

정유압기계식 변속장치의 동력특성해석

성덕환*, 이근호**, 김현수***

Power Characteristics Analysis of Hydro-Mechanical Transmission

Dukhwan Sung*, Geunho Lee**, Hyunsoo Kim***

Key Words: Network Analysis(네트워크 해석), Hydromechanical Transmission(정유압기계식 변속기), Hydrostatic Unit(정유압 변속기)

Abstract

In this paper, power flow characteristics of a hydromechanical transmission(HMT) are investigated using network analysis. The HMT used in this study consist of a hydrostatic unit(HSU), planetary gear sets, clutches and brakes providing forward 4 speeds and backward 2 speeds. Since the HMT power flows showing a closed loop and the HSU efficiency varies depending on the pressure and speed, a systematic approach is required to analyze the power transmission characteristics of the HMT. In order to analyze the closed loop power flow and the HSU power loss which changes depending on the pressure and speed, network model is constructed for each speed range. In addition, an algorithm is proposed to calculate an accurate HSU loss corresponding to the experimental results. It is found from the network analysis that the torque and speed of each transmission element including the HSU can be obtained as well as direction of the power flow by the proposed algorithm. It is expected that the network analysis can be used in the design of relatively complicated transmission system such as HMT.

1. 서론

정유압 기계식 변속기(HMT : Hydromechanical Transmission)는 정유압 변속기(HSU : Hydraulic Unit or HST : Hydrostatic Transmission)와 유성 기어열로 조합된 기계식 변속기로 구성된다. HMT는 HSU를 통하여 동력의 일부를 전달하고 나머지 동력은 HSU보다 상대적으로 효율이 높은 기계식 변속기를 통하여 전달하기 때문에 HSU의 무단변속기능과 기계식 변속기의 높은 효율을 갖는 장점이 있다. 따라서 HMT는 고하중, 고출력이 요구되는 불도저, 장갑차와 같은 궤도차량 및 건설장비, 농업용 트랙터 등 오프로드(off-road) 차량에 그 적용이 확대되고 있으며 최근에는 상용차 및 SUV

의 적용이 시도되고 있다^(1~6).

HMT는 대부분 페루프 동력분기 구조를 채택하고 있기 때문에 일부 변속구간에서는 동력이 순환하여 입력동력보다 큰 동력이 전달된다. 이 경우 HSU의 설계용량을 초과하는 동력이 전달되지 않도록 HMT의 설계가 요구되며, 클러치, 기어, 축 등 HMT 각 TM(transmission element)요소의 강도설계가 고려되어야 한다.

또한 큰 동력이 HSU를 경유할 때 HSU의 손실이 커져서 전체적으로 HMT의 효율을 감소시킬 수 있다. 따라서 HMT의 동력전달 효율 개선 및 각 TM 요소의 설계사양 확보를 위하여는 HSU를 포함한 HMT의 동력성능 해석이 요구된다.

Pichard⁽⁷⁾등은 유성기어열 연결방식에 대한 HMT 구성을 구분하기 위하여 단식 HMT에 대한 그래픽 표현 방법을 정의하였으며 복잡한 구성의 HMT에 확대 적용하여 HSU 동력전달특성 해석에 사용하였다. 또한 이론해석시 고려되지 않은 TM 요소 손실의 영향을 검토하기 위하여 실험을 통하

* 성균관대 대학원

** 한국기계연구원

*** 성균관대 기계공학부

여 이론 해석 결과와 비교하였다.

Hedman^(8,9)은 Pichard의 해석방법을 일반적인 동력전달 시스템에 적용하여 TM요소의 토크와 각축의 속도행렬을 구하는 네트워크 해석법을 제시하였다. 네트워크 해석법은 기존의 해석법과 달리 TM요소의 효율을 고려한 해석이 가능하다.

