

정유압 기계식 변속장치의 동력전달특성

성덕환* · 김형의** · 이근호** · 김현수†
(2001년 4월 30일 접수, 2001년 8월 11일 심사완료)

Power Transmission Characteristics of a Hydro-Mechanical Transmission

Dukhwan Sung, Hyoungeui Kim, Geunho Lee and Hyunsoo Kim

Key Words: Network Analysis(네트워크 해석), HMT(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. 서 론

정유압 기계식 변속기(HMT : hydromechanical transmission)는 정유압 변속기(HSU : hydraulic unit or HST : hydrostatic transmission)와 유성기어 열로 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 장

점이 있다. 따라서 HMT는 고하중, 고회력이 요구되는 불도저, 장갑차와 같은 궤도차량 및 건설장비, 농업용 트랙터 등 오프로드(off-road) 차량에 그 적용이 확대되고 있으며 최근에는 상용차 및 SUV의 적용이 시도되고 있다.^(1~6)

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

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 한국기계연구원

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부

E-mail : hskim@me.skku.ac.kr

TEL : (031)290-7438 FAX : (031)290-5849

포함한 HMT의 동력성능 해석이 요구된다.

Kress⁽⁷⁾는 1~2개의 유성기어열과 1개의 HSU로 구성된 간단한 구조의 HMT에 대하여 유성기어열의 속도 및 토크 관계, HSU의 속도 및 토크 관계를 이용하여 관계식을 유도하고 동력을 계산하였다. 또한 HMT 변속비 변화에 따라 유압부와 기계식 변속부로 전달되는 동력분포를 쉽게 파악할 수 있도록 그래프 해석법을 사용하였다. 그러나 이 방법은 복잡한 구조의 HMT에는 적용하기가 곤란하다. Mano, Nomura^(8,9) 등은 유성기어열의 구성방식을 Kress⁽⁷⁾보다 더욱 세분하였으며 1개의 유성기어열 만으로 구성된 단식 HMT의 각 구성방식에 대한 속도, 토크 관계식을 유도하고 동력특성해석을 수행하였다. 또한 1개의 유성기어열을 사용한 단식 HMT의 한계를 극복하기 위하여 2개의 유성기어를 결합한 복식 HMT를 구성하고 이에 대한 동력전달특성을 해석하였다. Nomura⁽⁹⁾는 HSU 1개, 유성기어열 3개, 클러치 4개, 브레이크 1개를 사용하여 HMT의 넓은 변속영역, 고토크 전달, 고효율을 만족하는 중장비용 복식 4단 HMT를 구성하고 각 변속단에 대하여 동력특성해석을 수행하였다. Pichard⁽¹⁰⁾ 등은 유성기어열 연결방식에 대한 HMT 구성을 구분하기 위하여 단식 HMT에 대한 그래프 표현 방법을 정의하였으며 복잡한 구성의 HMT에 확대 적용하여 HSU 동력전달특성 해석에 사용하였다. 또한 이론해석시 고려되지 않은 TM 요소 손실의 영향을 검토하기 위하여 실험을 통하여 이론 해석 결과와 비교하였다. Hedman^(11,12)은 Pichard의 해석방법을 일반적인 동력전달 시스템에 적용하여 TM요소의 토크와 각 축의 속도행렬을 구하는 네트워크 해석법을 제시하였다. 네트워크 해석법은 기존의 해석법과 달리 TM요소의 효율을 고려한 해석이 가능하다. 김원⁽¹³⁾ 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. 레버 해석법을 이용한 HMT 변속성능 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 리버스 스텝드 피니언 유성기어(RSPPG : reverse stepped pinion planetary gear)가 사용되었으며 정확한 네트워크 모델링을 위하여는 RSPPG에 대한 속도관계 해석이 필요하다.

Table 1은 각 변속단에서 작동하는 클러치를 나타낸 것이다.

