

자동변속기가 장착된 궤도차량의 구동계 시스템 파라미터 추정

이태현*1)·최세범1)

한국과학기술원 기계공학과 1

System parameter estimation for automatic transmission in tracked vehicle

Taeheon Lee *1) · Seibum Choi1)

1) Department of Mechanical Engineering Korea Advanced Institute of Science and Technology, 291 Daehak-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34141, Republic of Korea

Abstract : 본 연구는 군용 궤도차량에 장착된 자동변속기(Automatic Transmission)의 구동계 모델링에 관한 연구이다. 변속기 관련 연구의 최종 목표는 변속 성능 향상이다. 하지만 변속 성능 향상을 위해서는 변속기를 포함한 궤도차량의 구동계 모델링이 가장 먼저 선행되어야 한다. 모델링 시뮬레이션 결과가 실험 데이터와 비슷할수록 모델링이 잘 된 것이며, 이후 변속 제어를 하는데 있어 정교한 제어를 할 수 있게 된다. 본 논문에서는 먼저 자동변속기가 장착된 구동계 모델링에 대해 언급하고, 이 후 실험 데이터를 바탕으로 주요 시스템 파라미터를 추정하는 방법을 제시하였다. 추정하는 시스템 파라미터로는 inertia, output shaft의 stiffness, 클러치의 마찰계수가 있다. 제안된 방법을 통해 얻어진 시스템 파라미터들이 실제 실험 데이터와 일치하는지를 보기 위해, simdriveline을 이용해 만든 자동변속기 모델에서의 시뮬레이션을 통해 성능을 검증하였다.

Key words : Automatic transmission(자동 변속기), Driveline modeling(구동계 모델링), Tracked vehicle(궤도 차량), System parameter estimation(시스템 파라미터 추정), Wet clutch(습식 클러치), Least square estimation(최소 자승법)

Nomenclature

w: wheel & vehicle

- T : torque, N*m
- J : inertia, kg*m²
- w : angular velocity, rad/s
- i : gear ratio
- k : stiffness, N/m
- P : clutch pressure, Pa

Subscripts

- e : engine
- b : brake
- o : output shaft

1. 서론

자동변속기(Automatic transmission)는 토크컨버터의 존재로 인해 좋은 변속 성능을 갖기 때문에, 여러 자동차에서 널리 사용되고 있다. 특히 군용 궤도 차량의 경우, 큰 용량의 토크 전달과 토크컨버터로 인한 launch 제어가 용이하기 때문에 위해 자동 변속기를 사용하고 있다. 그러나 무게가 많이 나가는 군용 궤도 차량을 구동시키기 위해서는 큰 에너지가 필요하다. 이때 자동변속기의 토크 컨버터는 에너지 손실의 큰 비율을 차지한다. 이로 인

* 이태현 pos99126@kaist.ac.kr

해 군용 제도 차량에서는 일반 승용차와는 달리 저단에서 토크 컨버터의 lock-up 클러치를 체결시킨다. 충격을 흡수하는 토크 컨버터가 없어졌기 때문에, 이후 변속 성능은 변속 제어에 큰 영향을 받는다.

변속 성능을 향상시키기 위해서, 여러 문헌들에서는 변속기에 대한 모델링을 진행한 후, 이를 이용하여 변속 제어를 하는 전략을 선택한다.¹⁾ 이때 좋은 변속 성능을 내는 제어를 위해서는 정확한 변속기 및 구동계에 대한 모델링이 필수적이다. 이로 인해 여러 문헌들에서는 정확한 모델링을 위해서 자동변속기의 동역학 모델링^{2),3)}, 더 나아가 듀얼 클러치 변속기의 동역학적 모델링⁴⁾에 대해 소개하고 있다.

본 논문에서는 먼저 자동변속기의 일반적인 모델링에 대해서 소개한다. 그리고 실험 결과로부터 받은 데이터를 이용하여, 구동계 모델링에서 중요한 값인 inertia, output shaft의 stiffness를 추정하는 방법에 대해서 소개한다. 그리고 토크 전달의 중요한 요소가 되는 클러치의 마찰계수 값을 추정하였다. 그리고 구동계 모델링과 추정된 시스템 파라미터 값들로 이루어진 시뮬레이션 모델이 실험 데이터와 일치하는지를 보기 위해 simdriveline 시뮬레이션 툴을 이용하여 실험 데이터와 비교 검증하였다.

