

궤도차량용 자동변속기의 변속조향동특성 해석

Analysis of Shifting and Steering Performance on the Automatic Transmission

송창섭/한양대학교, 강서익*,전의식/천안공업전문대학

ABSTRACT

The dynamic equation is built by the mathematical modelling. The modelling is composed of various components used for the automatic transmission of tracked vehicles. When the transmission is shifting, the shock occurs in the drivetrain. The transient torques affect the durability and reliability of the vehicle. The factor and design point are analyzed for the transmission.

1. 서론

궤도차량용 변속기는 변속,조향,제동의 기능이 복합적으로 구성되어 있다. 이 기능들이 하나의 장치에 결합되는 경향을 갖게 되었다. 조향장치는 궤도에 속도차를 주어서 구현하고 있다. 변속시 나타나는 변속과도 특성은 일반적으로 정상주행 부하보다도 크게 나타나게 되기 때문에 소형경량화 추세인 자동변속기 설계에서 주요인자가 되고 있으며 장기간 사용할 때에는 내구수명의 저하를 유발하게 한다. 특히 궤도차량용 변속기의 경우에는 변속장치뿐만 아니라 조향장치의 기계식 구조로 인한 과도특성도 유발하게 된다. 과도특성에 의한 토오크변화는 기계부품의 피로수명에 영향을 주게 된다.

자동변속기에 있어 토오크컨버터와 유성기어를 결합하여 변속비를 결정할 때 최적화 수법을 적용한 기어트레인 설계연구와 최근에는 자동변속장치를 더욱 발전시킨 형태인 무단변속기에 대한 연구도 진행되고 있으나, 현재까지 효율, 소음, 내구도측면에서 토오크 컨버터를 사용한 자동변속기보다 열세에 있다.[1]

영국의 SCG, David-Brown, 독일의 ZF, RENK, 미국의 ATD, LMC(Lockheed Martin Co.)사, 프랑스의 SESM사 등의 변속기는 자체의 독특한 구조를 갖고 있으며 조향장치에는 최근 정유압방식의 무단조향기능을 부가시킨 변속 및 조향을 동시

에 얻을 수 있는 정유압기계식 무단변속기를 개발하여 적용하고 있으며 조향장치에 전기식을 채택하여 개발중인 사례도 있다.[6]

본 연구는 변속시 발생하는 변속과도특성에 미치는 설계 인자를 고찰하기위해 기존 궤도차량의 자동변속기를 대상으로 하여 동력전달계의 수학적 모델링 방법을 제시하고 이를 토대로 전체 차량구동계에 대한 운동방정식을 유도하고, 실험을 통해 모델링에 필요한 자료 및 해석근거를 제시한다. 또한 이를 이용, 변속에 관련된 인자들을 도출하고 주행시불레이션을 통한 변속과도 특성의 변화를 고찰하여 차량설계시 고려하여야 할 변속장치 설계방안을 검토하고자 한다.

2. 변속장치 모델링

2.1 엔진의 모델링

엔진의 관성은 토오크컨버터가 없거나 체결(Lock-Up)된 경우에는 회전부위 등가 질량으로 관성순실이 고려되지만 체결전에는 엔진의 관성을 고려해야 한다. 엔진의 관성을 고려한 구동계는 다음과 같이 주어진다.

$$T_e - T_r = I_e \frac{d\omega_e}{dt}$$

엔진의 정상상태 엔진토오크 T_E 는 주로 스로틀량 θ_s , 엔진회전속도 ω_E 에 결정된다. 엔진 토오크 T_E 는 엔진회전속도 ω_E 에 대해 엔진최대토오크를 중심으로 2차함수로 변화하여 최대출력회전수를 지나가면 일차함수로 감소한다고 가정하였다.

엔진 토오크 T_E 를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$T_E = a[\omega_E - b(1 - t_b/c)]^2 + C - T_D$$

여기서 T_D 는 스로틀량에 의해 변화되는 엔진토오크량이고, a, b, c, d, e 는 엔진특성상수이다.

