

〈논 문〉

확장된 네트워크기법을 이용한 정유압 기계식 변속장치의 동력전달 특성 해석

김 원* · 정순배** · 김현수***

(1995년 4월 19일 접수)

Analysis of Power Transmission Characteristics for Hydro-Mechanical Transmission Using Extended Network Theory

Won Kim, Soon-Bae Chung and Hyun-Soo Kim

Key Words : Hydro-Mechanical Transmission(HMT : 정유압 기계식 동력전달장치), Network Analysis(네트워크 해석), Power Flow(동력흐름), Power Circulation(동력순환)

Abstract

In this paper, a network theory for general transmission system was extended considering the direction of power flow. Also, a modified network model was suggested for a node with 4 shafts in order to verify the power flow. Based on the extended network theory, a simulation program was developed to analyze a hydro-mechanical transmission(HMT) system consisting of two hydrostatic pump motors, several planetary gear trains and steer differential gear. The simulation results showed that the extended network analysis program developed can predict the power circulation as well as the magnitude of torque and speed for each transmission element and can be used for useful design tool for general power transmission system.

1. 서 론

정유압 기계식 동력전달장치(HMT: hydro-mechanical transmission)는 정유압 펌프 모터(hydro-static transmission: HST)의 무단변속기능과 유성치차 등으로 구성된 기계계의 고효율을 취합한 변속조향장치로서 변속과 조향이 가능하며 무단 변속의 장점이 있어 케도차량 변속조향장치로서 사용범위가 점차 증가하고 있다. 특히 조향시 클러치의 복잡한 조작이 필요없고, 운전이 용이하며 효율이 높다는 장점이 있기 때문에 앞으로 케도차량

변속조향장치의 주류를 이룰 것으로 생각된다.^(1,2) HMT는 HST의 스트로크(stroke)와 변속비에 따라 동력 흐름(power flow)의 방향과 크기가 바뀌며 이에 대하여 동력전달계의 각 요소 즉, 기어, 축, HST에 작용하는 토크의 크기가 변화한다. 이 경우 입력동력보다 크기가 더 큰 동력이 기계요소를 순환하는 일이 발생하며, HMT의 설계와 성능향상을 위하여는 이와 같은 동력순환 현상을 정확히 해석하고 각 기계요소에 작용하는 토크의 크기를 구해야 한다.

Fig. 1에 본 연구의 대상인 HMT가 도시되어 있다. Fig. 1의 HMT는 4개의 유성치차와 좌우 2개의 HST 및 1개의 조향차동기어로 구성되어 있다. HMT는 변속비 1단인 경우를 제외하고는 동력이 2개 이상의 경로로 나뉘어지거나 중첩되어 전달되

*성균관대학교 대학원

**국방과학연구소

***회원, 성균관대학교 기계공학과

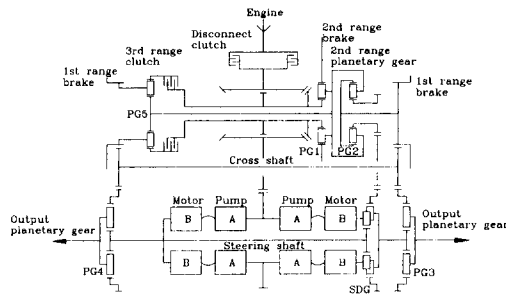


Fig. 1 HMT

는 다경로계(multi-pass system)로서 특히 2단과 3단에서는 HST의 스트로크에 따라 동력순환이 발생한다. 동력순환은 다경로계의 전체시스템의 효율은 물론 동력전달 각 요소의 기계적 강도에 영향을 미치기 때문에 이에 대한 정확한 해석기술 확립은 시스템 성능 향상의 핵심이다.

