

## 정유압기계식 무단변속기의 변속조향성능해석

강 서 익\*

### Shifting and Steering Performance Analysis of Hydromechanical Continuous Variable Transmission

Kang Seo-ik

#### Abstract

The shifting and steering performance of the tracked vehicle with the hydromechanical continuous variable transmission is analyzed. The simulation results are closely similar to both the vehicle test and dynamo test result. As a result of hydromechanical transmission simulation, power circulation in 2nd and 3rd range is maximum 142%. And power flow of mechanical part has the relationship with the efficiency of the vehicle and transmission.

Keywords : Simulation, Tracked vehicle, Hydrostatic pump

#### 1. 서 론

무단변속기는 엔진의 상태를 차량의 운전속도에 관계 없이 최적연비상태 또는 최저소음 상태로 유지할 수 있는 이점이 있어 다양한 방식으로 개발이 되고 있으며 기계식 벨트방 식이 승용차용으로 일부 양산되고 있으나 내구도측면 및 소음측면에서 아직 널리 보급되고 있지 않는 실정이다. 정유압기계식 무단변속기는 효율면에서 기계식 변속기에 비해 약 간 떨어지나 중량이 무겁고 높은 차속도가 요구되는 중계도차량용으로 넓은 변속범위와 높은 구동력을 갖춘 동력전달장치로 적용되고 있다. 본 연구에서 모델로 사용하는 HMPT 500-3은 1단이 순수 정유압 장치에 의한 변속이고, 2단과 3단은 기계식과 정유압식이 혼합된 정유압기계식이다. 여기서 단수는 일

반적인 기어단수와 달리 변속의 범위를 갖는 형태로 영역(Range)으로 표현되는 것에 유의할 필요가 있다.

정유압식 무단변속기의 특징중 하나인 연비의 최적화는 변속비 및 엔진회전수에 맞추어 엔진의 연료소비율이 최소가 되도록 하고 있다. 이 조절은 변속기 제어 프로그램에 의해 엔진제어 스케줄이 주어지며 엔진속도와 비교하여 정유압 펌프/모타의 스트로크에 의해 제어되어 엔진출력에 맞는 최적의 엔진속도를 유지하게된다. 또 하나의 특징인 변속시 충격의 제거는 클러치의 상대속도가 영(Zero)일 때 변속하기 때문에 가능하다. 이는 축 또는 클러치의 설계시 충격하중의 효과를 어느정도 배제할 수 있는 이점이 있어 경량화 설계가 가능해진다. 정유압기계식 무단변속기는 다음의 특성을 갖고 있다.<sup>(1)</sup>

\* 한양대학교 정밀기계공학과

첫째, 엔진의 전출력을 사용하기 때문에 가속성능이 증대된다. 먼저 토오크 컨버터식변속기와 비교하면 초기의 동력전달율이 높으며 변속시 동력손실이 없으므로 가속성능이 향상된다. 즉 무단변속의 최대장점인 연속적인 변속및 엔진의 최고출력사용으로 가속성능이 크게 증대된다.<sup>(2)</sup>

둘째, 조향성능향상이다. 즉 무단조향시스템으로서 무단조향이 고정반경조향보다 조향동력재생이 우수하고 승용차같은 조향용이성이 있으며 최소조향반경이 향상되어진다. 또한 정유압기계식 장치를 조향에만 사용하는 변속장치에 비하여 조향력을 크게 발휘할 수 있다.

즉 전자의 정유압장치용량에 비교할 때 무단변속장치의 정유압장치용량이 훨씬 크고 엔진출력의 모든동력을 조향에 충분히 발휘할 수 있다.<sup>(3)</sup>

셋째, 토오크컨버터식 자동변속장치에서 나타나는 변속충격의 제거이다. 변속시 마찰부위에서 마모가 발생하며 마찰열에 의한 동력손실 및 변속충격을 유발한다. 그러나 정유압기계식 무단변속장치에서는 그러한 부분은 깨끗이 해결되었다. 그이유는 기계적 변속이 마찰부분의 상대속도가 거의없는 상태에서 이루어지므로 변속시 충격완화 및 마찰부분의 내구도 향상을 기할 수 있게되었다.<sup>(4)</sup>