김원⁽¹⁰⁾등은 네트워크 해석법을 이용하여 동력흐름의 방향을 구하는 방법을 제시하고 3축 이상이 만나는 노드에서의 동력 전달방향을 정확히 해석할 수 있는 확장된 네트워크 해석법을 제안하였다. 이를 이용하여 각 TM요소의 손실을 고려한 HMT의 동력특성해석을 수행하였다.

HMT는 HSU의 특성에 따라 성능이 좌우되기 때문에 HMT 해석은 HSU의 정확한 특성 반영이 필수적이라고 할 수 있다. 그러나 지금까지 보고된 HMT에 대한 연구는 대부분이 제작자에 의한 결과 위주로서 HSU의 특성을 정확히 고려한 HMT 해석방법은 보고된 것이 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 HSU의 손실을 보다 정확히 반영할 수 있는 네트워크 해석방법을 제시하고 이를 상용차용 HMT 해석에 적용하여 각 변속단에 따른 동력성능특성을 고찰하였다.

2. Lever Analogy를 이용한 HMT 변속 성능 해석

Fig. 1은 본 연구대상 HMT를 도시한 것이다. Fig. 1의 HMT는 유성기어(PG : planetary gear) 4세트, 클러치 4개, 브레이크 2개, HSU 1개로 구성되어 있으며 전진 4단, 후진 2단 구동이 가능하다.

Fig. 1의 HMT에는 reverse stepped pinion planetary gear(RSPPG)가 사용되었으며 정확한 네트워크 모델링을 위하여는 RSPPG에 대한 속도관계 해석이 필요하다.

Fig. 2는 RSPPG의 상세도이며 Fig. 3은 Lever Analogy를 이용한 HMT의 속도해석 결과를 도시한 것이다. 전진 1속과 후진 1속시에는 Ring gear 2(R2)를 통하여 출력되며, 전진 2속과 4속시에는 Sun gear 2(S2), 3속시에는 Carrier(C)를 통하여 출력되는 구조이다.

Fig. 3에서 HSU 출력은 Sun gear 1(S1)으로 전

달되며 HSU 입력속도가 1000rpm인 경우 HSU 스트로크 변화에 따라 출력속도(S1)가 -1000rpm ~ 1000rpm으로 변화된다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 각 변속단에서 HSU의 스트로크가 변화하면 레버비에 따라 각 요소의 속도가 변하게 된다.

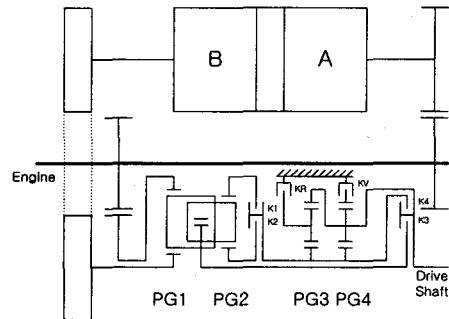


Fig. 1 HMT

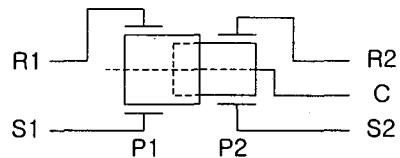


Fig. 2 Reverse stepped pinion planetary gear

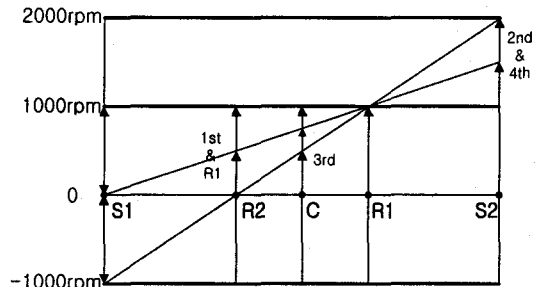


Fig. 3 Lever analysis for HMT

3. 네트워크 모델

3.1 전진 1속

Fig. 4는 전진 1속시의 네트워크 모델을 도시한 것이다. 속도 노드는 ①~⑩, 축은 1~18까지 설정되었다. Fig. 4에서 G1~G4는 기어, i1~i4는 기어 G1~G4의 기어비를 나타낸다. i는 HSU 스트로크

로서 $-1 \sim +1$ 의 범위의 값을 갖는다. ω_e 는 엔진속도, T_e 는 엔진토크로서 경계값으로 주어지며 ω_{out} 은 출력속도, T_{out} 은 출력토크이다.