다경로계에 대한 동력전달 해석은 주로 HMT 시스템을 중심으로 연구가 이루어져 왔다. Mano 등⁽³⁾은 HST와 1조의 유성기어를 조합한 단식 HMT에 대하여 유압계 대 기계계의 동력전달비를 구하고 입출력 분할특성을 연구하였다. Nomura⁽⁴⁾는 몇 개의 유성기어와 HST로 구성된 다단 HMT에 대하여 동력분할과 성능특성을 도식적으로 제시하였다. 그러나 이들이 제시한 해석방법은 기존의 도식적 해법⁽⁵⁾을 확장한 것이며 각 동력전달 요소의 효율을 고려하지 않았다. Polder⁽⁶⁾는 기계동력 전달계의 일반적인 해석을 위한 네트워크 이론을 제안하였으나 SISO계에 제한되었다. Hedman^(7,8)은 이들의 이론을 발전시켜 동력전달계를 동력전달 요소와 축으로 네트워크(network)를 구성하고 각 요소의 손실을 고려한 네트워크 해석이론을 제시하였다. 그러나 동력전달효율에 대하여는 고려하지 않았고 4개 이상의 축이 연결된 교점에 적용할 수 없다는 단점이 있다. 정순배^(9,10) 등은 Fig. 1의 HMT에 대하여 각 변속단 별로 동력순환 해석을 시도하였으나 동력전달의 핵심인 가로축(cross-shaft)과 조향축(steering shaft)을 무시하였고 최우의 HST를 1개로 취급하여 조향시의 동력전달 특성을 고려할 수 없었다.

이 밖에도 CVT(continuously variable transmission)와 1~2개의 유성기차계를 조합한 비교적 단순한 다경로시스템에 대한 연구결과가 보고되어 있으나⁽⁷⁾ Fig. 1의 HMT와 같이 복잡한 계의 동력순

환 해석을 위하여는 보다 조직적이며 일반화된 해석방법이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 Hedman의 네트워크 해석 기법을 확장하여 각 동력전달요소의 토크와 속도 외에 동력전달 방향을 구할 수 있는 해석 방법을 제시하고, 연구대상 HMT의 각 변속단에서 동력의 크기와 흐름, 유압계 및 기계계의 손실과 효율을 고찰하기로 한다.

2. 네트워크 해석

Hedman의 네트워크 해석이론^(7,8)을 간단히 정리하면 다음과 같다. 동력전달계는 기어, 벨트, 베어링, 유성기어열, 클러치와 같은 동력전달요소(transmission element : TM 요소)와 축으로 구성된다. TM요소는 축으로 연결되고 축에는 1개의 교점(node)이 존재한다.

교점의 토크 방정식

임의의 한 교점 $j(=1, 2, \dots, N_n)$ 에는 n_j 개의 축들이 연결되어 있으며 이 축들은 모두 동일한 회전속도 j 를 가지고 있다. 각각의 교점에 대한 토크 방정식은 다음과 같다.

$$\sum_{k=1}^{n_j} T_k = 0 \quad j=1, 2, \dots, N_n \quad (1)$$

회전속도 방정식

각 교점에서 회전속도는 하나 또는 그 이상의 다른 교점들에서의 회전속도 관계로부터 결정되며 각 교점의 회전속도 방정식은 다음 행렬식으로 표시된다.

$$M_\omega \omega = \beta_\omega \quad (2)$$

여기서, M_ω 는 N_n (교점의 수)개의 열과 행을 갖는 정방행렬로서 회전속도 방정식의 계수로 구성된다. ω 는 각 교점들에서의 회전속도 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 을 구성요소로 갖는 속도벡터이고, β_ω 는 회전속도에 관한 정계값을 구성요소로 갖는 벡터이다.

토크 방정식

각 교점 및 TM 요소에 대한 토크 방정식은 다음 행렬식으로 표시된다.

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

여기서, M_T 는 N_s 개의 열과 행으로 이루어진 정방행렬로서 각 토크 방정식들의 계수를 구성요소로 갖는다. T 는 N_s 개의 축들에 대한 토크 $T_1, T_2,$

..., T_{Ns} 를 구성요소로 갖는 벡터이고, β_7 는 토르에 관한 경계값을 구성요소로 갖는 벡터이다.

3. 동력순환 해석

동력순환을 해석하기 위해서는 동력전달체와 경계(입력 및 출력) 사이의 동력흐름, 축에서의 동력흐름, TM 요소에서의 동력흐름 및 여러 개의 축으로 구성된 교점의 동력흐름 등에 관하여 명확히 정의할 필요가 있다. Fig. 2의 동력전달 시스템에 대하여 동력흐름을 검토해 보자.

먼저 동력은 토크 T 와 속도 ω 의 곱으로 표시되며 $T\omega > 0$ 를 양(+), $T\omega < 0$ 을 음(-)의 동력으로 성한다.

(1) 외부와의 경계에서의 동력 흐름

엔진은 구동부이므로 동력은 엔진에서 시스템으로 흐른다. 출력단은 종동부이므로 동력은 시스템에서 외부 출력단으로 흐른다.

(2) 축에서의 동력흐름

축의 교점에서 동력의 흐름은 동력의 부호가 (-)인 곳에서 (-)인 곳으로 흐른다.