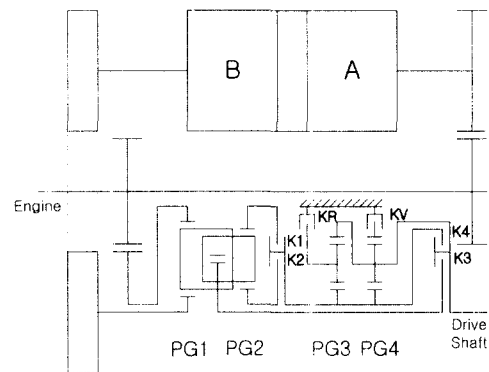


Fig. 1 HMT

Table 1 Clutch operation

	K1	K2	K3	K4	KR	KV
1st	○					○
2nd		○				○
3rd			○			
4th		○		○		
Rev. 1st	○				○	
Rev. 2nd		○			○	

Fig. 2는 RSPPG의 상세도이다. Fig. 2의 RSPPG는 싱글 피니언 유성기어(single pinion planetary gear) 2개로 이루어진 복합유성기어(compound planetary gear)이다. RSPPG는 피니언 기어 P1, P2가 기어로 연결되어 반대방향으로 회전하고 P1, P2 축은 캐리어에 의해 연결되어 함께 회전하도록 구성된다. 또한 두 피니언 기어의 회전에 의해 링 기어, 선 기어의 회전 속도관계가 결정되며 레버 비는 피니언 기어, 선 기어, 링 기어 각 각의 잇수로부터 결정된다. 이와 같은 구성은 일반 자동변속기에 사용되는 유성기어의 연결구조와는 다르므로 정확한 속도관계 해석이 요구된다.

Fig. 3은 레버 해석법(lever analogy)을 이용한 HMT의 속도해석 결과를 도시한 것이다. RSPPG 레버상에서 HSU 출력은 선기어 1(S1)으로 전달되며 엔진출력은 링기어 1(R1)으로 전달된다. 모든 변속단에서 S1과 R1의 입력은 고정이며 전진 1속과 후진 1속시에는 링기어 2(R2)를 통하여 출력되고 전진 2속과 4속시에는 선기어 2(S2), 3속시에는 캐리어(C)를 통하여 출력되는 구조이다.

엔진출력이 1000rpm인 경우 엔진과 연결된 R1의 속도는 1000rpm으로 항상 일정하며, HSU와 연결된 S1의 속도는 스트로크 변화에 따라 1000rpm ~ -1000rpm으로 변화한다. 전진 1속 시에는 클러치 K1과 브레이크 Kv가 작동하며(Fig. 1) R2로의 출력은 HSU 출력속도가 -1000rpm에서 1000rpm으로 변함에 따라 0에서 1000rpm으로 변한다. 그러나 전진 1속과 2속시 바퀴로의 출력은 PG4에 의하여 1/4로 감속되며 따라서 1속 종료시 바퀴속도는 250rpm이다. 1속에서 2속으로의 변속은 RSPPG를 구성하는 모든 요소의 속도가 동일하게 1000rpm일 때 이루어지며 이 때 2속 변속을 위하여 작동하는 K2 클러치 양단의 속도차이는 0이므로 특별한 제어 없이 변속이 가능하다. 또한 2속에서 3속, 3속에서 4속으로 변속은 2속 변속시와 동일하게 작동 클러치 양단에 속도차이가 없는 상태로 가능하다. 2속시에는 K2, Kv가 작동하며 S2 출력은 HSU 출력속도가 1000rpm에서 -1000rpm으로 변화함에 따라 1000rpm에서 2000rpm으로 증가한다. 바퀴속도는 1속시와 동일하게 1/4 감속되어 500rpm이다. 3속시는 클러치 K3가 작동하여 C로 출력되며, 1, 2속과는 달리 PG4에 의한 감속이 없기 때문에 C의 출력속도가