기어와 HSU를 거쳐 RSPPG로 전달된 동력은 PG2의 R2와 PG4의 C를 통해 출력 축으로 전달된다.

속도 방정식 : 노드 j 에서의 회전속도는 다른 노드들과의 회전속도 관계로부터 결정된다.

$$M_0 \cdot \omega = \beta_0 \quad (1)$$

여기서 M_0 는 회전속도 방정식의 계수로 구성되는 정방행렬이다. ω 는 회전속도 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 을 구성 요소로 갖는 속도벡터이며 β_0 는 주어진 입력(또는 출력) 회전속도로 구성된 경계값 벡터이다.

토크 방정식 : 토크 노드 k 가 회전속도 노드 j 에서 연결될 때 다음 토크 방정식이 j 번째 축의 토크 평형으로부터 얻어진다.

$$\sum_{i=1}^{i+k} T_i = 0 \quad j=1, 2, \dots, N_n \quad (2)$$

여기서 i 는 j 번째 회전속도 노드에서 토크 노드 번호이다. TM 요소들에 대하여 토크 관계식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_T \cdot T = \beta_T \quad (3)$$

여기서 M_T 는 각 토크 방정식들의 계수들로 구성된 정방행렬이다. T 는 $T_T = [T_1, T_2, \dots, T_{N_s}]$ 를 구성 요소로 갖는 벡터이고 β_T 는 경계값을 구성요소로 갖는 벡터이다.

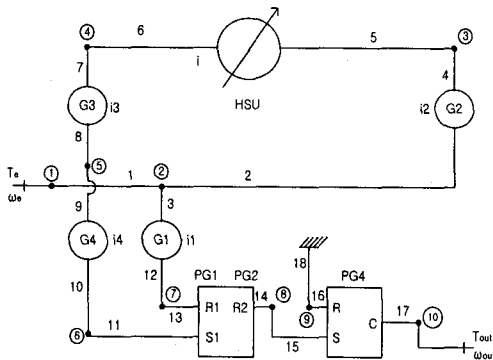


Fig. 4 Network model for 1st speed

4. HMT 손실모델

4.1 HSU 동력손실

HSU는 누설손실(leakage loss)과 마찰에 의한 토크손실(torque loss)이 존재하며, 이들은 작동압력과 속도의 함수이다. 본 연구에서는 시험결과에 의한 손실특성곡선을 이용하여 손실모델식을 구하고 이 식을 성능해석에 사용하였다.

HSU의 누설손실은 작동압력의 함수이며 손실 특성곡선을 수식으로 근사화하면 다음과 같다.

$$P_p \text{ loss} = C_1 P^{C_2} \text{ [kw]} \quad (4)$$

여기서 $P_p \text{ loss}$ 는 누설손실, P 는 압력, C_1, C_2 는 HSU 스트로크에 따른 손실특성계수이다.

토크손실은 회전속도와 HSU 스트로크의 함수이며 손실특성곡선을 근사화하면 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

$$P_t \text{ loss} = C_3 \omega^{C_4} \text{ [kw]} \quad (5)$$

여기서 $P_t \text{ loss}$ 는 마찰손실, ω 는 회전속도, C_3, C_4 는 HSU 스트로크에 따른 손실특성계수이다.

4.2 TM요소 동력손실

Fig. 1의 HMT에서 사용된 TM 요소로는 HSU 외에 기어, 클러치, 브레이크 등이 있으며 HMT 동력특성해석에는 이들 TM 요소의 동력전달 손실을 고려하여야 한다. 본 연구에서는 각 TM 요소의 전달효율을 기어 99%, 유성기어 98.5%로 가정하였으며 클러치와 브레이크에서의 손실은 고려하지 않았다.