(3) TM 요소에서의 동력흐름

스피어기어, 유성기어, 클러치 등과 같은 TM 요소는 축과 연결되어 있다. 이들 TM 요소에서 동력은 (+)부호의 축으로부터 TM 요소를 거쳐 (-)부호의 축으로 흐른다.

(4) 4개 이상 축으로 구성된 교점의 동력전달 해석
1 교점이 4개 이상의 축으로 구성된 경우

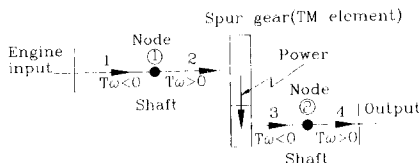


Fig. 2 Power flow

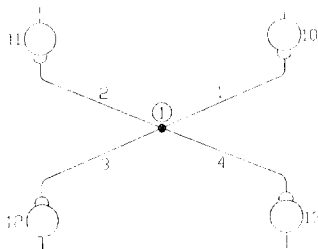


Fig. 3 Network model of a node with 4 shafts

Hedman의 해석방법을 적용할 수 없다. 1 교점이 4개 이상의 축으로 연결된 경우는 HMT의 가로축이 해당된다. 가로축은 좌우에 스피어기어로 구성되어 있고 각 스피어기어는 출력단 유성기어와 2축 유성기어 및 3축 유성기어와 연결되어 있다. (Fig. 1) 가로축 좌우 스피어기어의 속도는 가로축과 동일하기 때문에 Hedman의 네트워크 해석이론을 적용한다면 1개의 교점이 되며 따라서 네트워크 구성은 Fig. 3과 같이 된다.

교점 (1)에서 토크의 합이 0임으로 $\sum T = 0$ 의 식이 적용되고, 네트워크 해석결과가 다음과 같다고 가정한다.

$$T_1 = -12, T_2 = -52, T_3 = -158, T_4 = 118$$

위 결과에서 동력은 축 1, 3, 즉 스피어기어 10, 12에서 들어오고 축 2, 4, 즉 스피어기어 11, 13으로 나가는 것을 알 수 있다. 그러나 이 결과는 가로축 일단에 붙어 있는 스피어기어에서 동력의 입출력 상태만을 알려줄 뿐 가로축을 통하여 흐르는 동력의 크기에 대한 정보를 주지 못한다.

따라서 다음과 같이 수정된 네트워크 모델을 제시하였다. 일반적으로 2축 또는 3축으로 구성된 교점은 동력흐름을 명확하게 제시하므로 Fig. 3의 4축 교점을 3축 교점으로 수정한다. 이를 위하여 가로축에 가상의 TM요소를 설치하고 이것을 효율 100%인 클러치로 가정한다. 이와 같이 수정된 가로축의 네트워크 모델이 Fig. 4에 도시되어 있다. Fig. 4에 대한 네트워크 해석결과가 다음과 같다고 가정하자.

$$T_1 = 82, T_2 = -197, T_3 = -115$$

$$T_4 = 197, T_5 = -312, T_6 = 115$$

위 결과에서 동력은 축 5(스피어기어 11)에서 들어와 축 6(스피어기어 12)과 축 4(클러치)로 분리되어 나가고 축 2(클러치)에서 다시 축 1(스피어기어

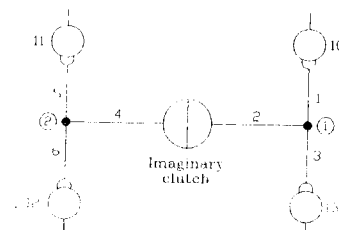


Fig. 4 Modified network model

10)과 축 3(스피어기어 13)으로 분리되어 나감을 알 수 있다. 또한 가로축을 흐르는 동력의 토크는 값이 197이고 방향은 좌에서 우로 흐름을 알 수 있다.

위 결과에서 볼 수 있듯이 4개 축 교점에 대한 수정된 네트워크 모델링방법은 각 축의 동력전달 크기와 방향을 명확히 제시하여 준다. 수정된 네트워크 모델링방법은 4개 이상의 축으로 구성된 교점에도 같은 방법으로 적용가능하다.

4. 확장된 네트워크해석기법에 의한 HMT 동력전달 해석

동력흐름 및 4축 교점 수정모델을 첨가한 확장된 네트워크 해석방법을 이용하여 앞에서 제시한 Fig. 1의 HMT에 대한 동력순환을 고찰하기로 한다.