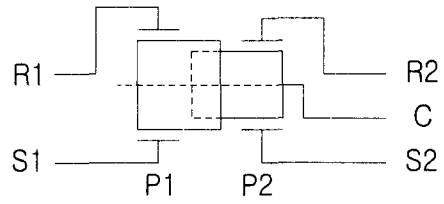


Fig. 2 Reverse stepped pinion planetary gear

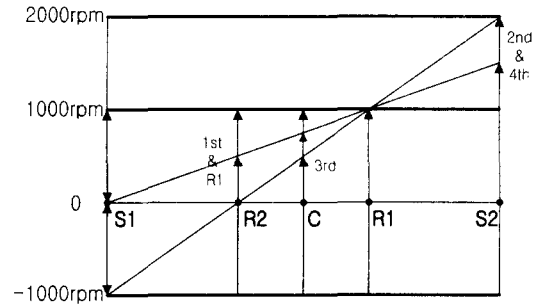


Fig. 3 Lever analogy for HMT

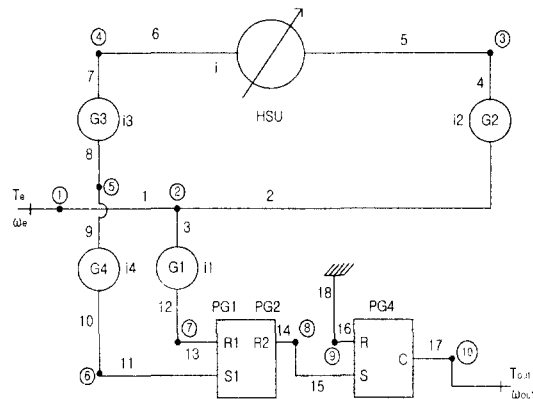


Fig. 4 Network model for 1st speed

그대로 바퀴로 전달된다. C 출력은 HSU 출력속도가 -1000rpm에서 1000rpm으로 변함에 따라 500rpm에서 1000rpm으로 변한다. 4속시는 클러치 K4가 작동하며 S2 출력은 HSU 출력속도가 1000rpm에서 -1000rpm으로 변함에 따라 1000rpm에서 2000rpm으로 증가한다.

위와 같은 레버 해석 결과 Fig. 1의 HMT는 입력속도에 대하여 최대 2배까지 증속이 가능하며 변속시 클러치 양단의 속도 차가 0이기 때문에

일반 자동변속기에서와 같은 정교한 변속 제어기 필요 없을 것으로 예상된다.

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 스트로크로서 -1~+1의 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 j에서의 회전속도는 다른 노드들과의 회전속도 관계로부터 결정된다.

$$M_{\omega} \cdot \omega = \beta \tag{1}$$

여기서 M_{ω} 는 회전속도 방정식의 계수로 구성되는 정방행렬이다. ω 는 회전속도 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 을 구성요소로 갖는 속도벡터이며 β_{ω} 는 주어진 입력(또는 출력) 회전속도로 구성된 경계값 벡터이다.

토크 방정식 : 토크 노드 k가 회전속도 노드 j에서 연결될 때 다음 토크 방정식이 j번째 축의 토크 평형으로부터 얻어진다.

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

여기서 i는 j번째 회전속도 노드에서 토크 노드 번호이다. TM 요소들에 대하여 토크 관계식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_T \cdot T = \beta_T \tag{3}$$

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

3.2 전진 2속

Fig. 5는 전진 2속시의 네트워크 모델을 도시한 것이다. PG2에서의 출력이 S2로 바뀐 것이 전진 1속과 다르며 그 외의 부분은 동일하다. 축 번호