5. HSU 손실 계산 알고리즘

네트워크 해석은 모든 TM요소의 효율을 100%로 가정한 1차 해석과 손실을 고려한 2차 해석으로 나눌 수 있다. 2차 해석시 손실은 동력방향을 고려하여야 하며 동력전달방향은 1차 해석결과로부터 알 수 있다. 2차 해석시 HSU 손실은 1차 해석으로부터 구한 HSU 입출력 축의 토크, 속도, 스트로크 조건을 이용하여 HSU 실험손실로부터 구할 수 있

다.

기존의 네트워크 해석방법에 의한 HMT의 HSU 손실은 해석결과와 실험결과 사이에 항상 오차가 존재한다⁽¹⁰⁾. 이것은 기존의 해석방법이 HMT 전체 효율을 가정하고 HSU를 포함한 TM요소의 네트워크 해석을 수행하여 HSU 및 TM요소의 손실을 구한 후 손실의 합이 HMT 전체손실, 즉 가정한 HMT 전체효율에 수렴할 때까지 네트워크 해석을 반복하는 방식으로, 해석결과에 의한 최종 HSU 손실은 실제 손실과 달라질 수 있기 때문이다.

$$M_T \cdot \eta T = \beta_T \quad (6)$$

여기서 η 는 각 TM 요소의 효율이다.

- 2차 해석에 의한 HSU 양단의 토크 및 속도를 이용하여 HSU 실험손실을 구하고 해석에 의한 손실과 비교한다.
- 해석손실과 실험손실의 차이가 있으면 HSU 효율을 다시 가정하고 2차 해석을 반복한다.
- 오차가 적정 범위내로 수렴할 때까지 네트워크 해석을 반복한다.

Fig. 5는 해석 알고리즘을 Flow chart로 도시한 것이다.

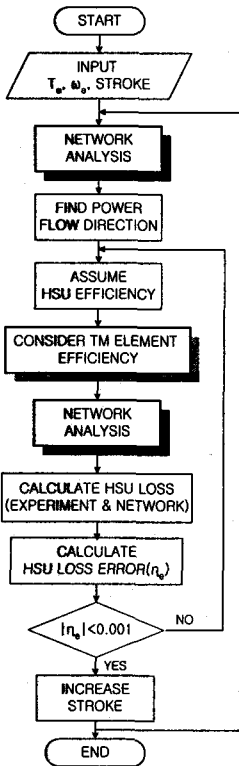


Fig. 5 Flow chart for new algorithm

본 연구에서는 네트워크 해석시 HSU의 실제 손실을 반영하기 위하여 다음과 같은 해석 알고리즘을 제안하였다.

- 동력흐름의 방향을 알기 위한 1차 네트워크 해석을 수행한다.
- HSU 효율을 임의로 가정하고 TM요소의 각 손실을 고려한 2차 네트워크 해석을 수행한다. 이때 토크 방정식은 다음과 같이 수정된다.

6. 네트워크 해석 결과

6.1 HSU 손실

Fig. 6은 HSU 손실결과를 도시한 것이다. 새로운 알고리즘에 의한 HSU 손실의 해석결과는 실험결과와 거의 동일하다. 그러나 기존 방식⁽¹⁰⁾에 의한 해석결과는 실험결과와 큰 차이를 보이는 구간이 존재한다.

따라서 새로운 알고리즘에 의한 네트워크 해석방법은 기존 해석법 보다 HSU 손실을 정확히 반영할 수 있음을 알 수 있다.