4.1 1속

1속(1st range)에서의 동력전달은 비교적 단순하다. Fig. 1에서 1속에서는 1속 브레이크가 작동되고 2속 브레이크와 3속 클러치는 작동하지 않으므로 엔진동력은 베벨기어를 지나 좌우의 HST를 거쳐 출력단으로 전달된다. 이때 1속 브레이크의 작동으로 가로축은 고정되어 동력을 전달할 수 없고 3속 클러치와 2속 유성기어는 공회전한다. 1속에서 조향차동기어(steering differential gear:SDG)는 캐리어를 통해 펌프 모터로부터 받은 동력을 출력단 유성기어 PG3, PG4로 전달하는 역할을 한다. 이는 1속에서는 SDG의 선기어, 링기어, 캐리어가 같은 속도로 회전하기 때문에 SDG의 선기어와 링기어를 통한 동력전달이 없기 때문이다. Fig.

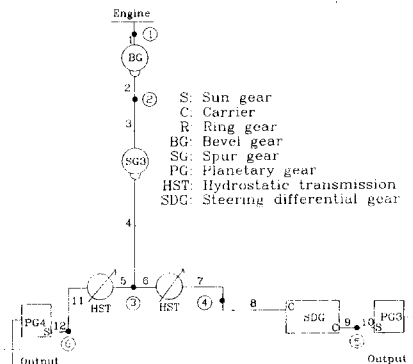


Fig. 5 1st range network model

5는 1속의 동력전달 상태를 네트워크 모델링한 것이다.

Fig. 5의 네트워크에 대해 토크 방정식과 회전속도 방정식을 구해보면 다음의 같다.

토크 방정식

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -i_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & i_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_7 \\ T_8 \\ T_9 \\ T_{10} \\ T_{11} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ i_3 T_{out} \\ 0 \\ i_3 T_{out} \end{bmatrix} \quad (4)$$

회전속도 방정식

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ i_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -i_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ \omega_5 \\ \omega_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ i_5 \text{ setting speed} \\ i_5 \text{ setting speed} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서, $i_1 \sim i_5$ 는 기어비, T_e , T_{out} , ω_e , setting speed는 각각 엔진토크, 출력단토크, 엔진회전수, 출력단 회전수이다.

4.2 2속

Fig. 1에서 2속(2nd range)에서는 2속 브레이크가

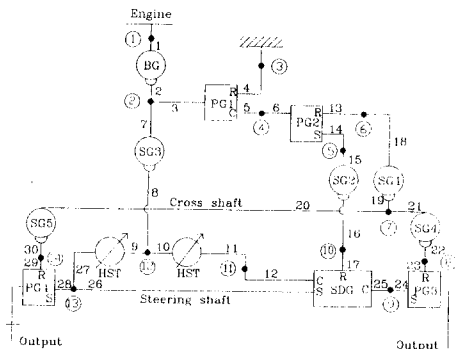


Fig. 6 2nd range network model

98.5%, 아이들 기어를 포함하지 않을 때 99%, 베벨기어와 유성기어는 98.5%로 가정하였다.

TM 요소의 효율이 고려된 각축의 동력에서 유압손실과 기계적 손실을 구하고 이들의 합으로 HMT의 총손실(total loss)을 계산한다. 엔진의 입력동력과 총손실로부터 HMT의 새로운 효율을 구하고, 이 효율과 초기에 가정한 효율을 비교하여 수렴범위내에 있지 않으면 새로운 효율을 가정하여 수렴할 때까지 T_{out} 및 각 요소의 토크에 대한 반복계산을 수행한다. 이때 HST의 유압손실은 다음과 같이 계산된다. 일반적으로 HST는 누출손실과 토르손실이 있으며 이 손실은 양의 p 와 회전속도 ω 의 함수로 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$L_{loss} = C_1 p^{C_2} + C_3 \omega^{C_4} \quad (7)$$

여기서, L_{loss} 는 HST의 누출 및 토르손실, $C_1 \sim C_4$ 는 HST 스트로크의 함수로 표시되는 계수로 실험적으로 구해진다. HMT 네트워크 해석시 가정된 효율에 의하여 출력단 토크 T_{out} 이 정해지면, T_e 와 T_{out} 으로부터 HST 입출력단의 토크 압력과 회전속도가 구해지고 식 (7)에 의해 HST

손실을 계산할 수 있다. 이때 식 (7)에 의한 손실과 네트워크 해석에서 구해진 HST 입출력단 동력차이에 의한 손실을 비교하여 수렴할 때까지 반복 계산이 수행된다. 베이크 업 펌프의 손실은 각 변속대에서 설계치로 주어진다. HMT의 수렴된 효율이 구해지면 HMT 출력단의 속도 $setting_{speed}$ 를 10 rpm씩 증가시키며 Fig. 8의 계산과정을 반복한다.