이상의 여러가지 장점이 있으나 정유압기계식 무단변속장치에 있어 다음과 같은 단점 이 있다. 첫째, 변속기 자체의 동력전달효율이 최고 85%정도로 토오크컨버터식 자동변속기에 비해 다소 떨어지고 둘째, 정유압식 펌프/모타의 전적인 사용으로 열발산이 비교적 높다는 것이다.<sup>(5)</sup>

본 본문에서는 정유압기계식 무단변속기 제어방식을 이해하고 현재 실용화 되어있는 HMPT500-3 변속기를 모델로 변속조향성능을 분석하였으며 차량의 성능예측결과를 실차시험 및 동력계시험결과와 비교분석하였다.

## 2. 정유압 구동장치의 모델링

정유압 펌프/모타의 종류는 원주식 볼피스톤 방식으로 체적당 출력이 크며 압력을 형성시키는 피스톤에는 볼형으로 압력누설에 따른 손실이 다소 클수 있으나 실린더형의 단점을 보완하여 나쁜환경조건에서 견딜수 있는 내구성이 우수하다. 실린더형은 압력누설이 작고 작동압력

을 높이는데 유리하나 고속에서 마찰손실이 크게 증가한다. 펌프의 특성은 다음과 같이 계산된다.

$$\text{펌프토크출량} = \text{볼의단면적} \times \text{스트로크(stroke)길이} \times \text{볼수} \quad (1)$$

$$\text{펌프 토크} = \text{압력} \times \text{송출량} \times \text{기어비}$$

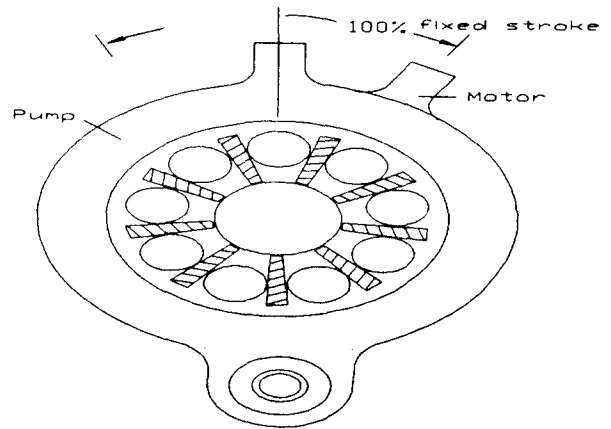


Fig. 1. Hydrostatic Pump and Motor

무단변속기에 사용되는 볼피스톤형 정유압 펌프/모타의 효율은 누설손실(leakage loss)과 마찰손실(torque loss)로 나타낼 수 있으며 성능곡선은 GE사에 요청하여 입수하였다.

효율특성을 다음과 같은 수식으로 근사화 하였다.

$$P(x)_{\text{loss}} = C1 \cdot x^{c2} \text{ (KW)} \quad (2)$$

여기서, X=압력(bar), 회전수(rpm) C1, c2 : 계수

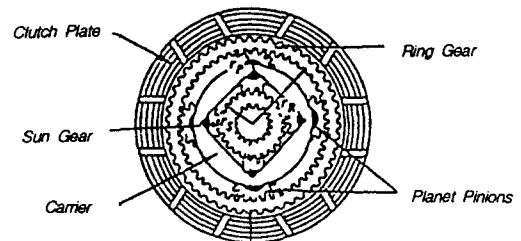


Fig. 2. Planet Gear System

유성기어에서의 회전수와 토크는 다음과같이 구한다.

$$\begin{aligned}
 R_s \times N_s + R_r \times N_r &= (R_s + R_r) \times N_c \\
 T_c &= T_s + T_r \\
 T_s / R_s &= T_r / R_r
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

여기서, R: 기어잇수, N: 기어회전수, T: 기어토크  
(r: ring, s: sun, c: carrier)