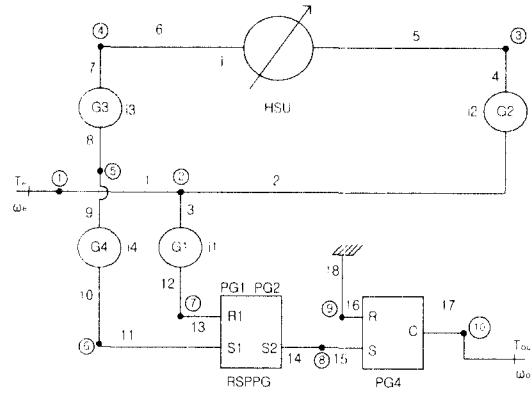


Fig. 5 Network model for 2nd speed

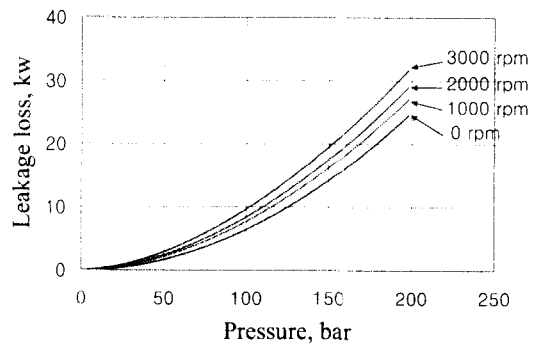


Fig. 6 HSU leakage loss

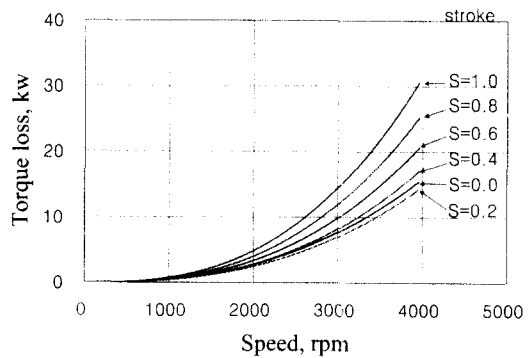


Fig. 7 HSU torque loss

도 1~18로 동일하다. 전진 3속 및 전진 4속의 네트워크 모델도 유사한 방법으로 구할 수 있다.

4. HMT 손실모델

4.1 HSU 동력손실

HSU는 누설손실(leakage loss)과 마찰에 의한 토크손실이 존재하며, 이들은 작동압력과 속도의 함수이다. 본 연구에서는 시험결과로부터 구한 손실특성곡선을 이용하여 손실 모델식을 구하고 이 식을 성능해석에 사용하였다. 동력이 모터에서 펌프로 전달되는 경우에도 동일한 손실을 적용한다.

Fig. 6과 Fig. 7은 누설손실과 마찰손실을 도시한 것이다. Fig. 6의 누설손실은 작동압력 변화시 동력손실을 각 입력축 속도에 대하여 도시한 것이며, Fig. 7의 마찰손실은 입력축 속도 변화시 동력손실을 HSU의 스트로크에 대하여 도시하였다.

HSU의 누설손실은 작동압력의 함수이며 손실 특성곡선을 수식으로 근사화하면 다음과 같다.

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

여기서 $P_{p\ loss}$ 는 누설손실, P 는 압력, C_1 , C_2 는 HSU 회전속도에 따른 손실특성계수이다.

HSU의 토크손실은 회전속도의 함수이며 손실 특성곡선을 근사화하면 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.

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

여기서 $P_{t\ loss}$ 는 마찰손실, ω 는 회전속도, C_3 , C_4 는 HSU 스트로크에 따른 손실특성계수이다. 본 연구에서 마찰 손실 모델은 속도와 스트로크의 함수로 근사화 되었다.⁽¹⁴⁾

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 해석결과로

부터 알 수 있다. 2차 해석시 HSU 손실은 1차 해석으로부터 구한 HSU 입출력 축의 토크, 속도, 스트로크 조건을 이용하여 HSU 실험손실로부터 구할 수 있다.

기존의 네트워크 해석방법에 의한 HMT의 HSU 손실은 해석결과와 실험결과 사이에 항상 오차가 존재한다.⁽¹³⁾ 이것은 기존의 해석방법이 HMT 전체효율을 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.