5. 동력전달 해석결과 및 고찰

5.1 1속

Fig. 9~Fig. 11은 1속에서 2속으로 변속하기 직전의 네트워크해석 결과를 도시한 것이다. 1속 전 범위에 대해 최대전달동력은 2속으로 변속하기 직전, 펌프스트로크 0.8, 출력단속도 370 rpm에서 나타난다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 네트워크 해석 결과는 각 요소의 토크와 회전속도를 구하여 동력을 계산하고, 엔진입력 동력에 대한 백분율로 표시된다. 엔진의 동력은 베이크업 펌프 구동을 위하여 엔진입력 동력의 8%가 소모되고 나머지가 좌우 원

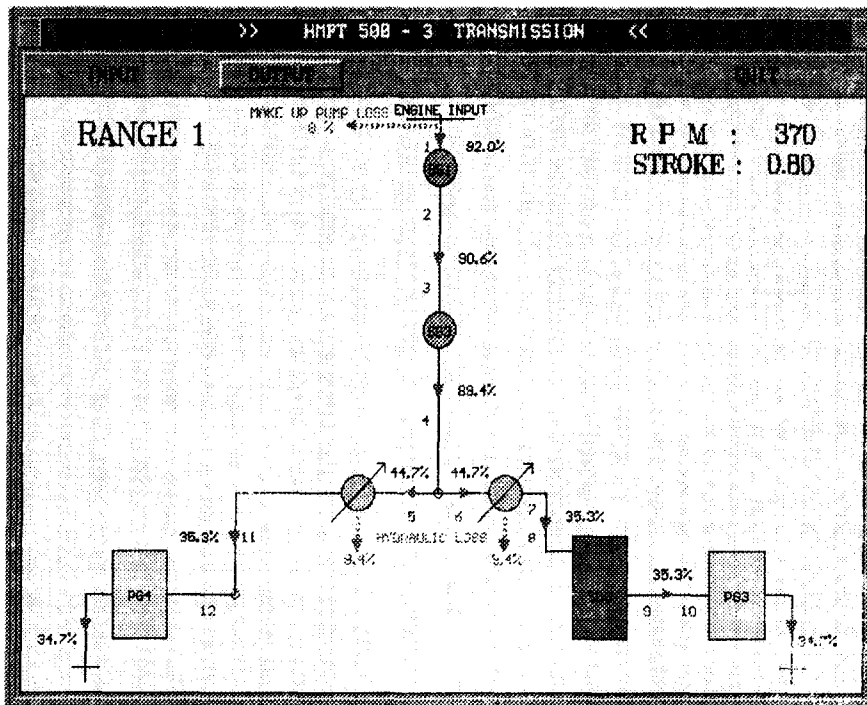


Fig. 9 Network analysis results for 1st range at maximum positive stroke

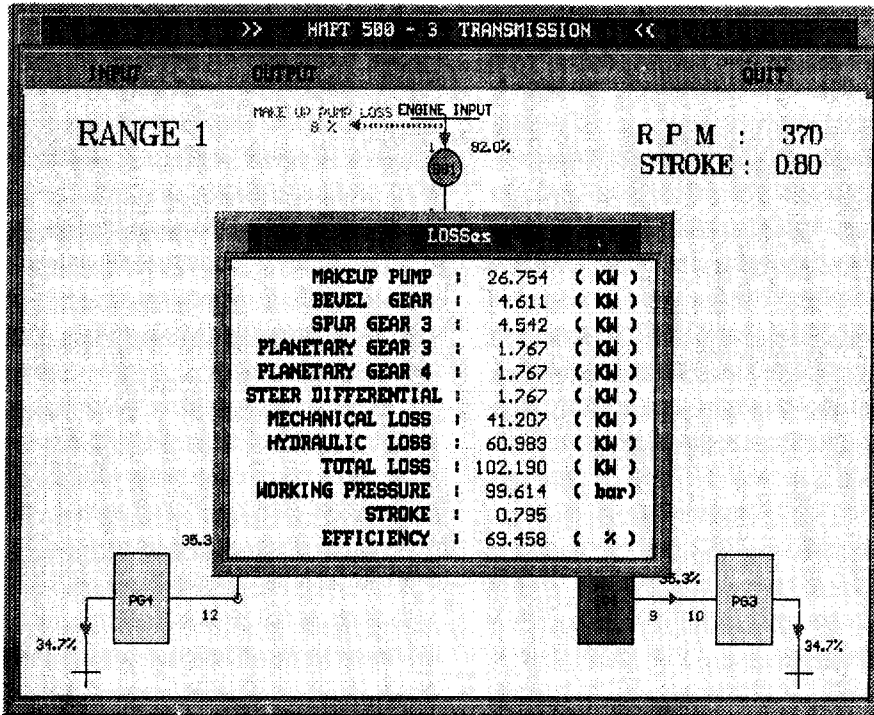


Fig. 10 HMT loss and efficiency for 1st range