일반적으로 발생하는 손실을 고려하여 효율은 평균치인 경우 99%, 베벨기어의 경우 98.5%로 계산하였다. 에너지의 흐름은 공급되는 쪽을 양의 값으로 취하고 배출되는 쪽은 부의 값을 취하였다. 기어장치의 동력순환 현상은 동력이 기계장치에서 폐쇄회로를 형성하므로 이 현상을 파악하기 위해 토크와 회전수의 곱에 의한 에너지 흐름을 이용하여 각점에 대한 각각의 토크와 회전수를 구하고 전달동력의 방향과 흐르는 동력의 크기를 계산하였다. 이 과정에서 동력전달시의 전체적인 기계손실과 정유압 펌프모타에서의 유압손실이 구해진다.

### 3. 정유압변속기의 동력전달해석

정유압 펌프에서의 동력전달성능은 실험치를 수식으로 근사하여 대입한 값 즉 2장에서 언급한 효율곡선을 사용하여 실제 전달동력을 계산하였다. 정유압펌프/모타에 의한 토출량 및 토크는 스트로크(stroke)에 의해 변화하며 다음과 같이 구한다. 볼의 지름이 50.8mm이며 최대 스트로크(stroke)량이 볼직경의 37.5% 이므로

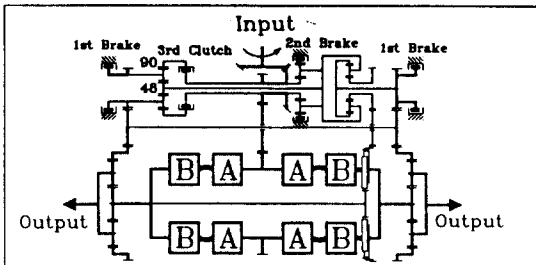


Fig. 3. Schematic View of Hydromechanical Transmission

$$\begin{aligned}
 \text{토출량} &= \text{볼의 단면적} \times \text{스트로크(stroke)량} \times \text{볼수} \\
 &= \pi/4 \times d^2 \times 0.375d \times 9 \\
 &= 345\text{cm}^3/\text{Rev}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{출력축 토크} &= \text{출력축수} \times \text{펌프압력} \times \text{토출량} \times \text{기어비} \\
 &= 2 \times 248\text{bar} \times 345/2\pi \times 5.524 = 15,150\text{Nm} \tag{4}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{최대 구동력} &= \text{출력축토크} \times \text{종감속비} \times \text{종감속효율} / \\
 &\quad \text{스프로켓반지름} \\
 &= 15,150 \times 4.52 \times 0.97 / 0.266 \\
 &= 24.97\text{KNm}
 \end{aligned}$$

를 구할 수 있다.

이 변속기의 기계적 동력전달장치로 쓰인 유성기어장치중 이중 유성장치(double carrier system)는 우측 유압 펌프/모타에 캐리어로 연결되어 있다. 펌프의 회전수는 (4)식으로 구하였으며 스트로크(stroke)량은 출력속도에 따라 각단별로 일차원식을 도입하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{펌프회전수} &= \text{입력기어비} \times \text{스트로크(stroke)량} \times \\
 &\quad \text{엔진속도(Engine rpm)} \tag{5}
 \end{aligned}$$

$$\text{1단 stroke} = \text{setting speed} / \text{shift rpm} \times \text{maximum stroke ratio}$$

변속기 작동시 유압펌프/모타의 누유로 인한 유량을 보충하는 오일펌프가 작동하는데 이 펌프의 동력손실을 2%로 계산하였다. 변속시점은 변속브레이크/클러치의 다판 클러치가 상대속도 영(zero)에 가까울때 변속하도록 설계되어 있으며 실제 변속기에서는 변속점을 속도센서가 측정하여 변속한다.

