

동력특성과 속도비를 고려한 3축 정유압 기계식 변속기의 설계 연구

성 덕 환* · 김 현 수†

(2002년 4월 19일 접수, 2002년 9월 27일 심사완료)

A Study on 3 Shaft Hydromechanical Transmission Design Considering Power and Speed Characteristics

Dukhwan Sung and Hyunsoo Kim

Key Words: Network Analysis(네트워크 해석), HMT(정유압 기계식 변속기), HSU(정유압 변속기), Power(동력), Speed(속도)

Abstract

In this paper, a systematic design approach for a three shaft hydromechanical transmission(HMT) system is proposed by considering the power characteristics and speed ratio range. Using network analysis, possible configurations of the 3 shaft HMT are analyzed and it is found that the influence of HSU stroke on the power distribution of the HMT can be investigated by the network analysis. In addition, design methods are presented from the viewpoint of (1) power distribution and (2) speed ratio range. From the power distribution and the speed ratio range, a HMT configuration can be constructed, which minimizes the power circulation and provides the desired speed ranges. Based on the 3 shaft HMT analyses and the proposed design approach, a 3 shaft HMT is designed which provides 4 speeds in forward and 1 speed in reverse while keeping the power circulation less than 150% of the input power. It is expected that the design method suggested in this study can be used in a systematic design of the 3 shaft HMT.

기호설명

- T : 토크
- ω : 회전속도
- Q : 유량
- P : 펌프
- M : 모터
- i : HSU 스트로크
- HG : 헬리컬 기어
- PG : 유성기어

1. 서론

최근 연비개선과 운전성능(driving performance) 향상을 위하여 중소형 승용차에 무단변속기(CVT : continuously variable transmission) 적용이 증가하고 있으며 대형 및 상용차에 CVT를 적용하기 위한 연구도 활발히 진행중이다. 그러나 중소형 승용차에 적용된 기존의 벨트식 CVT로는 큰 동력을 전달하기 어렵기 때문에 이를 극복할 수 있는 방안으로 정유압 기계식 변속기(HMT : hydro mechanical transmission)에 대한 관심이 높아지고 있다.

HMT는 정유압 변속기(HSU : hydrostatic unit or HST : hydrostatic transmission), 유성기어, 클러치, 브레이크 등으로 구성되어 있으며 클러치, 브레

* 성균관대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부

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

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

이크의 조합에 의해 HSU만을 사용하는 경우보다 넓은 범위의 무단변속을 구현할 수 있다. 또한, HSU의 큰 동력전달특성 및 기계식 변속장치의 고효율 특성을 얻을 수 있다는 장점이 있다. 이러한 특성으로 인하여 HMT는 고하중, 고출력이 요구되는 불도저, 장갑차와 같은 궤도차량 및 건설장비, 농업용 트랙터 등 오프로드(off road) 차량에 주로 적용되어 왔다.⁽¹⁻⁵⁾

그러나 HMT는 동력을 HSU와 기계식 변속부의 2개 경로로 나누어 전달하기 때문에 일부 변속구간에서 동력순환 현상이 발생하여 입력 동력보다 큰 동력이 TM 요소(transmission element)로 전달되는 단점이 있다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 입력동력보다 낮은 동력이 전달되면서도 기존의 장점을 가지는 동력분기구조에 대한 연구가 진행되어 왔다.

동력분기구조에 대한 연구는 1개의 HSU와 1개의 유성기어열로 구성되어 단식 또는 3축 시스템(3 shaft system)으로 불리는 HMT에 대하여 활발히 진행되어 왔다.⁽⁶⁻⁹⁾ Kress⁽⁶⁾에 의해 정의된 3축 시스템은 하나의 유성기어에 연결 가능한 축의 수를 의미하며 연결방식에 따라 입력 분할식과 출력 분할식으로 구분된다.^(6,7)

동력분기구조에서 유압부와 기계부로의 동력분기특성을 해석하기 위한 방법으로는 입·출력 속도비 변화에 따라 유압부와 기계식 변속부로 전달되는 동력분포를 도식적으로 구하는 그래프 해석법⁽⁶⁻⁹⁾과 TM요소에서의 토크와 속도행렬을 구하여 동력흐름을 판단하는 네트워크 해석법⁽¹⁰⁻¹³⁾이 주로 사용되고 있다.