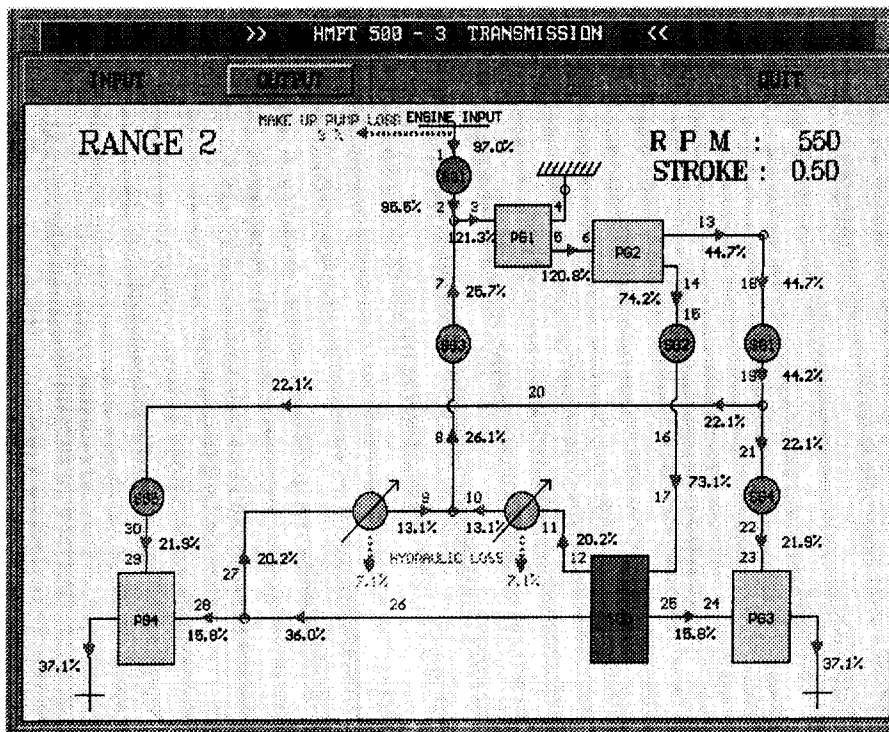


Fig. 11 Network analysis results for 2nd range at maximum positive stroke

프 모터와 유성기어 PG3, PG4를 통하여 출력단으로 전달된다. Fig. 9에서 1속에서는 HST에 의한 동력전달이 엔진입력 동력의 70.6%이고 이때의 유압손실은 18.8%임을 알 수 있다. 스퍼기어나 유성기어의 전후에서 동력이 차이나는 것은 이들 기어의 효율을 고려했기 때문이다.

Fig. 10은 Fig. 9의 운전조건에서 HMT의 손실과 작동압력 및 HMT의 효율에 대한 결과이다. 이들 결과치는 초기화면에서 OUTPUT 키를 선택한 후 LOSSes 키를 선택하면 윈도우로 볼 수 있도록 프로그래밍되어 있다. Fig. 10에서 볼 수 있는 바와 같이 1속에서 HMT의 효율은 2속으로 변속하기 직전, 스트로크 0.80, 출력단 속도 370 rpm 일 때 69.5%의 값을 갖는다. 동력전달효율이 이와 같이 낮은 것은 엔진의 동력이 효율이 낮은 HST를 거쳐 전달되기 때문이다.