본 연구에서는 변속장치의 변속과도특성을 고찰하기 위해 가능하면 과도상태의 엔진의 영향을 배제하고 변속시에도 엔진은 정상상태를 유지한다고 가정하였다.

2.2 토오크 컨버터의 모델링

토오크컨버터를 이용하여 엔진과 변속기를 결합하려면 부하의 특성에 맞는 토오크 컨버터를 선택해야한다. 토오크컨버터는 토오크비 tr 및 효율 η 의 최대값이 높고 속도비가 넓은 범위에 걸쳐 양호한 값을 갖고 입력토오크와 속도비에 따른 변화의 경향이 적당해야 한다.

토오크 컨버터의 운동방정식은 계산하기 복잡하고 비효율적이기 때문에 등가반경 R , 등가유선 L , 등가날개각도 θ 등을 가정하여 간단한 형태의 대수식으로 변형하면 다음과 같다.

$$\tau = \rho Q [R^2 \omega + R \left(\frac{Q}{A}\right) \tan a]_{out} - \rho Q [R^2 \omega + R \left(\frac{Q}{A}\right) \tan a]_{in} + I \dot{\omega} + \rho S Q$$

여기서 I 는 유체관성과 기계적관성을 포함한 전체관성이며

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

이다.

다음으로 에너지 평형식에 대해 고려하면, 즉 토오크컨버터의 입력에너지는 출력에너지와 에너지손실 그리고 토오크 컨버터의 내부에너지 증가분과 같으므로 유도된 식은 다음과 같다.

$$P_{IN} = P_{OUT} + \frac{dE}{dt} + P_{LOSS}$$

여기서

$$P_{IN} = T_{pump} \omega_p + T_{stator} \omega_s$$

$$P_{OUT} = T_{turbine} \omega_T$$

이다.

토오크 컨버터의 동력전달계 모델링은 차량이 변속전이나 후에 일정속도를 주행할 때 갖는 동력장치계의 운동은 정상상태(steady state) 운동방정식에서 얻을 수 있으며, 이때 엔진에서 변속기입력부로 전달되는 토오크는 다음과 같다.

$$T_{out} = K(\theta_{out} - \theta_{in}) + C(\omega_{out} - \omega_{in}) + K(\ddot{\theta}_{out} - \ddot{\theta}_{in})$$

$$T_{in} = K(\theta_{out} - \theta_{in}) + C(\omega_{out} - \omega_{in}) + K(\ddot{\theta}_{out} - \ddot{\theta}_{in})$$

토오크컨버터와 록업클러치를 정상상태에서 수식으로 나타내기위해 행렬식으로 표시하면

$$[I - TC] \begin{pmatrix} \dot{\omega}_p \\ \dot{\omega}_T \\ \dot{\omega}_s \end{pmatrix}$$

$$= [T - TC] \begin{pmatrix} \omega_p^2 \\ \omega_p \omega_T \\ \omega_p \omega_s \\ \omega_p Q \\ \omega_T^2 \\ \omega_T \omega_s \\ \omega_T Q \\ \omega_s^2 \\ \omega_s Q \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} T_{PUMP} \\ -T_{TURBINE} \\ T_{STATOR} \end{pmatrix}$$

여기서

$$T_P = T_{LOCK} + T_{PUMP}$$

$$T_T = T_{TURBINE} + T_{LOCK}$$

토오크컨버터 작동시 $T_{LOCK} = 0$ 이고 록업시는 $T_{PUMP} = T_{TURBINE} = 0$ 가 된다.

2.3 습식 다판클러치의 특성해석

정적조건에서의 클러치 토오크는

$$T_{CAP} = n \cdot \mu_s \cdot P_L R_m \cdot A$$

이며 토오크는 결합전이나 후에 변화한다. 정격토오크 용량은 보통 $P_L = P_{MAX}$ 일 때를 말한다.