네트워크 해석법은 3축 시스템뿐만 아니라 임의의 복잡한 시스템에도 적용이 가능하며 기존의 해석법과 달리 모든 TM 요소의 효율을 고려한 해석도 가능하다. 또한 네트워크 해석법은 동력흐름의 방향을 구하여 3축 이상이 만나는 노드에서의 동력 전달방향을 정확히 해석할 수 있도록 확장되었으며⁽¹²⁾ 성덕환⁽¹³⁾ 등은 HSU 손실의 해석결과와 실험결과 사이의 오차를 감소시키기 위하여 초기 해석조건에서 HSU 효율을 가정하는 새로운 알고리즘을 제안하고 보다 정확한 동력성능 및 효율성능 해석을 수행하였다.

최근 개발된 HMT⁽¹⁻³⁾는 주로 3축 시스템을 적용하고 있으며 2개의 유성기어와 여러 개의 클러치를 이용하여 3~4단 변속이 가능하도록 구성된

확장형 3축 시스템을 사용하고 있다. 이와 같이 많은 변속단을 두는 것은 충분한 변속범위를 얻기 위해서이며 3축 시스템을 적용하였기 때문에 일부 변속영역에서 동력순환 현상이 발생하는 것으로 보고되고 있다.⁽³⁾ 3축 시스템에 대한 기본구조와 동력전달특성은 Kress,⁽⁶⁾ Mano⁽⁷⁾ 등에 의해 해석되었으나 이들의 연구에서는 HSU 스트로크와 기어비 범위의 영향이 고려되지 않았다.

본 연구에서는 네트워크 해석방법을 이용하여 HSU 스트로크와 기어비 범위의 영향을 고려한 3축 시스템의 동력전달특성과 구현 가능한 변속영역을 검토하고 HSU 스트로크에 의한 속도비, 토크비 및 변속비를 고려한 3축 시스템 HMT의 조직적 설계방법 제안을 목적으로 하였다.

2. 3축 시스템

3축 시스템은 1개의 유성기어열과 1개의 HSU로 구성된다. Fig. 1은 3축 시스템으로 구성된 HMT의 한 예를 도시한 것이다. 3축 시스템은 유성기어열 1개로 구성되기 때문에 구성과 해석이 비교적 간단하지만 일부 구간에서 동력순환이 발생하는 단점이 있다. 동력순환의 발생을 방지하기 위하여는 변속영역을 제한하면 가능하지만 이 경우 변속범위가 제한되는 단점이 있다. 이와 같은 단점을 보완하기 위하여는 변속단을 추가하여야 하며 늘어나는 변속단 수만큼 유성기어와 클러치도 추가되어야 한다.

3축 시스템은 유성기어에 의한 동력분기 HSU의 입력측에서 이루어지는 경우 입력분할식(또는 output coupled), 출력측에서 이루어지는 경우 출력분할식(또는 input coupled)으로 구분한다.^(6,7)

Fig. 1은 입력분할식의 한 예이다. 3축 시스템은 유성기어, HSU, 동력분기용 기어의 연결관계에 따라 12개의 구성 가능한 조합이 존재한다.

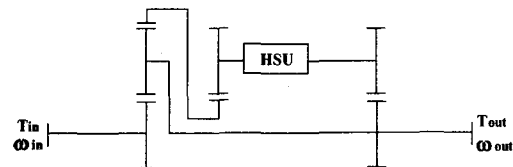


Fig. 1 Three shaft system

Table 1에 3축 시스템으로 구성 가능한 12가지 변속기 구성이 나타나 있다. 여기서 출력 분할식은 1A~6A, 입력 분할식은 1B~6B로 구분하였으며 이것은 Mano⁽⁷⁾ 등이 정의한 구분방식이다. 그러나 이런 구분방식을 사용하는 경우 명칭만으로 유성기어와 입출력단 등의 연결 구조를 파악하기 어렵기 때문에 본 연구에서는 다음과 같은 명칭 방법을 제안하였다.

출력 분할식의 경우 HSU 입력축과 연결된 TM 요소, HSU 출력축과 연결된 TM 요소, HMT 출력축과 연결된 TM 요소의 순서로 정의한다. 예를 들어 IRC는 HSU 입력축이 HMT 입력축(I), HSU 출력축이 유성기어의 링기어(R), HMT 출력축이 유성기어의 캐리어(C)에 연결된 구조이다. 입력 분할식의 경우는 HMT 입력축과 연결된 TM 요소, HSU 입력축과 연결된 TM 요소, HSU 출력축과 연결된 TM 요소의 순서로 정의하였다. 예를 들어 SRO는 HMT 입력축이 유성기어의 선기어(S), HSU 입력축이 유성기어의 링기어(R), HSU 출력축이 HMT 출력축(O)에 연결된 구조이다.