5.2 2속

Fig. 11은 2속에서 HST의 스트로크가 +0.5인 경우에 대한 네트워크해석 결과를 도시한 것이다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이 엔진의 동력은 메이크업

펌프 구동을 위하여 입력동력의 3%가 소모되고, 유성기어 PG1과 PG2를 경유하여 조향기어 SDG와 가로축으로 나뉘어진다. SDG로 전달된 동력은 SDG에서 유성기어 PG3, 우측 HST 및 조향축으로 나뉘어진다. 조향축의 동력은 PG4와 좌측 HST로 분리되고, 좌우 HST로 입력된 동력은 베벨기어 BG1축에서 엔진동력과 합해져서 엔진입력 동력의 121.3%에 해당하는 동력이 PG1의 축 3에 흐른다. 한편 PG2의 링기어 축 13의 동력은 바로 나뉘어 절반은 PG3으로, 절반은 가로축을 지나 PG4로 전달된다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이 2속에서는 PG1, PG2, SDG, HST를 경유하는 동력순환이 발생한다.

5.3 3속

Fig. 12는 2속에서 3속으로 변속한 직후의 네트워크해석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 12에서 볼 수 있듯이 엔진의 동력은 3속 유성기어 PG5를 경유하여 좌측 출력단 유성기어 PG4와 가로축으로 나누어진다. 가로축으로 분기된 동력은 다시 PG2와 PG3으로 분기된다. PG2에 전달된 동력의 일부

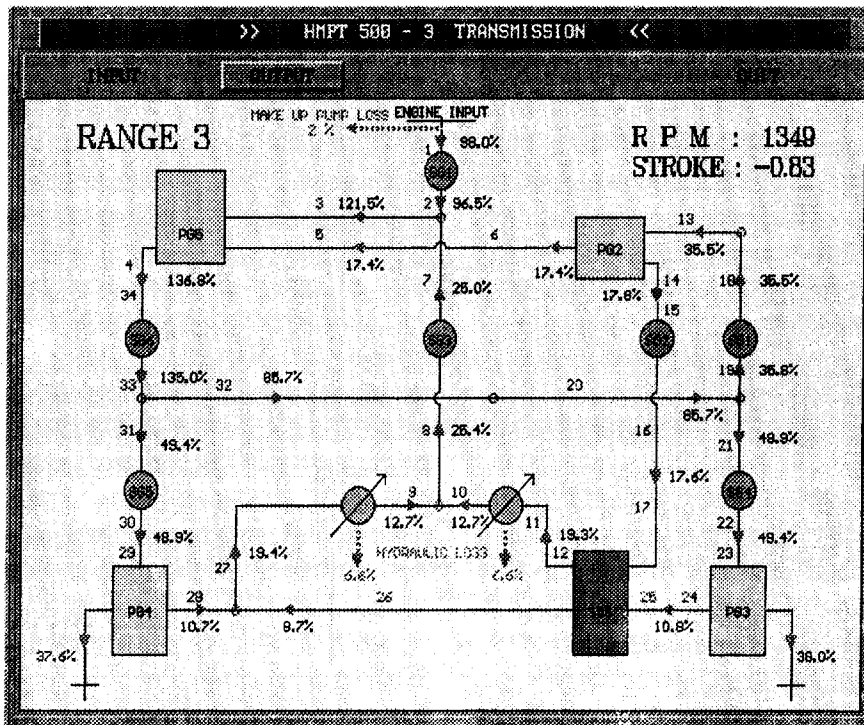


Fig. 12 Network analysis results for 3rd range at maximum negative stroke

는 3속 유성기어에서 엔진의 동력과 결합하며 동력 순환을 일으킨다. PG3, PG4로 전달된 동력의 대부분은 캐리어에 연결된 출력단 스프로킷을 구동하나 일부는 선기어를 통해 좌우 HST로 전달되어 순환한다. 동력순환현상은 PG5와 가로축을 지나 PG2에 이르는 경로에서도 나타난다. 수치해석결과 3속 전 범위에 대해 최대 순환동력은 2속에서 3속으로 변속한 직후, HST 스트로크 -0.83, 출력단 속도 1349 rpm에서 발생하며 PG5의 축 4에서 엔진동력의 136.8%의 값을 갖는다.

Fig. 13은 HMT의 HST 스트로크 변화와 HMT의 전체효율을 출력단의 회전수에 대하여 도시한 것이다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 HST의 스트로크 선도는 전 속도 범위에서 2개의 절점을 가지며 이들은 각각 1속에서 2속, 2속에서 3속으로의 변속 시점에 해당한다. HST의 스트로크는 -1과 +1 사이의 값을 가지며 음(-)의 부호는 역방향 회전을 의미한다. 특히 스트로크가 0인 경우에는 HST에서 동력전달이 일어나지 않는다.