2. 자동변속기 구동계 모델링

자동변속기를 포함한 제도 차량의 구동계 모델링은 각 부품들의 회전 관성 모멘트를 이용한 torque balance equation을 이용해 쉽게 얻어낼 수 있다. 각 부품들을 비틀림이 없는 lumped inertia로 가정한다.

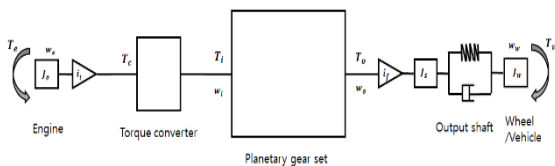


그림 1. 자동변속기가 장착된 구동계

그림 1은 일반적인 자동변속기의 구동계 모델링을 나타내는 그림이다. 위 그림에서의 유성기어

set에서는 6개의 유성기어가 연결되어 각 단에서 원하는 기어비를 만들어내고 있다. 이를 본 논문에서 초점을 맞춘 2단, 3단에서의 모델로 변환하면 다음과 같이 표현된다.

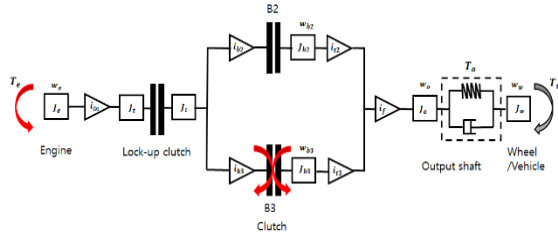


그림 2. 제도차량의 2단, 3단 구동계 모델링

그림 2에서 2단, 3단의 경우 lock-up 클러치가 체결되어 있다. 그래서 모델링에 토크 컨버터 대신 lock-up 클러치를 이용하였고, 복잡한 유성기어의 조합이 다음과 같이 간단한 두개의 클러치의 조합으로 표현된다.

먼저 엔진에서 발생하는 토크는 엔진 static map을 이용하여 표현 가능하다. 또한 엔진과 lock-up 클러치 부분의 torque balance equation을 구하면 다음과 같다.

$$T_e = f(\phi, w_e) \tag{1}$$

$$T_e - T_{B2}/i_i i_{b2} - T_{B3}/i_i i_{b3} = (J_e + (J_i + J_t)/i_i^2) \dot{w}_e \tag{2}$$

이후 전달되는 동력은 B2, B3 클러치의 상태에 따라 다르게 전달되게 된다. 각 클러치는 체결, 미끌어짐, 미체결 세가지 상태로 분류되게 된다. B3 클러치에 대해서 전달되는 토크를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_{B2} = ((T_e i_i - (J_e + (J_i + J_t)/i_i) \dot{w}_e) - T_{B3}/i_{b3}) i_{b2} \tag{3}$$

(체결)

$$T_{B2} = \mu_{k2} N_2 D_2 A_2 r_2 \text{sgn}(w_e/i_i i_{b2} - w_{b2}) \tag{4}$$

(미끌어짐)

$$T_{B2} = 0 \tag{5}$$

(미체결)

식 (4)에서 μ_k, N, D, A, r 은 각각 클러치의 운동마찰계수, 클러치 판의 개수, de-rating factor, 클러치 판의 면적, 유효 반경을 의미한다.

마찬가지로 output shaft와 차량의 torque balance equation은 다음과 같이 구해진다.

$$(T_{B2}i_{t2} + T_{B3}i_{t3})i_f - T_o = ((J_{b2}i_{t2}^2 + J_{b3}i_{t3}^2)i_f^2 + J_o)\dot{w}_o \quad (6)$$

$$T_o = c_o(w_o - w_w) + k_o(\dot{w}_o - \dot{w}_w) \quad (7)$$

$$T_o - T_v = J_w\dot{w}_w \quad (8)$$

식 (6)-(8)에서 T_o 는 output shaft 토크로써, 토크를 축의 비틀림에 대한 2차 다이내믹스로 묘사된다. T_v 는 궤도 차량의 궤도에 작용하는 부하 토크를 의미한다.

부하 토크는 노면 기울기, 공기 저항, 구름 저항 등을 고려하여 표현하면 다음과 같다.

$$T_v = (Mgsin\alpha + 0.5\rho ACv^2 + Mgr)r_w \quad (9)$$

3. 시스템 파라미터 추정

변속 실험을 통하여 얻을 수 있는 데이터는 엔진 토크, output shaft 토크, 엔진 속도, output shaft 속도(w_o), 궤도의 속도이다. 기어비, 차체의 질량, 궤도의 반지름 등은 모두 알고 있다고 가정할 때, 변속 실험으로부터 얻은 데이터를 이용하여 각 부분의 lumped inertia와 유성기어의 효율, output shaft의 k, 그리고 클러치의 마찰계수를 추정하는 방법에 대해 소개한다.