록업후 미끄러짐 구간에서의 실제 클러치 토오크는

$$T_C = \begin{cases} n \mu_s P_L R_m A & \text{when } \Omega_i \neq \Omega \\ k(\theta_1 - \theta_2) & \text{when } \Omega_i = \Omega \end{cases}$$

의 조건으로 거동한다.

변속기에서 각 변속시의 결합되는 클러치와 해제되는 클러치가 흡수하는 에너지를 보면 상단변속시 결합되는 클러치는 엔진의 속도를 강제로 감소시켜야 하므로 엔진의 속도감소에 의한 관성에너지와 변속중 엔진자체의 에너지를 흡수하여야한다.

2.4 변속제어장치

변속기의 구조는 크게 토오크 컨버터와 변속기어부, 조향기어부, 종합기어부로 이루어져 있으며 부수적으로 6개의 기어펌프로 이루어진 유공압공급부문, 변속제어부문, 조향제어부문 및 팬제어부문으로 모두 변속기의 본체내부에 설치되어 있다.

변속과정에서 기어비의 불연속적인 변동으로 인해 토오크와 회전속도의 변화는 필연적으로 나타나게된다. 토오크 변동에 영

향을 미치는 인자로는 차체 유효관성모멘트, 주행저항 도오크 및 클러치 도오크등이 있는데 이 중에서 클러치 토오크의 특성이 가장 큰 영향을 미친다.

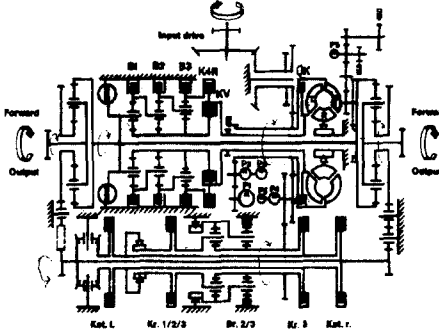


Fig. 1 Drawing of Transmission

클러치에 가해지는 압력이 커지면 과도오크가 커지고 압력이 작아지면 과도오크는 작아지지만 변속시간이 길어지기 때문에 과도오크의 크기를 감소시키면서 짧은 시간내에 완전한 결합을 할 수 있도록 클러치에 대하여 압력변조(Pressure Modulation)를 할 필요가 있다.

2개의 변속클러치의 압력의 상호작용으로 앞단의 클러치(off-going clutch)압력이 급격히 줄어들면서 후단의 클러치(on-coming clutch)압력이 서서히 가해지는 과정에서 변속이 이루어진다.

2.5 동력전달계의 변속동특성 해석

변속기어열은 유성기어계가 조합되어 조합방법에 따라 각 단수별 입력축에 대한 출력축의 회전수비를 결정하게 된다. 유성기어계는 링기어, 선기어 그리고 행성기어로 구성되어 있으며 행성기어 여러개가 캐리어에 의하여 연결되어 있다.

또한 변속기어계에 대해서는 그림 2와 같이 각 변속시 거동을 표현하기 위해 유성기어계를 상세모델링하여 다음과 같은 운동방정식을 유도하였다.

$$\begin{aligned}
 I_{GTI} \dot{\omega}_{GTI} &= T_{GTI} - T_{KV} - T_{KAR} \\
 I_{SUN} \dot{\omega}_{SUN} &= T_{KV} - T_{S1} - T_{S2} - T_{S3} \\
 I_B \dot{\omega}_B &= T_{R2} + T_{S2} - T_{R1} - T_E \\
 I_{E2} \dot{\omega}_{E2} &= T_{R3} + T_{S3} - T_{R2} - T_E \\
 I_{E3} \dot{\omega}_{E3} &= T_{KAR} - T_{E3} - T_{R3} \\
 T_{GTO} &= T_R + T_{S1}
 \end{aligned}$$