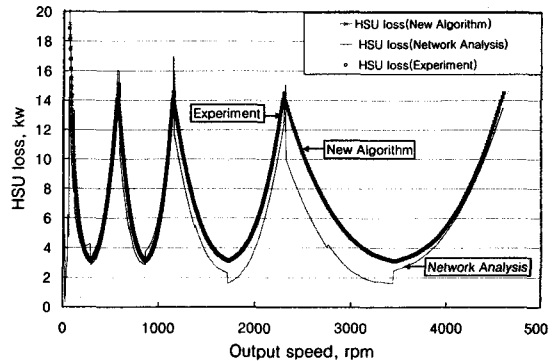


Fig. 6 HSU loss results

6.2 전진 1속의 동력흐름

Fig. 4의 1속 네트워크 모델을 이용하여 HSU의 스트로크 $i=-0.8$ 일 때의 동력성능 해석 결과가 Fig.

7에 나와있다. 네트워크 해석은 엔진의 작동점 2300 rpm, 392.4Nm(40kgfm), 엔진출력 약 94.5kw에서 수행되었다. Fig. 7에서 각 축에 표시된 수치는 동력이며 괄호 안의 값은 입력동력에 대한 퍼센트 비율을 나타낸 것이다. 엔진 출력동력은 HMT의 입력동력이 되며 축 1, 2, 3이 만나는 속도노드 ②에서 HSU로부터 재순환된 동력과 합해져 R1으로 전달된다. PG1에서 HSU로 재순환되는 동력은 엔진 출력동력 보다 263% 큰 값이 작용한다. 최대 동력은 축 3에 엔진 출력동력의 332.3%가 작용한다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 축 2~13에는 입력동력보다 높은 동력이 전달되며 설계시 각 동력전달 요소의 강도해석이 고려되어야 한다.

HSU의 손실은 약 22.0kw이며 이때 HSU의 효율은 91.0%이다.

HMT의 전체효율은 약 64.6%이며 전체 효율이 매우 낮은 것은 엔진으로부터 입력된 동력보다 2배 이상 큰 순환동력이 상대적으로 효율이 낮은 HSU에 작용하였기 때문이다.

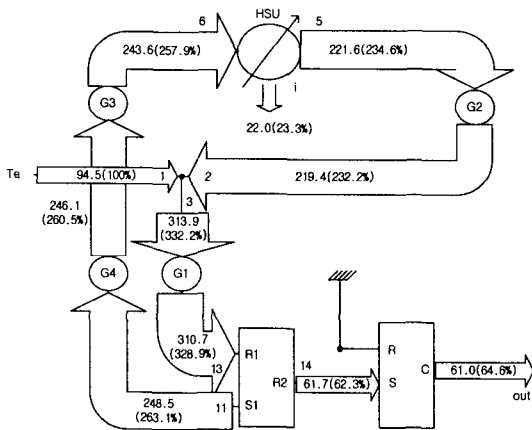


Fig. 7 Network analysis result for 1st range with stroke -0.8

Fig. 8은 축 1, 2, 3에서 동력 변화를 각 변속단에 대하여 도시한 것이다.

1속에서 출력속도가 점차 증가함에 따라 축 2, 3의 동력은 작아진다. 축 1과 축 3은 동력의 부호가 일정하지만 HSU로 연결되는 축 2는 동력의 부호가 각 변속단마다 한번씩 바뀌는 것을 알 수 있

다. 축 2의 동력에서 부호가 전환되면 동력흐름의 방향이 바뀌는 것을 의미한다. 동력의 방향이 전환됨에 따라 Fig. 7과 같은 동력전달현상이 나타나게 된다.

6.3 HMT 효율

Fig. 16은 출력속도에 대한 HMT의 효율을 도시한 것이다. 효율은 각 변속단에서 HSU 스트로크가 0일 때 가장 좋으며 포물선 형태로 변화한다. HSU 스트로크 0 근처에서 효율이 갑자기 증가하는 현상은 스트로크 0에서 HSU 손실모델에 대한 정확한 실험 데이터 결여에 의한 것으로 정확한 해석을 위해서는 이에 대한 시험데이터와 HSU 특성이 필요하다.