3. 네트워크 모델

Fig. 2는 Fig. 1의 3축 시스템에 대한 네트워크 모델을 도시한 것이다. Fig. 2는 Table 1의 정의에 의하면 SRO로 표시된다. Fig. 2에서 각 축의 속도, 즉 플로우(flow) 노드는 ①~⑤, 토크 즉 에포트(effort) 노드는 1~12로 설정하였다. HSU는 펌프와 모터가 함께 조립된 일체형을 모델로 사용하였으며 펌프는 가변형, 모터는 고정형이다. HSU 펌프와 모터는 동력전달 방향에 따라 역할이 바뀔 수 있다. HSU 모터는 사판이 고정된 고정형이기 때문에 스트로크가 +1로 고정되어 있으며 HSU 펌프는 용량범위가 변하는 가변형이기 때문에 스트로크 i 가 -1~+1 범위의 값을 갖는다. HG는 헬리컬 기어를 나타내며 기어비는 1로 가정하였다. ω_m 은 입력속도, T_m 은 입력토크로서 경계값으로 주어진다. ω_{out} 은 출력속도, T_{out} 은 출력토크를 나타낸다.

4. 3축 시스템 해석결과

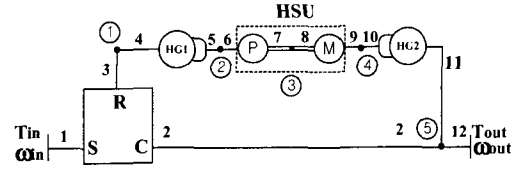


Fig. 2 Network model for SRO three shaft system

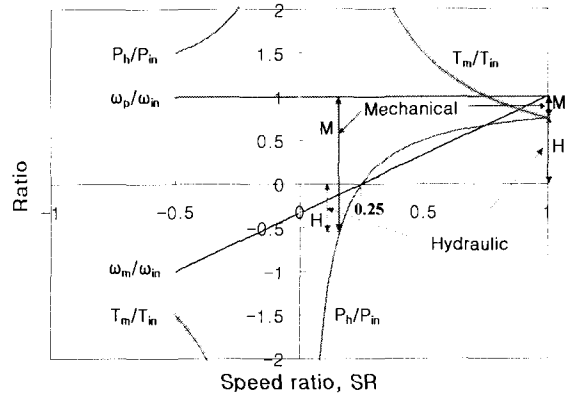


Fig. 3 Network analysis results for IRC

여기서는 네트워크 해석방법^(10~13)을 이용하여 Table 1의 3축 HMT를 해석하고 기존 연구결과와 비교 고찰하였다. 해석시 HSU는 스트로크 $i=-1 \sim +1$ 구간에서 작동하며 헬리컬 기어 HG1, HG2의 기어비는 모두 1로 가정하였다.

Fig. 3은 Table 1의 12개 구성중 IRC에 대한 네트워크 해석결과를 속도비 SR에 대하여 도시한 것이다. 여기서 H는 입력동력 대비 HSU를 통과하는 동력비(= P_h/P_m), M은 기계부로 전달되는 동력비(= P_m/P_m)이다. H(= P_h/P_m)는 속도비 SR=0에서 구동을 시작할 때 $-\infty$ 의 값을 보이며 속도비가 증가하여 SR=0.25일 때 0이 된다. 이 때는 유압부로 전달되는 동력이 없으므로 입력된 동력이 모두 기계부로만 전달되며 이 때의 속도비 0.25를 기준속도비로 정의한다. 기준속도비는 유성기어비에 따라서 달라지며 본 연구의 기준속도비는 유성기어의 링기어와 선기어 잇수 비 3:1에 대한 것이다.