3.1 inertia 및 기어 효율 추정

클러치가 체결되어 있는 기어 2단의 데이터를 이용하여 lumped inertia와 기어 효율을 추정한다. 클러치가 체결되어 있는 상황의 데이터만을 사용한 이유는 변속 상황의 경우, 두 클러치가 모두 체결되어 있지 않아, 구동계의 자유도가 증가하기 때문이다. 기어 효율을 추정할 때, 유성기어 set에 많은 기어들이 모여 있으므로, 기어의 동력 전달 손실은 유성기어 set에서만 일어난다고 가정한다. 또한 유성기어 set에서 일어나는 lumped된 동력 전달 효율을 η 로 정의한다.

기어 2단에서 그림 2의 구동계 모델을, 클러치가 체결된 상태로 보고, output shaft를 기준으로 양쪽으로 나누게 되면 다음과 같이 모델을 단순화시킬 수 있다.

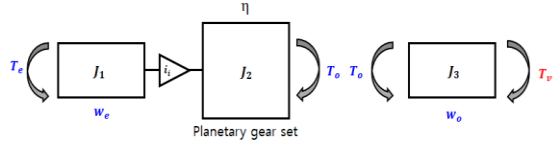


그림 3. 더욱 간단화된 구동계 모델

그림 3의 왼쪽 경우 torque balance equation을 세우면 (10)과 같고, 오른쪽 경우는 (11)과 같다.

$$T_e\eta - T_o/i_{i_{b2}}i_f = J'\dot{w}_e \quad (10)$$

$$T_o - T_v = J_3\dot{w}_o \quad (11)$$

식 (10)의 좌변에서 η 를 제외하면 데이터로부터 얻을 수 있는 값이며, 우변에서 \dot{w}_e 역시 데이터로부터 얻을 수 있는 값이다. 식 (10)을 정리하면 다음과 같이 정리된다.

$$z = Hx \quad (12)$$

$$\hat{x} = (H^T H)^{-1} H^T z \quad (13)$$

식 (10)의 좌변을 z , \dot{w}_e 을 H , inertia 값을 x 라고 두면 식(12)와 같이 정리된다. 표 1과 같이 η 값을 다양하게 변화시켜가면서, least square estimation 방법을 사용하면 식 (13)으로 inertia 값을 추정할 수 있게 된다.

표 1. 기어 효율에 따른 추정된 inertia 및 에러

η	J'	error /10 ⁸	η	J'	error /10 ⁸
1	24.5	0.48	0.85	17.7	0.40
0.95	20.2	0.41	0.8	17.7	0.86
0.9	18.4	0.28	0.75	18.1	1.73

표 1에서는 각 η 값에 대한 추정된 J'값과 에러 값을 나타낸다. 에러 값이 가장 적은 $\eta = 0.9$, J' = 18.4가 채택되었다.

$$\text{cost function} = \sum(z_i - ax_i - b)^2 \quad (14)$$

식 (14)는 식 (11)에서 \dot{w}_o 을 z , $T_o - T_v$ 를 x 라 하고, J_3 를 구하기 위해 다음과 같은 cost function을 세운 것이다. 이를 최소화시키는 a b 값을 찾게 되

면, $J_3 = 1/a$ 이다. Cost function을 위와 같이 설정한 이유는 T_p 값을 정확히 알 수 없기 때문에, 그 오차를 고려하여 J_3 값을 추정하기 위함이다.

그림4는 위의 과정을 수행한 결과를 나타낸 것이고, 추정된 J_3 값은 7144이다.