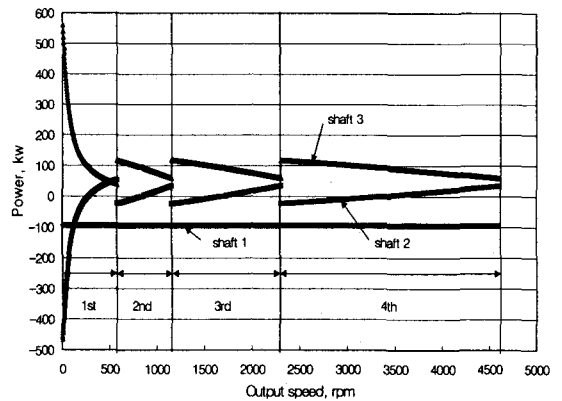


Fig. 8 Network analysis result for power

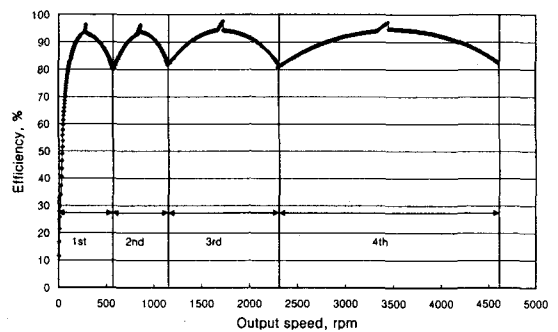


Fig. 9 HMT efficiency

7. 결론

HSU와 유성기어로 이루어진 HMT 해석에서 HSU의 손실을 보다 정확히 반영할 수 있는 새로운 네트워크 해석 알고리즘을 제시하고 이를 상용차용 HMT 해석에 적용하여 각 변속단에 따른 동력성능특성을 고찰하였다.

새로운 알고리즘을 적용한 네트워크 해석방법은 각 TM요소의 토크, 속도와 동력흐름방향을 제시하며 기존 해석법 보다 HSU 손실을 정확히 반영할 수 있다.

본 연구에 사용한 HMT는 초기 발전시 큰 동력이 축으로 전달되므로 출발시 HSU 스트로크를 일정부분 제한하여야 할 필요가 있으며 HSU 초기 스트로크는 축에 작용하는 토크와 차량의 가속성능을 고려하여 설정하여야 한다.

참고문헌

- (1) H. Aitzetmüller, 2000, "Steyr S-matic - The Future CVT System", FISITA, Seoul.
- (2) W. R. Kelly, 1999, "A CVT for V8 Engine Application in Passenger Car and Light Trucks", Int. Congress on Continuously variable Power Transmission CVT'99, pp. 125~135.
- (3) K. Kinokami, K. Miki, 1999, "A Development of HMT for Trucks and Buses", Int. Congress on Continuously variable Power Transmission CVT'99, pp. 125~135.
- (4) H. Mitsuya, K. Otani, T. Ishino, et al., 1994, "Development of Hydromechanical Transmission for Bulldozers", SAE 941722.
- (5) R. G. Reppert, 1987, "Modern Transmisison for Tanks", Military Technology, pp. 4~24.
- (6) W. A. Ross, 1972, "Designing a Hydro-mechanical Transmission for Heavy Duty Trucks", SAE 720725.
- (7) J. Pichard, B. Besson, 1981, "Hydrostatic Power Splitting Transmission Design and Application Examples", Transactions of ASME, Vol. 103, pp. 168-173.

- (8) A. Hedman, 1985, "A Method to Analyse Mechanical Transmission System", Report no. 1985-11.08, Division of Machine Elements, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, pp. 9-13.
- (9) A. Hedman, 1989, "Computer-aided Analysis of General Mechanical Transmission Systems - Some Examples", Second International Conference on New Development in Powertrain and Chassis Engineering, Strassburg, France, pp. 10-13.
- (10) 김원, 정순배, 김현수, 1996, "확장된 네트워크 기법을 이용한 정유압기계식 변속기의 동력전달특성 해석", 대한기계학회논문집, 제20권, 제5호, pp. 1426~1435.