Fig. 3에서 속도비 SR=1일 때 유압부로 전달되는 동력비 H=+0.75이며 이것은 HSU로 전달되는 동력이 입력동력 대비 75%에 해당함을 의미한다. 나머지 +0.25는 기계부(M)를 통하여 전달되며 이 때 동력비 관계식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

Table 1 Power characteristics vs. speed ratio for three shaft HMT

| 구분 | 1A | 2A | 3A | 4A | 5A | 6A |
|--------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 출력 분할식 OR Input coupled | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 |
| | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 |
| 구분 | 1B | 2B | 3B | 4B | 5B | 6B |
| 입력 분할식 OR Output coupled | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 | 구조 |
| | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 | 네트워크 해석 결과 |
| 명칭 | SRO | SCO | CSO | CRO | RCO | RSO |

$$H + M = 1 \quad (SR \geq 0.25, H \geq 0, M > 0) \quad (1)$$

식 (1)과 같은 조건에서 입력동력은 기계부와 유압부로 나뉘어 전달되며 각 동력의 크기는 입력 동력보다 작고 따라서 동력순환은 발생하지 않는다. 속도비 $SR=0.16$ 에서 유압부로 전달되는 동력비는 $H=-0.54$ 이다. 여기서 "-" 부호는 유압부로 전달되는 동력의 방향이 반대, 즉 순환동력이 발생하는 것을 의미한다. 따라서 기계부로는 HMT로 입력되는 동력($P_{in}=1$)과 순환된 유압동력 0.54가 더해진 1.54의 동력이 전달된다. 이 때 동력비 관계식은 식 (1)과 동일하나 속도비 $0 < SR < 0.25$ 에서 $H < 0, M > 0$ 인 차이가 있다.

Fig. 3에서 동력순환은 속도비 $0 < SR < 0.25$ 에서 발생한다. HSU 모터축 토크비 (T_m/T_{in})는 구동을 시작할 때 +∞의 값을 보이며 속도비 증가에 따라 감소한다. 모터에 작용하는 토크가 이와 같이 큰 것은 TM 요소설계 관점에서 대단히 불리하며 따라서 이와 같은 구조의 HMT에서는 동력순환 방지와 TM 요소의 과토크를 방지하기 위하여 속도비 $0 < SR < 0.25$ 에서는 작동되지 않도록 변속비 범위를 설정하여야 한다.

Fig. 4는 SRO 구조에 대한 네트워크 해석결과를 도시한 것이다. 속도비 $0 < SR < 0.14$ 에서는 동력이 분기되어 전달되며 이 때 동력비 관계식은 식 (1)과 동일하며 $H > 0, M \geq 0$ 이다.

Fig. 4에서 속도비 $0.14 < SR < 1$ 구간의 동력비는 존재하지 않는다. 이것은 HSU 스트로크를 물리적으로 구현가능한 구간인 $i=-1 \sim +1$ 로 제한하였기 때문이며 따라서 이와 같은 HSU 스트로크 구간에서 작동시 HMT 속도비 $0.14 < SR < 1.0$ 의 구현이 불가능하다는 것을 의미한다. 속도비 $SR > 1.0$ 인 구간에서 유압부 동력비 H는 (-)부호를 가지고 다시 (-)로 증가하는데 이것은 동력순환이 발생함을 의미한다. 기계부 동력 M에는 유압부 동력 H와 입력동력($P_{in}=1$)이 더해진 동력이 전달된다. 이 때 동력비 관계식은 식 (1)과 동일하며 속도비 $SR > 1.0$ 에서 $H < 0, M > 0$ 이다.

Fig. 4에서 속도비 SR이 (-)인 영역, 즉 후진시 유압부로 전달되는 동력 H가 기계부로 전달되는 동력 M보다 크다. 이때 기계부 동력 M은 순환되는 동력이며 유압부 동력 H는 M에 입력동력($P_{in}=1$)이 더해진 동력이다. 이 때 동력비 관계식은 식 (1)과 동일하며 $H > 0, M > 0$ 이다.

