로 보다 최적화된 자동변속기 개발 제작에 실효성을 제공할 수 있을 것으로 기대가 된다.

참고 문헌

1. 기아자동차(주) 연구개발기획팀, “자동차산업 동향보고서 제1683호”, 2000
2. B. E. Cartwright, “Design Practices : Passenger Car Automatic Transmission”, Third Edition, pp. 21~162, SAE, New York, 1994
3. R. Augustr. Kasuba, “Torsional Vibration and Dynamic Loads in Basic Planetary Gear System”, Transaction of the ASME, vol 108, pp. 348~353, 1986
4. 기아자동차(주) 정비기술부, “세피아 정비 지침서”, OK K2A1 177, pp. 42 9~42 18, 1997
5. 임원식, 이장무, 박영일, “변속 시스템의 자유도 자율 판단 알고리즘”, 한국 자동차공학회 논문집, 제5권, 제6호, pp. 202~214, 1997
6. 임원식 외 5인, “승용차용 자동변속기의 변속 특성 향상에 관한 연구”, 한국자동차공학회 논문집, Vol. 7, No. 6, pp. 91~105, 1999
7. 현대 · 기아 연구개발본부, “제7회 연구발표 논문집”, 유환성, pp. 120~128, 1999
8. 임원식 외 4인, “서브 시스템 조합 개념을 이용한 동력전달계 동적 특성 해석용 프로그램 개발”, 대한기계학회 논문집 A권, 제23권, 제12호, pp. 2287~2302, 1999