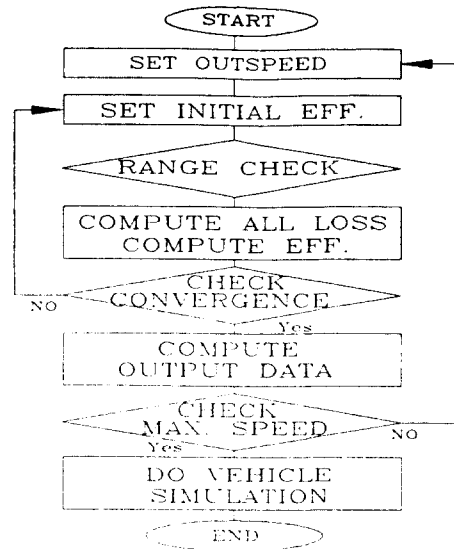


Fig. 4. Flow Chart of Simulation

가속성능 및 최고속도는 (6)식과 같이 먼저 구동력을 계산한 후 구름저항, 공기저항, 구배저항등을 고려한 주행저항을 계산하여 출력축 속도에 따른 여유 구동력을 산출한다. 그 후 여유구동력의 가속도를 구하고 그 때의 속도차를 나누면 시간증가분이 되고 원하는 속도까지 걸리는 시간은 시간증가분을 합하면 된다.

$$a_i = P_i / (W + W_s)$$

$$v_i = \omega_i \times R_s / i_i$$

$$\Delta t_i = 2 \times (v_i - v_{i-1}) / (a_i + a_{i+1}) \quad (6)$$

여기서,  $\omega_i$ : 출력축 회전수  $P_i$ : 엔진토크에 의한 구동력  
 $i_i$ : 종감속비  $W$ : 차량중량  
 $W_s$ : 회전부 중량  $a_i$ : 차량 가속도  
 $v_i$ : 차량 속도  $R_s$ : 스프라켓 반경

따라서 최고속도는  $a_i=0$ 이 될때의  $v_i$  값이 되고 가속성능(32Km/h 도달시간)은  $v_i=32$  일때의 시간( $t=\sum \Delta t_i$ )이다.

정유압변속기의 시뮬레이션은 Fig. 4의 흐름도에 따라 성능예측을 시도하였다. 성능예측 프로그램에서는 구동력선도, 유압펌프/모터의 압력선도, 효율과 동력순환선도 등을 산출할 수 있다. 특히 수렴부근에서는 오차누적에 의한 수렴방안을 구하여 적용하였다.

－ 조향성능해석

궤도차량의 조향시에는 미끄럼조향(Skid Steering)에 의한 손실이 발생하지만 재생동력에 의해 조향효율을 향상시킬 수 있다. 따라서 조향시에는 다음과 같이 총소요동력을 계산할 수 있다.

$$\text{총소요동력}(HP_T) = \text{구동동력}(HP_P) + \text{조향손실동력}(HP_{I_s}) + \text{재생동력손실}(HP_R)$$

$$\text{조향손실동력}(HP_{I_s}) = \frac{2K_1 \mu (W/2) [(V_0 - V_i) / (V_0 + V_i)] JV}{375} \quad (7)$$

$$\text{재생동력손실}(HP_R) = \frac{K_1 \mu W (V_0 - V_i)}{750} \eta_{eff}$$

$$\text{차동궤도속도}(V_0 - V_i) = \frac{V(T + \beta L)}{12\gamma}$$

여기서,  
 $\eta_{eff}$ : 재생동력전달경로에 의한 손실  
 $\mu$ : 마찰계수  
 $\beta$ : 순간중심계수  
 $K_1$ : 궤도하중에 따른 계수  
 $V_0, V_i, V$ : 내측속도, 외측속도, 평균속도  
 $W$ : 차량중량  
 $\gamma$ : 조향반경

즉 궤도차량의 조향시에는 내측궤도의 미끄러짐에 의한 동력이 외측궤도로 전달되어 조향효율을 개선시키는 반면에 이러한 전달에 따른 손실이 발생하게 된다. 따라서 총소요동력을 계산할 때에는 전달효율을 80%로 고려하였다.<sup>(6)</sup>

4. 성능해석결과와 시험결과 비교

1단의 경우에는 순수한 정유압 형태로 동력을 전달하므로 동력순환이 일어나지 않으며 2단에서는 입력동력의 최대 142%의 동력이 순환하는 것을 알 수 있었다. 2,3단에서는 동력순환이 출력속도에 따라 축에 전달되는 동력비율이 변하므로 여기서는 변속시(경우1), 출력축 선기어가 정지한 경우 즉 유압펌프/모터에 의한 동력전달이 일어나지 않는 경우(경우2), 변속직전(경우3)등 3가지 경우로 나누어 분석하였다.