그리고 2개의 유성기어계에 대한 회전수 및 토오크 관계식을 나타내면

$$R1\omega_{SUN} + \omega_B = (1 + R1)\omega_{GTO}$$

$$R2\omega_{SUN} + \omega_{E2} = (1 + R2)\omega_B$$

$$R3\omega_{SUN} + \omega_{E3} = (1 + R3)\omega_{E2}$$

$$T_{S1} = R1 T_{R1}$$

$$T_{S2} = R2 T_{R2}$$

$$T_{S3} = R3 T_{R3}$$

$$\text{여기에서 } R = \frac{\text{SUN기어의잇수}}{\text{RING기어의잇수}} < 1$$

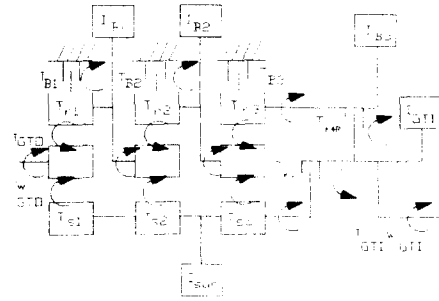


Fig. 2 Modelling of Shifting Gear

$$[I_{SHIFT}] \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{GTI} \\ \dot{\omega}_{SUN} \\ \dot{\omega}_{GTO} \end{bmatrix} = [T_{SHIFT}] \begin{bmatrix} T_{KV} \\ T_{KAR} \\ T_E \\ T_{R2} \\ T_{R3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{GTI} \\ 0 \\ -T_{GTO} \end{bmatrix}$$

엔진, 토오크컨버터, 변속기어를 거친 구동력은 주축을 통하여 좌우 종합유성기어계에서 차량종감속장치에 연결되며 조향을 고려하지 않았기 때문에 종합유성기어계는 단일 기어비를 갖게 되므로

$$I_{GL} \dot{\omega}_{GTO} = T_{MSL}$$

$$I_{GL} \dot{\omega}_{GTO} = T_{MSR}$$

로 좌우가 같게 된다.

3. 궤도차량의 조향모델링

조향장치가 선회반경을 결정하기 위하여 클러치들을 결합하는 방법은 변속장치가 변속을 하는 방법중 단변이변속과 유사하다. 이는 클러치면이 미끄러지는 토오크상태 즉 상태와 완전히 결합된 상태로 구분되어 순차적으로 클러치의 결합을 행하는 방식으로 조향장치의 모델링에는 이 방식을 채용하였다. 조향반경은

$$R_i = \frac{V_o/V_i + 1}{V_o/V_i - 1} \times \frac{B}{2} - \frac{B(i-1)}{2(i-1)}$$

으로 주어지며 실제 실험에 의한 보정계수를 감안하여 계산하였다.

$$F_{wa} = \frac{G}{2} K \mu_w \left(1 + \frac{a_{ga} h}{gB}\right)$$

$$F_{wi} = \frac{G}{2} K \mu_w \left(1 - \frac{a_{ga} h}{gB}\right)$$

이때 실험에 의해서 구한 측면마찰계수

μ_w 는 다음식으로 가정한다.

$$\mu_w = \frac{\mu_{w0}}{(1+i_L)^n} \left(1 - \frac{i_L}{i_{LK}}\right)$$

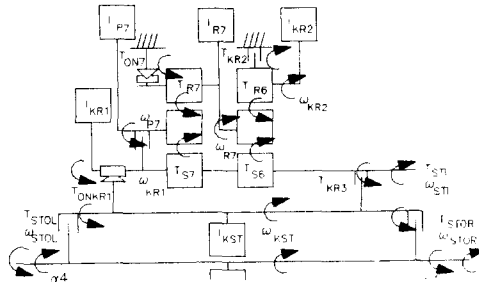


Fig. 3 Steering Modelling

Steering 전체 방정식은

$$[I_{STEERING}] \begin{pmatrix} \dot{\omega}_{STI} \\ \dot{\omega}_{PI} \\ \dot{\omega}_{KR1} \\ \dot{\omega}_{KST} \\ \dot{\omega}_{STO} \end{pmatrix} = [T_{STEERING}] \begin{pmatrix} T_{KR1} \\ T_{KR2} \\ T_{KR3} \\ T_{ONKRI} \\ T_{KSTL} \\ T_{KSTR} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} T_{STI} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{\alpha_4} (T_{STOL} + T_{STOR}) \end{pmatrix}$$

이다.