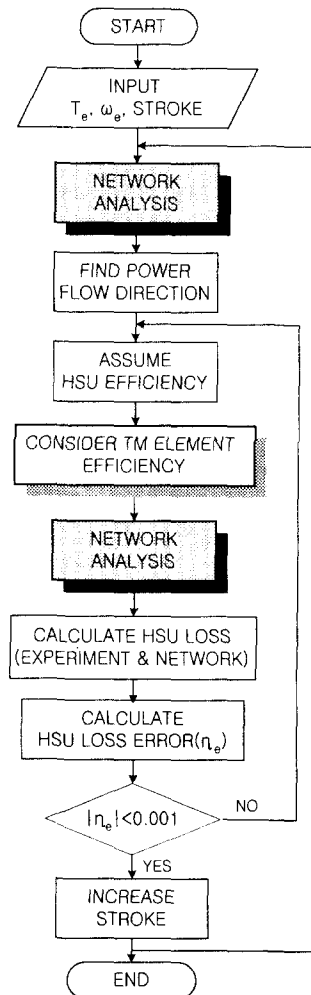


Fig. 8 Flow chart

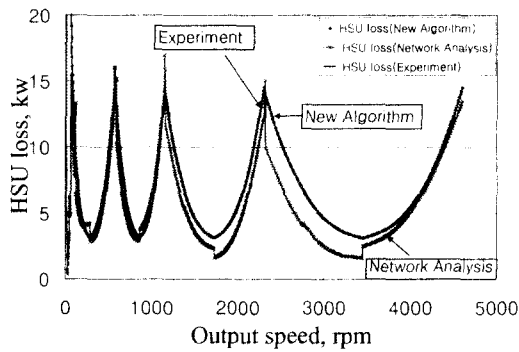


Fig. 9 HSU loss

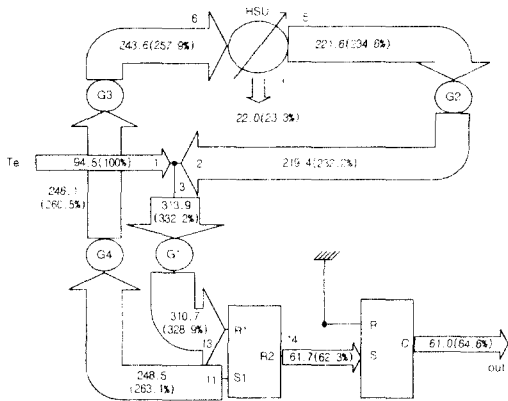


Fig. 10 Network analysis result for 1st range with stroke -0.8

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.

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

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 네트워

크 해석을 반복한다.

Fig. 8은 해석 알고리즘의 흐름도이다.

6. 네트워크 해석 결과

네트워크 해석은 엔진출력 2300rpm, 392.4 Nm, 동력 94.5kw에서 수행하였다.

6.1 HSU 손실

Fig. 9는 HSU 손실결과를 도시한 것이다. 새로운 알고리즘에 의한 HSU 손실의 해석결과는 실험결과와 거의 동일하다. 그러나 기존 방식⁽¹³⁾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.

6.2 전진 1속의 동력흐름

Fig. 4의 1속 네트워크 모델을 이용하여 HSU의 스트로크 $i=-0.8$ 일 때의 동력성능 해석 결과가 Fig. 10에 나와있다. Fig. 10에서 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. 최대동력은 축 3에 엔진 출력동력의 332.3%가 작용한다. Fig. 10에서 알 수 있듯이 축 2~13에는 입력동력보다 높은 동력이 전달되며 설계시 각 동력전달요소의 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. 11은 1속에서 HSU 스트로크가 0일 때의 동력흐름을 도시한 것이다. HMT 입력동력은 거의 대부분이 축 3을 통하여 R1으로 전달된다. HSU로는 엔진 입력동력 중 3.1kw(3.3%)가 전달되며 이것은 모두 HSU에서 손실되는 동력이 된다. HSU 펌프는 입력축과 직결되어 있기 때문에

입력축이 회전하는 경우 식 (5)의 손실모델에 의한 마찰손실이 존재하며 입력축 회전속도에 따라 손실동력이 결정된다. HSU 모터의 출력속도는 HSU 스트로크가 0일 때 입력속도와 상관없이 0이기 때문에 누설손실과 마찰손실이 없으며 출력동력도 0이 된다. 따라서 HSU로 입력되는 동력은 HSU 펌프를 구동하는데 모두 소모된다. HMT의 전체효율은 93.2%이며 이와 같이 HMT의 효율이 높은 것은 HSU 스트로크가 0일 때 대부분의 동력이 효율이 높은 기계식 변속부로 전달되고 상대적으로 효율이 낮은 HSU로 전달되는 동력은 HSU 펌프 구동손실을 제외하고는 없기 때문이다.

2, 3, 4속의 네트워크에 의한 HMT 동력성능특성은 1속과 유사한 방법으로 구할 수 있다.