1단에서 2단으로 변속한 직후에서는 유압펌프/모터와 엔진입력에 의해 유성기어장치가 구동되어 142%의 동력이 전달된다. 2단,3단 변속직전에서는 이중유성기어 연결기어에 최대 48%의 동력이 전달된다. 2단에서 3단으로 변속한 직후의 동력흐름은 엔진의 입력동력이 왼쪽 유성기어 장치에서 캐리어를 통하여 동력이 전달되며, 동력순환 해석으로 오른쪽 유성기어 장치는 3단에서 크로스 샤프트를 통하여 흐르는 동력을 역으로 받아 구동시키는 역할을 하고 있음을 알게 되었다. 3단에서 출력축 선기어의 속도가 정지한 경우 2단에서와 마찬가지로 크로스 샤프트를 통한 동력흐름만 발생하여 3단에서 가장 높은 85%의 효율을 나타냈다. 3단에서 출력속도가 최대인 경우 동력은 정유압과 기계적 장치로 전달되며 동력순환은 크로스 샤프트와 이중유성 기어장치에서 85.5% 발생하였으며 78%의 전달효율을 갖는다.

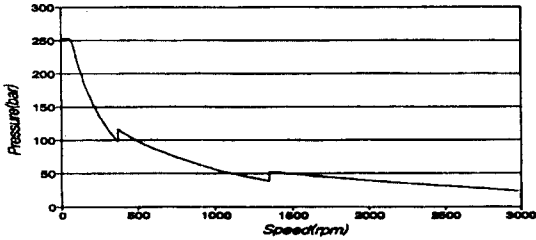


Fig. 5. Pintle Pressure of Hydrostatic Pump/Motor

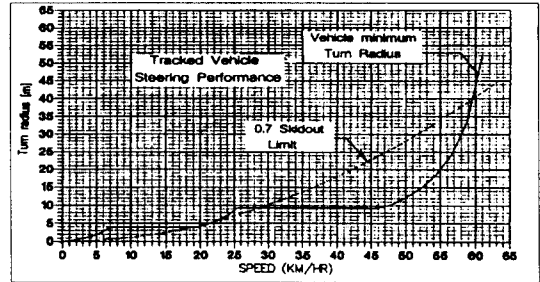


Fig. 8. Minimum Steering Radius

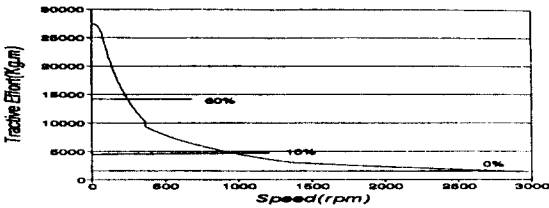


Fig. 6. Tractive Effort of Vehicle

Fig. 8은 조향성능해석결과로 최소조향반경을 각단별로 계산하였다. 따라서 차량의 미끄럼 한계를 넘지 않는 범위내에서 차량은 회전을 하게되며 상호간의 비교를 통해서 차량은 조향하게된다. 1단에서는 최소 5M까지의 반경을 선회할 수 있으며 2단에서도 최소 9M까지, 3단에서는 일부구간에서만 변속기의 능력으로 조향가능하며 대부분의 구간에서는 미끄러짐에 의한 한계조향반경을 갖고 있다.