4. 결과 및 고찰

먼저 조향레버를 제자리회전위치에서 우측으로 회전시켰을 때의 각 상태들을 해석해 보았다. 이 때 조향반경이 바뀌는 순간은 이 조향 시스템이 정해져 있는 레버의 회전각도로 판단하였으며 유압의 변조는 실험데이터와 동일하게 구성하였다. 주행부하 및 조향토크는 차량조향방정식을 해석하여 적용하였다.

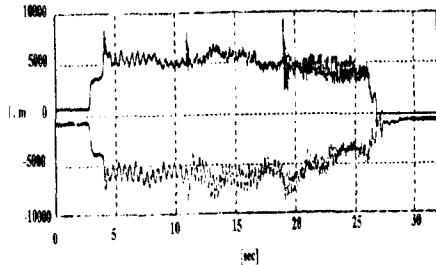


Fig. 4 Steering Torque(Exp.)

이 결과는 조향레버를 조향3단까지 회전시켰을 경우 출력축에 발생하는 토크로

서 그 경향에서 보듯이 클러치 작동시와 일치하는 것을 알 수 있다.

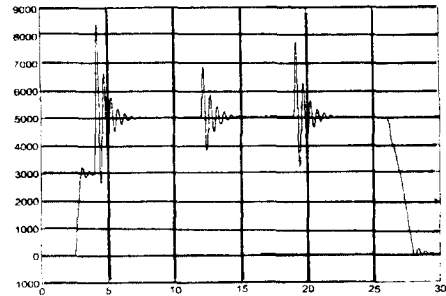


Fig. 5 Steering Torque(Sim.)

KR1/2/3 클러치에 작용하는 압력은 서서히 증가하고 있으며 이 때 차량은 무한가변반경(Infinitely Variable Radius)모드가 됨을 알 수 있다.

그림 6은 변속시간에 따른 차량의 구동성능변화를 보인 것이다. 이는 변속시간차이를 0.1, 0.3, 0.5초 간격으로 임의로 주었을 때의 차량의 구동성능중 가속성능과 최고속도에 미치는 영향을 비교평가한 것이다. 실제 변속시에는 3단에서 4단변속시에는 지0.1초 정도의 지연시간을 두고 있다.

그림 7에서 보는바와 같이 클러치 작동압력 모드가 3가지의 경우로 변화하는 경우의 출력토크오크 변화를 시뮬레이션한 결과이다.

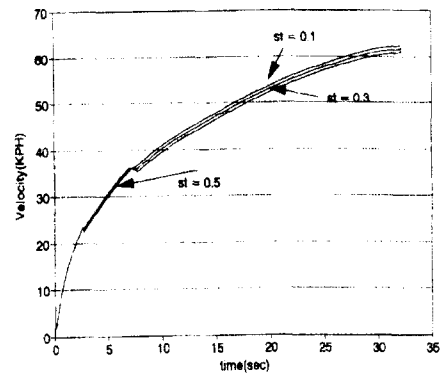


Fig. 6. Shifting Time Change

최종작동압력은 모두 같으나 초기시작압력은 서로 다른 경우이다. 즉 모드 1 인 경우 초기시작압력이 3 bar, 모드 2는 4 bar, 모드 3는 5 bar로 임의로 정하였으며 결과에서 보는 바와 같이 압력모드의 변화는 출력 토크의 최대값에 영향을 주며 출력 토크의 최대치를 줄이기 위하여 압력변조가 필요하다는 것을 알 수 있다.