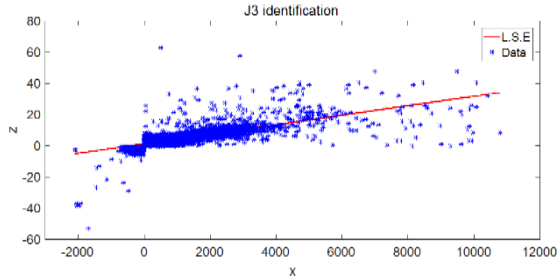


그림 4. LSE 방법을 사용한 J_3 추정

3.2 Output shaft의 stiffness 추정

다이나모 변속 실험의 output shaft 토크 데이터를 살펴보면, 2단에서 3단으로의 변속 이후, 12~13Hz의 natural frequency를 가지고 있다. 구동계 모델링에서 natural frequency를 만들 수 있는 부분은 output shaft의 k뿐이다. 그러므로 시뮬레이션 모델에서 shaft의 진동이 2nd order system으로 표현된다. Output shaft의 k 값을 설정해 주면, 시스템의 natural frequency가 설정된다. 이를 실험 데이터로부터 역으로 계산하는 방법은 아래와 같다.

$$1/J = 1/(J'i_1^2 i_{b3}^2 i_f^2) + 1/J_3 \quad (15)$$

$$f = 1/2\pi \sqrt{k/J} \quad (16)$$

식 (15)에서 3.1에서 추정된 J' 과 J_3 을 이용하여, 시스템 전체의 equivalent inertia를 구할 수 있다. 그리고 그 값을 식 (16)에 넣어서, natural frequency가 12Hz 정인, k 값을 계산할 수 있게 된다.

3.3 클러치 μ 추정

궤도 차량의 자동변속기에는 wet 클러치가 장착되어 있다. 궤도차량은 기존의 차량에 비해 매우 큰 시스템으로써, 전달되는 토크의 양이 기존 차량에 비해 매우 크다. 큰 토크 용량을 전달하기 위해서는 wet 클러치의 장착이 필수적이다. 클러

치 slip에 대해 마찰계수가 비교적 일정한 dry 클러치와는 달리, wet 클러치의 경우, slip에 따라 마찰계수가 변화하게 된다. 이를 stribeck effect라고 하며, stribeck effect는 그림 5과 같은 개형을 보인다.

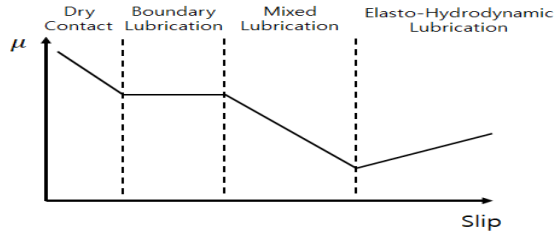


그림 5. 클러치 마찰계수의 stribeck effect

$$T_{B3} = \mu_k N A D r_{eff} (P_{B3} - P_0) \quad (17)$$

식 (17)은 구동계 모델링에서 클러치가 미끌어짐 상태일 때, 전달되는 토크(식(4))를 자세히 표현한 식이다. 위 식에서 P_0 는 hydraulic system에서 fill-phase가 끝나고, 피스톤이 클러치에 닿기 시작하는 압력을 의미한다. 위 식과 다이나모 변속 실험에서의 같은 시점에서의 클러치 압력, output shaft 토크 값을 이용하여, 각 시점 별로 마찰계수를 계산하였다. 그리고 엔진 속도, output shaft 속도 데이터와 구동계 모델링 기어비를 이용하여, 각 시점에서의 클러치 slip 값을 계산하였다. 각 시점에서의 클러치 마찰계수를 y축, 클러치의 slip 값을 x축으로 놓고, 그래프를 그린 후 smoothing 과정을 진행하면 다음과 같은 그래프를 얻을 수 있다.

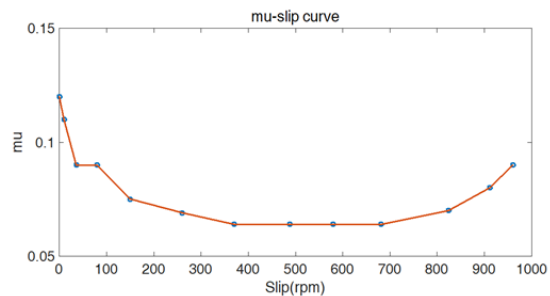


그림 6. 추정된 클러치의 마찰계수

그림 5와 그림 6이 유사한 개형을 가지고 있음을 볼 수 있다.

4. 추정된 시스템 파라미터 정확도 검증

2장에서 소개한 구동계 모델링과 3장에서 제안된 방법을 사용해 얻은 시스템 파라미터들을 사용하여 시뮬레이션 환경을 구성하였다. 이때 사용한 시뮬레이션 툴은 simdriveline을 사용하였다. 시뮬레이션 결과와 다이내모 실험 데이터를 비교하여 추정된 시스템 파라미터가 얼마나 정확한지 검증하였다.