Fig. 5는 SRO 구조에 대한 Mano⁽⁷⁾의 해석결과

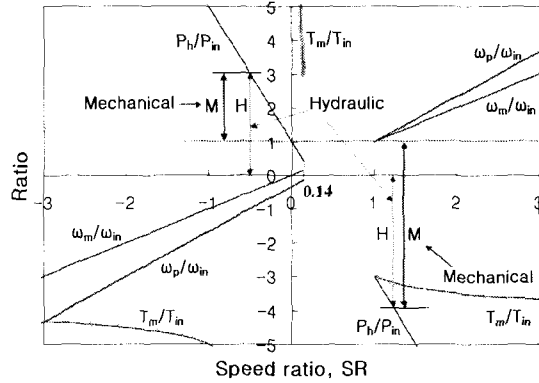


Fig. 4 Network analysis results for SRO

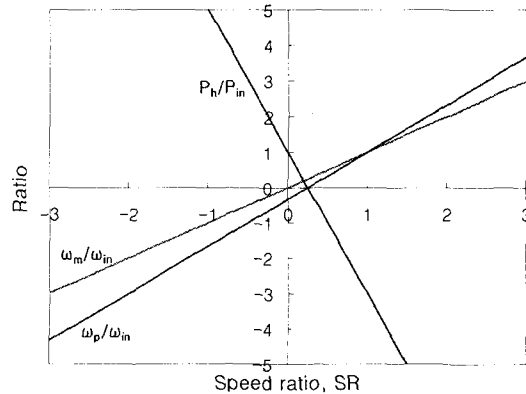


Fig. 5 Results for SRO by Mano⁽⁷⁾

를 도시한 것으로 Fig. 4의 네트워크 해석결과와 달리 속도비 $0.14 < SR < 1.0$ 구간에서도 동력비와 속도비가 존재한다. Mano의 해석에서는 유성기어와 헬리컬 기어 등 각 TM 요소의 관계식을 출력 속도비 변화에 따른 동력비, 펌프 속도비, 모터 속도비 그래프로 나타냈기 때문에 모든 속도비 구간에서 결과가 존재하게 된다. 이것은 각 관계식에서 HSU 스트로크 변화를 고려하지 않았기 때문이며 이와 같은 방법으로는 스트로크 $i=-1 \sim +1$ 범위에서 구현 가능한 변속비 범위의 해석이 불가능하다.

네트워크 해석에서는 HSU 스트로크가 TM 요소의 관계식에 포함되어 있기 때문에 HSU 스트로크 변화에 따른 속도비, 동력비 등의 관계를 해석할 수 있으며, 또한 HSU 스트로크 범위에 따라 구현 가능한 전체 변속비 구간도 확인할 수 있다.

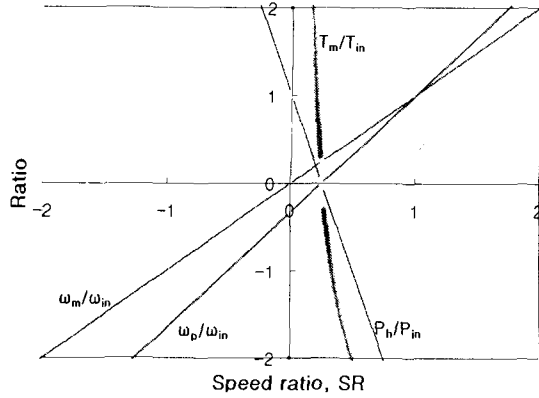


Fig. 6 Network analysis results for SRO with HG2=10

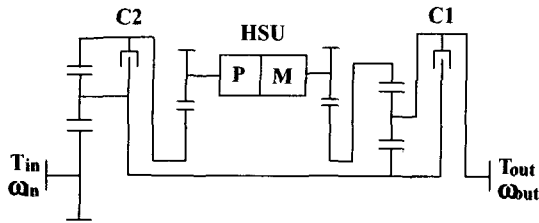


Fig. 7 HMT composed of SRO & IRC

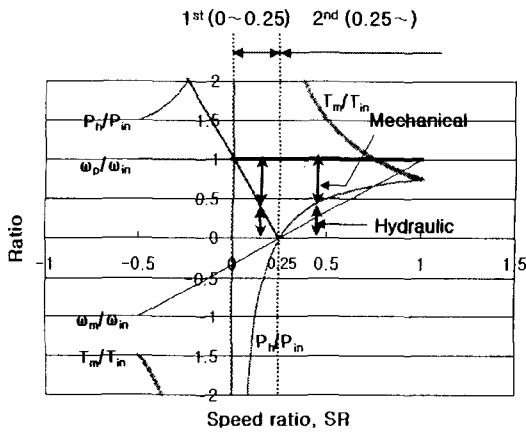


Fig. 8 Results for HMT composed of SRO & IRC

Fig. 4, Fig. 5에서 볼 수 있듯이 네트워크 해석 방법은 HSU 스트로크 변화를 고려한 HMT 동력 특성 해석이 가능하므로 변속가능 영역을 포함한 실제적인 설계에의 적용이 가능함을 알 수 있다.