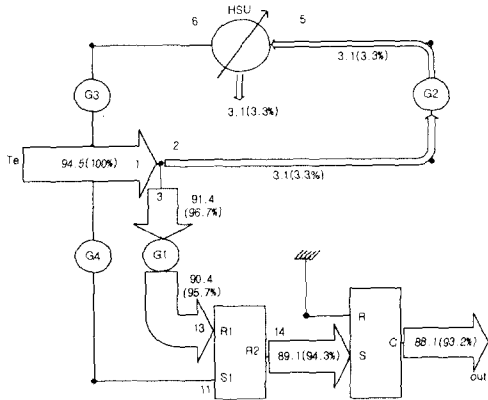


Fig. 11 Network analysis result for 1st range with stroke 0

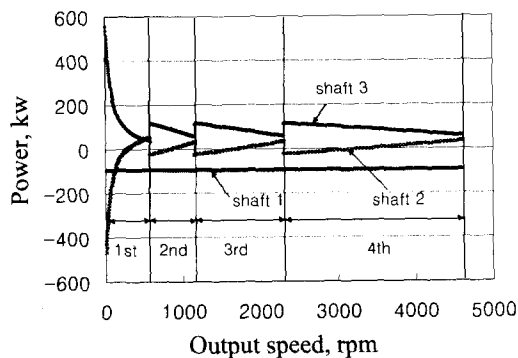


Fig. 12 Network analysis result for power

6.3 변속단에 대한 기계요소의 동력해석

Fig. 12는 축 1, 2, 3에서 동력 변화를 각 변속단에 대하여 도시한 것이다. 정지상태에서 출발시 축 2, 3의 동력은 $-\infty$, $+\infty$ 이며 이 때문에 1속의 초기 HSU 스트로크인 -1에서는 해석이 되지 않는다. 따라서 실차에 적용하기 위해서는 이와 같은 동력이 발생하지 않도록 출발시 HSU 스트로크를 -1이 아닌 곳에서 시작하도록 설정할 필요가 있다. 정확한 HSU 스트로크는 축에 전달되는 토크와 차량 가속성능을 고려하여 실차 실험을 통하여 결정해야 한다.

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 있다. 축 2의 동력에서 부호가 전환되면 동력 흐름의 방향이 바뀌는 것을 의미한다. 동력의 방향이 전환됨에 따라 Fig. 10, Fig. 11과 같은 동력 전달현상이 나타나게 된다. Fig. 12에서 변속시 축 2, 3의 동력 변화가 크게 나타나는 것은 변속 전후 토크가 크게 변하기 때문이며 이것은 유성기어에서의 토크비 변화에 따른 것이다.

6.4 HSU 스트로크와 출력속도

Fig. 13은 출력속도에 대한 HSU 스트로크 변화를 도시한 것이다. HMT는 HSU 스트로크 -1에서 1속으로 출발한다. 출력속도가 증가함에 따라 HSU 스트로크는 -1에서 +1로 변화하며 스트로크가 +1까지 변화되면 2속으로 변속된다. 이와 같이 HMT는 변속단 구성에 따라 HSU 스트로크가 -1~+1 사이의 변속을 반복함으로써 전체 속도가 증가하는 구조이다.

Fig. 13의 스트로크와 출력속도 관계로부터 정지시 1속 상태에서 HSU 스트로크를 -1로 유지하면 특별한 동력차단요소가 없어도 정지상태를 유지할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 급정지 시와 같이 차량의 속도가 빠르게 변하는 경우 출력속도에 맞게 HSU 스트로크와 변속단을 제어하지 못하면 엔진이 꺼지는 경우가 발생할 수 있다. 그리고 발진 시에도 HSU 스트로크 변화에 따라 출력속도가 변화되므로 스트로크를 적절히 제어하지 못하면 엔진의 작동상태와 가속상태를 최적으로 유지할 수 없다. 그러므로 HMT의 가속성능 및 연비성능 향상을 얻기 위해서는 HSU 스트로