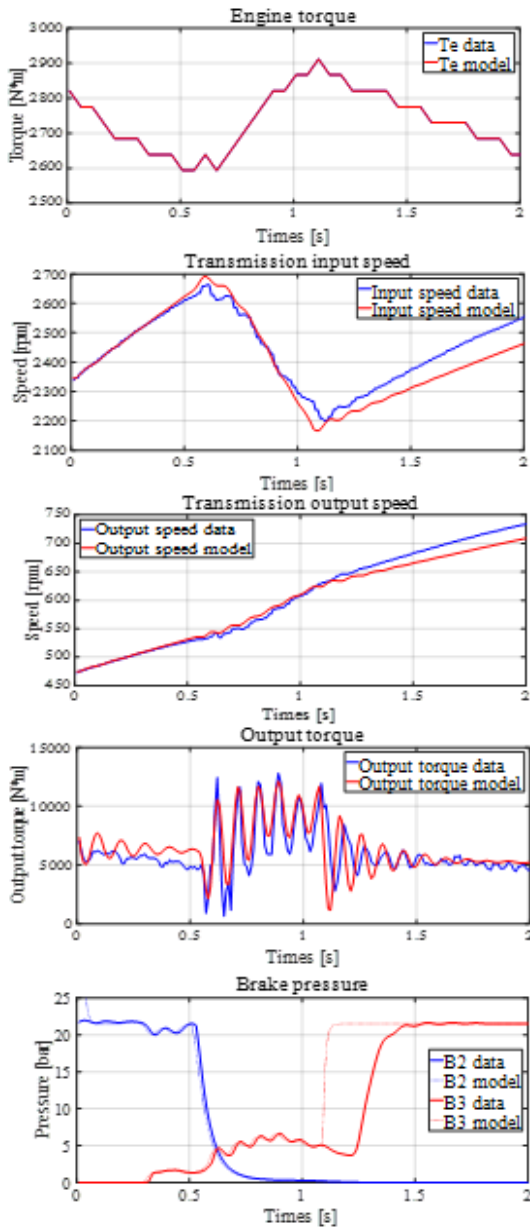


그림 7. 시뮬레이션, 실험 데이터 비교

그림 7에서 0~0.5초 구간은 2단 구간이고, 0.5~1.2초 구간은 변속 구간, 1.2초~2초 구간은 3단 구간이다. 기어 2단, 3단 구간에서는 엔진 토크가 input이고, 나머지 값들은 output이 된다. 변속 구간에서는 엔진 토크 및 브레이크 압력이 input이 되고 나머지 값들이 output이 된다. 각 구간에서의 input 값을 시뮬레이션에 똑같이 입력해 주었을 때, 출력된 output 값들이 실제 실험 데이터와 유사함을 볼 수 있다. 즉, 추정된 시스템 파라미터와 소개된 구동계 모델링이 실제 구동계를 잘 묘사하고 있음을 볼 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 자동변속기가 장착된 궤도차량 구동계의 시스템 파라미터를 추정하는 방법에 대해 제안하였다. 3장에서는 다이내모 실험 데이터를 이용하여, inertia 추정을 위해 least square estimation을 사용하였다. 또한 output shaft의 stiffness, 클러치의 마찰계수 추정을 위해 모델링식과 실험 데이터를 이용하여 역으로 계산하는 방식을 사용하였다. 4장에서는 3장에서 추정된 파라미터 값을 사용한 simdriveline 시뮬레이션 모델이 실제 데이터와의 비교를 통해, 시스템 파라미터 추정이 잘 이루어졌음을 검증하였다.

6. 후기

본 연구는 국방과학연구소 연구비 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

References

- 1) A.Haj-Fraj, F.Pfeiffer, "Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions", Journal of the Franklin Institute 338, 2001, p.371-390
- 2) Josko Deur, Johan Asgari, Davor Hrovat, "Modeling and analysis of automatic transmission engagement dynamics-nonlinear case including validation", Journal of dynamic systems, measurement, and control, 2005, p.251-262

- 3) Shushan Bai, Joel Maguire, Huei Peng,
“Dynamic analysis and control system design
of automatic transmissions, 2012
- 4) Jiwon Oh, Jinsung Kim, Seibum Choi,
“Driveline modeling and estimation of
individual clutch torque during gear shifts
for dual clutch transmission” , Mechatronics,
2014