Table 1의 해석 결과에서 볼 수 있듯이 변속 가능한 HSU 스트로크 $i=-1 \sim +1$ 범위에서 출력

분할식의 IRS, ICS 구조는 속도비 SR이 높은 영역에서만 사용 가능하기 때문에 실제 HMT에 적용하기 어려운 구조이다. 출력 분할식의 ISC 구조는 속도비 $0.5 < SR < 1.0$ 구간에서 사용 가능하지만 동력순환이 발생하지 않는 구간이 $0.75 \sim 1.0$ 으로 좁기 때문에 실제 HMT 설계에 적용하기 어렵다. 또한, 입력 분할식의 SRO, CSO, RSO 구조는 기존 해석에서 확인이 불가능하였던 속도비 구현 불가능 구간이 존재하며 따라서 실제 HMT에 적용이 불가능하다는 것을 알 수 있다. 이와 같이 네트워크 해석을 이용하여 기존 해석법으로는 검토가 어려웠던 HMT 변속범위 해석이 가능함을 볼 수 있다.

5. 3축 시스템을 이용한 HMT 구조 설계

Table 1의 결과로부터 각 구조별 특징을 알 수 있으며 3축 시스템 구조를 적절히 조합하여 작동 가능한 HMT를 설계할 수 있다.

Fig. 6은 Table 1의 SRO 구조에 대하여 헬리컬 기어 HG2 기어비를 10으로 설정한 경우의 네트워크 해석결과를 도시한 것이다. 이 경우 속도비 $0.23 < SR < 0.27$ 범위에서만 사구간이 존재하며 HG2 기어비가 1일 때(Fig. 4)의 사구간 $0.14 < SR < 1.0$ 보다 변속비 구현 구간이 확장된 것을 알 수 있다. 이와 같이 설계 파라미터, 즉 헬리컬 기어의 기어비를 변경하면 변속비 사구간을 줄일 수 있으며 변속범위가 작은 구조의 경우 변속비를 확장하기 위한 방안으로 사용 가능하다. 그러나 실제 HMT 설계시 적용 가능한 헬리컬 기어비는 제한적이므로 적절한 기어비 선정이 요구된다.

5.1 동력관점 설계

동력관점 설계는 HMT의 동력순환이 발생하지 않거나, 순환동력의 크기가 설계값 이하로 제한되는 속도비 영역에서만 작동하도록 설계하는 것이다. 단순 유성기어를 이용한 동력관점 설계를 위하여 Table 1의 12가지 3축 시스템의 동력특성 해석결과를 이용한다. 예를 들어 Table 1의 IRC 구조는 속도비 $SR > 0.25$ 인 영역에서 동력순환이 발생하지 않고 SRO 구조는 속도비 $0 < SR < 0.25$ 에서 동력순환이 발생하지 않기 때문에 두 구조를 적절히 조합하면 $SR \geq 0$ 인 영역에서 동력순환현

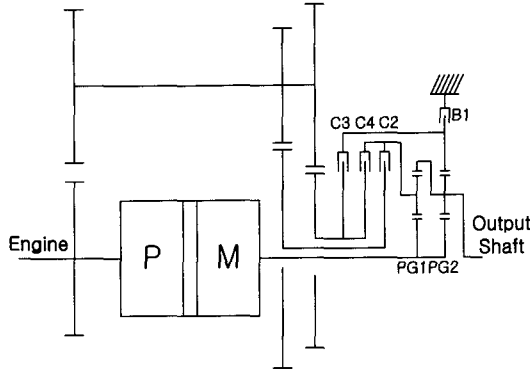


Fig. 9 HMT composed of three shaft system

상이 없는 HMT를 설계할 수 있다.

Fig. 7은 앞에서 설명한 동력관점에서 설계한 HMT이다. 여기서 C1, C2는 클러치, P, M은 HSU 펌프, 모터를 나타낸다. Fig. 7의 HMT는 $SR \geq 0$ 영역에서 동력순환이 발생하지 않도록 IRC와 SRO 구조를 조합하여 구성되었으며 각 구조간의 변환은 클러치 작동에 의해서 이루어진다. 클러치 C1이 작동하면 SRO와 동일한 구조가 되며 C2가 작동하면 IRC와 동일한 구조가 된다. 변속은 속도비 $SR=0.25$ 에서 이루어지며 이때 유압부로 전달되는 동력은 0이다.