HMT의 효율은 전반적으로 저속에서 고속으로 갈수록 증가하며 변속시에는 효율이 감소한다. 1속에서는 효율이 변속직전 69.5%로 최대값을 보이며 2속과 3속에서는 변속 직후 증가하다가 최대값을 보이고 감소한다. 2속과 3속에서 최대효율은 각각 82.0%, 84.6%로서 HST 스트로크가 0이 될 때 발생한다. 이것은 스트로크가 0일 때 엔진동력의 대부분이 기계식 요소를 통하여 전달되고, 유압계를 통과하는 동력은 손실을 제외하고 있기 때문이다. 즉 효율이 낮은 유압계를 통과하는 동력의 비율이 작을수록 HMT의 전체효율은 증가한다. 따라서 HMT의 효율증가를 위하여는 유압시스템으로 전달되는 동력의 크기를 작게 하여야 하지만 무

단 변속조향 기능은 HST에서 얻을 수 있기 때문에 적절한 배열이 필요하다.

6. 결 론

(1) 기존의 네트워크 해석이론에 기초하여 각 동력전달요소의 토크, 회전속도 외에 동력흐름의 방향을 구할 수 있는 방법을 추가하고 4축 이상의 교점을 3개 축과 가상의 클러치 요소로 수정하여 동력흐름의 방향을 알 수 있도록 확장된 네트워크 해석 방법을 제시하였다.

(2) 확장된 네트워크해석기법을 이용하여 가로축, 조향기어, 정유압펌프 모터, 유성기어 등으로 구성된 HMT의 네트워크 모델을 확립하고 이의 동력전달해석 전용 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 각 동력전달요소 및 축의 토크와 속도, 동력전달 방향, 정유압 펌프 모터의 손실, 기계적 손실, HMT 전체효율을 구할 수 있으며 동력전달 방향을 그래픽출력으로 확인할 수 있다.

(3) 개발된 HMT 해석 프로그램을 이용하여 HMT 각 변속단에서 동력전달 특성을 해석하였다. 해석결과 HMT는 유압계로 전달되는 동력이 작을수록 전체계의 효율이 증가하며, 2, 3속에서 수정된 4축 교점 모델을 경유하는 동력순환이 발생함을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 국방과학연구소 장기기초 과제의 지원을 받아 이루어진 것으로 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 高橋克彦, 1983, “戰鬪獎軌車輛用操向裝置について,” 兵器と技術.
- (2) 高橋 克彦, 1985, “最新式の靜油壓機械式變速操向裝置について,” 兵器と技術, May/June/July.
- (3) Mano, T. and Nomura, K., 1976, “Hydro-mechanical Transmission,” 自動車技術, Vol. 30, No. 9, pp. 765~770.
- (4) Nomura, K., 1976, “Study on the Characteristics of Hydromechanical Transmission,” *Tech. Journal of Mitsubishi Heavy Industry*, Vol. 13, pp. 456~463.

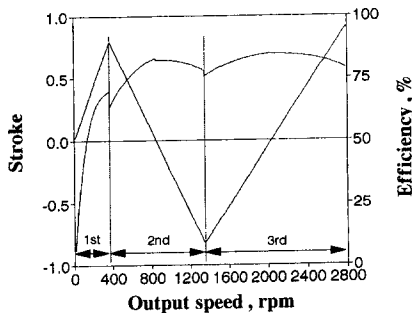


Fig. 13 HMT stroke and HMT efficiency

- (5) Wilson, W. and Lemme, C. D., 1970, "Hydrostatic Transmissions, Part 1~4, How to Use a Graphical Method," *Hydraulics and Pneumatics*.
- (6) Polder, J. W., 1969, "A Network Theory for Variable Epicyclic Gear Trains," Diss., University of Technology, Eindhoven, Netherlands.
- (7) Hedman, A., 1985, "A Method to Analyse Mechanical Transmission Systems," Report No. 1985-11-08, Division of Machine Elements, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, pp. 9~13.
- (8) 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.
- (9) 정순배, 정서익, 1990, "정유압기계식 변속기 탑재구동계의 성능해석," 전투차량 개발기술 학술대회논문집, 국방과학연구소, pp. 484~492.
- (10) 정순배, 1993, ADD 내부 보고서.
- (11) 이교일, 장효환, 김현수, 박영일, 1993, "무단변속조향시스템의 특성분석 및 제어에 관한 연구," 국방과학연구소 장기기초과제 보고서.