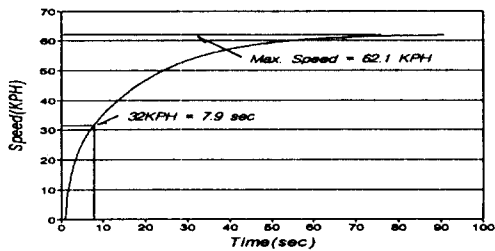


Fig. 7. Vehicle Max. Speed and Acceleration

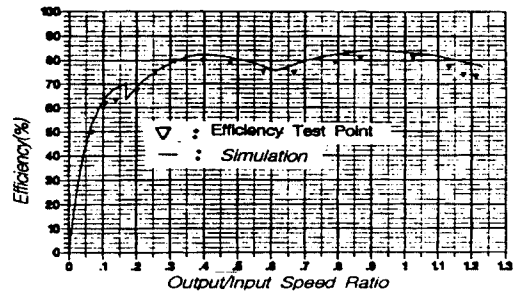


Fig. 9. Dynamo Test for Efficiency

Fig. 5는 유압펌프/모터의 핀틀 압력선도이며 Fig. 6은 정유압 변속기 탑재 구동계의 구동력선도이며 60%, 10%는 각각 등판시의 최고속도를 나타낸다. 따라서 0%에서의 교차점은 평지에서의 최고속도를 나타낸다. Fig. 7은 520 HP 엔진과 대상변속기(HMPT500-3)를 케도차량에 탑재하여 예측한 결과이며 콘크리트노면에서 최고속도와 가속성능을 계산하였다.

1000 KW급 와전류형 동력계에서 속도와 토크를 각 16개의 점에서 일치시켜 입력동력대 출력동력에 따른 효율을 계산하여 Fig.9와 같은 결과를 얻었다. 여기서 시험결과와 계산결과가 매우 유사함을 알 수 있었다. 성능예측결과는 1단에서 70%, 2단에서 85%, 3단에서 84%의 성능을 나타냈으나 시험결과 1단에서는 1, 2단 변속점으로 부하를 잡기 어려운 관계로 측정하지 못했으며 2단에

서는 80%, 3단에서는 82%의 성능을 나타내 거의 예측 결과와 일치하였다.

### 5. 결 론

정유압기계식변속기에 대한 각단별 동력전달해석과 동력순환현상을 이용하여 해석한 변속조향 성능예측결과와 시험결과를 비교분석하였으며 다음과 같은 결론을 구할 수 있었다.

1. 정유압기계식 무단변속기에 대한 성능예측결과가 시험결과와 거의 일치하였으며 추후 용량증대에 따른 구동성능해석에 활용가능하다.
2. 입력동력의 최대 142% 정도의 동력이 2단에서 순환되고 최고 85%의 효율을 갖고 있으며 이로 인해 동력순환과 전달효율이 상호관계가 있음을 알수있다.
3. 예측결과와 시험결과로 볼때 토오크컨버터방식의 변속기에 비해 정유압기계식 변속기는 가속성능이 10-15% 정도 빠르다.
4. 변속기의 전달효율을 높이기 위해서는 순환동력 감소방안에 대한 연구가 필요하다.
5. 조향성능해석결과 각단에서의 최소회전반경을 구할

수 있었다.

### 6. 참고문헌

1. Katsuhiko Takahashi, “최신식 정유압 기계식 변속기 (M2 장갑 보병 전투차량용)”, 병기와 기술 1985. 5-7
2. Katsuhiko Takahashi, “궤도차량용 조향장치에 대하여”, 병기와 기술, 1985. 5-7
3. TM-9-2520-270-34, GE, “Hydromechanical Crossdrive Transmission HMPT 500”
4. Technical Briefing, “GE HMPT-500-3 Transmission.”
5. 손병진, “유압공학”, 탑출판사
6. “Tracked Vehicle Steering”, LMC Report, 1995
7. St. Pott, “The Turning Resistance of Tracked Vehicles- Adams Simulation Compared to Field Measurements and Analytical Models”
8. Kar, “Prediction of Track Forces in Skid-steering of Military Tracked Vehicles”, Journal of Terramechanics, p 75-86(1987)
9. J. Hock, “Steering Gears for Tracked Vehicles”, 1985, ZF Technical Paper