Fig. 8은 Fig. 7의 HMT에 대한 네트워크 해석 결과를 속도비 SR에 대하여 도시한 것이다. Fig. 8에서 1속($0 < SR < 0.25$)시에는 Table 1의 SRO와 동일한 결과를 보이며 2속($SR \geq 0.25$)시에는 IRC와 동일한 결과를 보인다.

동력관점 설계에서는 각 TM 요소의 속도를 고려하지 않았기 때문에 변속시 클러치 양단에 속도차가 존재할 수 있으며 이 경우 원활한 변속을 위하여 클러치 작동에 별도의 변속제어가 요구된다.

5.2 속도관점 설계

5.2.1 HMT 구성

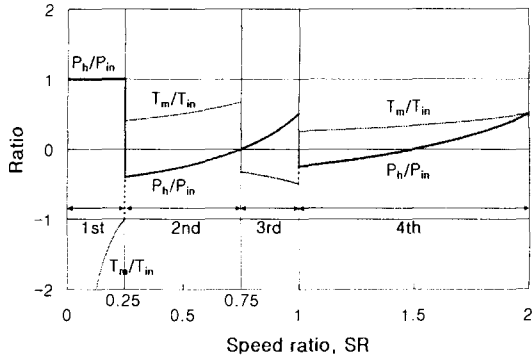
속도관점 설계에서는 각 변속단을 구성하고 HSU 스트로크에 따른 변속단의 속도범위를 설계하기로 한다. 또한, 속도관점 설계에서는 각 변속단의 구성 및 변속시 클러치 양단의 속도차를 0으로 만들어 클러치 작동시 별도의 변속제어가 필요 없는 HMT 구조를 제안 한다.

Fig. 9는 Table 1의 3축 시스템 구조를 이용하여 전진 4속, 후진 1속까지 구현되는 HMT를 구성한 예이다. Fig. 9의 HMT는 속도 관점에서만 설계되었다. Fig. 9의 HMT는 1속에서 기계부로 전달되는 동력이 없고 모든 동력이 HSU로만 전달되는 구조이며 이것은 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 속도비가 작은 영역에서 큰 동력순환이 발생하는 것을 방지하기 위하여 적용한 방법이다. 여기서 PG는 유성기어(planetary gear), B1은 브레이크, C2, C3, C4는 클러치를 의미하며 유성 기어비는 1:1:2로 설정하였다. Fig. 9의 HMT는 1속에서 브레이크 B1이 작동하며 이 때는 엔진으로부터 전달된 동력이 모두 HSU를 통과하는 직결구조가 된다. 클러치 C2가 작동하면 2속이 되며 HMT는 Table 1의 ISR과 동일한 구조가 된다. 따라서 HMT는 Table 1의 ISR 구조에 대한 동력해석결과와 유사한 특성을 가질 것으로 추정된다. 클러치 C3가 작동하면 3속이 되며 HMT는 Table 1의 ISC와 동일한 구조가 된다. 3속에서 HSU 스트로크 범위는 $0 \rightarrow +1$ 이며 실제 작동하는 변속비 범위는 $0.75 \sim 1.0$ 으로 변화한다. 클러치 C4가 작동하면 4속이 되며 2속과 동일하게 ISR 구조가 된다.

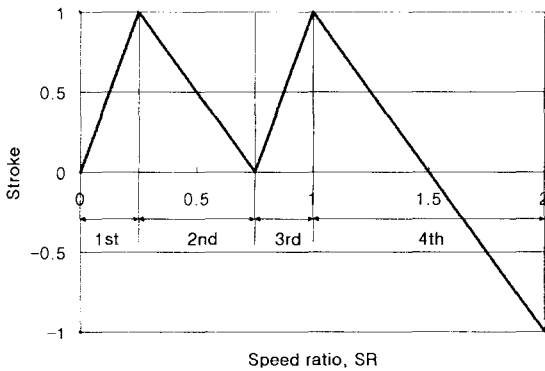
Fig. 9의 HMT는 2~4속에서 Table 1에 도시된 3축 시스템 중 어느 하나와 동일한 구조로 구성되며 이것은 HMT 구조 설계시 Table 1의 결과를 이용하여 각 3축 시스템에서 구현 가능한 변속범위를 고려하였기 때문이다. Fig. 9의 HMT는 1속에서 HSU를 통하여 모든 동력이 전달되기 때문에 유압부로 전달되는 동력을 파악하기 위하여 별도의 동력특성해석이 필요 없으나 2~4속에서는 동력순환을 확인하기 위하여 별도의 동력특성해석이 필요하다. 그러나 2~4속은 3축 시스템 구조이기 때문에 Table 1의 결과로부터 동력특성에 대한 추정이 가능하다. 본 연구에서는 Table 1의 결과와 설계한 HMT의 동력특성을 비교하기 위하여 네트워크 해석법에 의한 동력특성해석을 수행하였다.