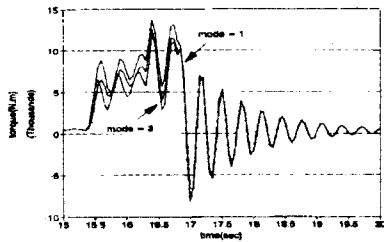


Fig. 7 Pressure Mode Change

그림8은 클러치 작동압력은 11 bar, 13 bar, 15 bar의 3가지 경우로 나누어 계산하여 출력축에 걸리는 토오크 경향을 분석하였다. 결과에서와 같이 변속작동압력이 작으면 변속충격이 작아지나 그만큼 클러치의 미끄러짐이 일어나 변속시간이 길어지는 현상을 유발할 수 있다.

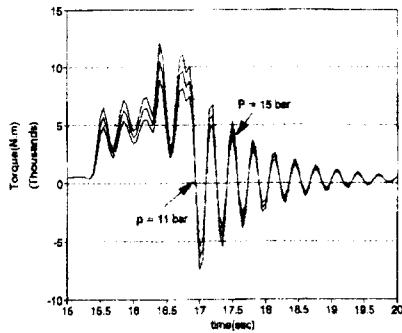


Fig. 8 Clutch Pressure Change

차량개발시 차량의 무게는 최대한 설계기준치에 맞도록 해야한다. 궤도차량의 경우 개발과정에서 불가피하게 중량을 증대시킬 필요가 있다. 이때 차량관성변화가 변속과도특성에 미치는 영향을 알아야 할 필요성이 있다.

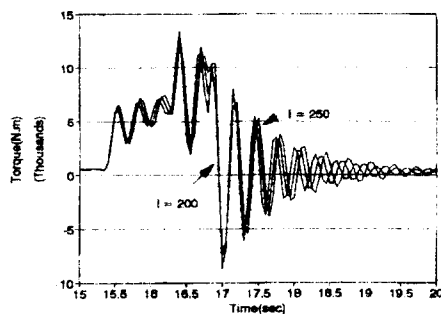


Fig. 9 Change of Vehicle Inertia

차량의 무게가 증대하면 최고속도 도달시간이 증대하고 차량의 무게가 감소하면 그 시간이 감소하는 경향을 보인다. 결과에서

보면 차량관성의 변화는 토오크 최대값에는 별 영향을 미치지 않으나 토오크의 변화 진동수에는 영향을 미치는 것으로 나타났다.

5. 결론

본연구에서 수행한 자동변속기의 운동 모델링방정식을 통하여 시뮬레이션한 결과를 실험과 비교 검증하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 변속 및 조향거동을 고찰할 수 있는 운동방정식에 의한 시뮬레이션결과는 실험결과와 대체적으로 경향이 일치하였다.

2) 토오크컨버터의 록업시 발생하는 과도토오크는 변속중에 발생하는 과도토오크에 비해 매우 큰값을 가진다.

3) 주축의 과도토오크는 변속시 관성의 변화에 의한 토오크와 클러치작동압력에 의한 토오크로 나타난다.

4) 조향시에는 클러치의 작동압력으로 인한 과도토오크가 발생하며 그 크기는 무단조향에서 1단조향으로 바뀔 때 가장 큰 값을 보인다.

참고문헌

[1] Watanabe and Kitano, "Study on Steerability of Articulated Tracked Vehicles", Journal of Terramechanics, 1986

[2] Kitano and Jyozaki, "A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicles", Journal of Terramechanics, 1976

[3] M.K.Kar, "Prediction of Track Forces in Skid Steering of Military Tracked Vehicles", Journal of Terramechanics, p75-86, 1987

[4] Kitano and Kuma, "An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles", Journal of Terramechanics, p211-225, 1977

[5] Anderson and Bierley, "Measuring Automatic Transmission Shift Performance", SAE 650465

[6] J. Hock, "Steering Gears for Tracked Vehicles", ZF Technical Paper