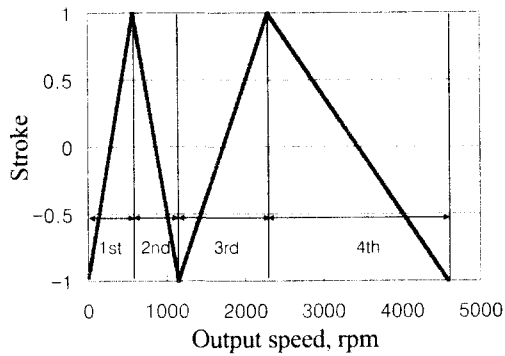


Fig. 13 HSU stroke

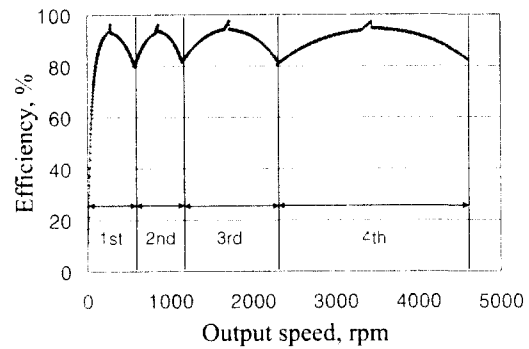


Fig. 14 HMT efficiency

크 제어특성에 대한 연구가 필요할 것으로 생각된다.

6.5 HMT 효율

Fig. 14는 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.

7. 결론

HSU와 유성기어로 이루어진 HMT 해석을 위하여 RSPPG(reverse stepped pinion planetary gear)와 HSU로 구성된 HMT의 변속특성을 레버 해석법으로 분석하고 각 변속단에서 HSU 스트로크 변화에 대한 출력속도 특성을 고찰하였다. 또한 HSU의 손실을 보다 정확히 반영할 수 있는 새로운 네트워크 해석 알고리즘을 제시하고 이를 상용차용 HMT에 적용하여 네트워크 해석을 수행하였다. 네트워크 해석결과 새로운 알고리즘에 의한 HSU 손실은 실험결과를 정확히 반영하며, HMT의 전체효율은 HSU의 스트로크가 0이 되어 HSU를 통과하는 동력이 가장 작을 때 최대가 됨을 알 수 있었다.

또한 본 연구에 사용한 HMT는 초기 발전시킨 동력이 축으로 전달되는 구조임을 알 수 있었고 이에 따라 출발시 HSU 스트로크를 일정부분 제한할 필요가 있음을 제시하였다.

참고문헌

- (1) Aitzetmüller, H., 2000, "Steyr S-matic - The Future CVT System," FISITA, Seoul.
- (2) Kelly, W. R., 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) Kinokami, K. and Miki, K., 1999, "A Development of HMT for Trucks and Buses," *Int. Congress on Continuously variable Power Transmission CVT'99*, pp. 125~135.
- (4) Mitsuya, H., Otani, K., Ishino, T., 1994, "Development of Hydromechanical Transmission for Bulldozers," SAE 941722.
- (5) Reppert, R. G., 1987, "Modern Transmisison for Tanks," *Military Technology*, pp. 4~24.
- (6) Ross, W. A., 1972, "Designing a Hydro-mechanical Transmission for Heavy Duty Trucks," SAE 720725.
- (7) Kress, J. H., 1968, "Hydrostatic Power-Splitting Transmissions for Wheeled Vehicles - Classification and Theory of Operation," SAE 680549.
- (8) Mano, T. and Nomura, K., 1976, "Hydro-mechanical Transmissions," *自動車技術*, Vol. 30, No. 9, pp. 765~770.
- (9) Nomura, K., 1976, "Study on the Characteristics of Hydromechanical Transmission," *三菱重工技報* Vol. 13, No. 3, pp. 456~463.
- (10) Pichard, J. and Besson, B., 1981, "Hydrostatic

- Power Splitting Transmission Design and Application Examples," *Transactions of ASME*, Vol. 103, pp. 168~173.
- (11) Hedman, A., 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.
- (12) Hedman, A., 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.
- (13) 김원, 정순배, 김현수, 1996, "확장된 네트워 크기법을 이용한 정유압기계식 변속기의 동력전 달특성 해석," 대한기계학회논문집, 제20권, 제5호, pp. 1426~1435.
- (14) 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 1995, "무단변속조향시스템의 특성분석 및 제어에 관한 연구," 국방과학연구소 연구과제 보고서, pp. 260~294.