5.2.2 해석결과

Fig. 10(a)는 HMT에 대한 네트워크 해석 결과를 도시한 것이다. 유압부로 전달되는 동력 (P_h/P_m)은 1속에서 일정하게 1의 값을 가지며 이것은 입력동력이 모두 유압부로만 전달됨을 의미한다. 2속에서는 유압부 동력이 (-) 값이며 이



(a) Power and torque



(b) Speed

Fig. 10 Network analysis results for HMT

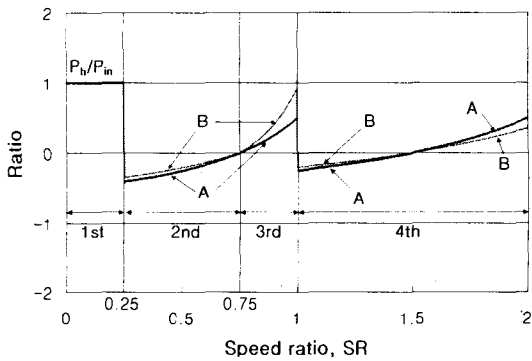


Fig. 11 Network analysis results for HMT

때 HSU를 통하여 동력이 순환된다. 2속에서는 Table 1의 결과와 달리 HSU 스트로크 범위가 +1 ~ 0이고 헬리컬 기어비가 1/2 이기 때문에 실제 작동하는 변속비 범위가 0.25~0.75로 축소되며 이로 인하여 유압부 동력이 (-)인 구간만 나타난다. 3속에서는 유압부 동력이 (+) 값을 가지며 동

력이 유압부와 기계부로 나뉘어 전달된다. 3속에서도 Table 1의 결과와 달리 HSU 스트로크 범위가 0 ~ +1로 제한되기 때문에 유압부 동력이 (+)인 구간만 나타난다. 4속에서는 유압부 동력이 속도비 1.0~1.5 범위에서는 (-), 1.5~2.0 범위에서는 (+) 값을 가지고 Table 1의 결과와 동일한 경향을 보인다. 모터 토크비 (T_m/T_{in})는 1속에서 ∞ ~ -1로 변화한다. 그러나 실제 HMT에서는 HSU의 작동유압이 제한되고 HSU의 누설효과 등에 의하여 ∞ 의 값은 나타나지 않는다. HSU 스트로크 0에서의 정확한 특성을 알기 위해서는 실험이 요구된다. 2~4속에서 모터 토크비 (T_m/T_{in})는 1보다 작은 값을 보이며 이것은 입력토크보다 낮은 토크가 모터에 작용함을 의미한다.

Fig. 10(b)는 스트로크와 속도비 관계를 도시한 것이다. 스트로크는 속도비 변화에 따라 1속에서 0~+1, 2속에서 +1~0, 3속에서 0~+1, 4속에서 +1~-1로 변화한다.

Fig. 10(a)에서 2속시 유압동력비가 (-)이기 때문에 동력순환을 줄이기 위해서는 가급적 2속구간이 짧고 순환하는 동력이 작게 설정하는 것이 바람직하다.

Fig. 11은 유성 기어비를 1:1:2에서 15:7:20으로 바꾼 후의 동력특성 해석결과를 비교 도시한 것이다. 여기서 A는 유성 기어비가 1:1:2일 경우 (Fig. 10(a))의 선도이며 B는 유성 기어비가 15:7:20일 경우의 선도이다. 1속에서는 HSU로 모든 동력이 전달되므로 유압 동력비가 A, B 모두 1로 동일하다. 2속에서는 B가 A보다 순환동력이 작아지나 3속에서는 B가 A보다 크게 증가한다. 4속에서 B는 다시 A보다 순환하는 동력이 작아지고 속도비 +1.5~+2.0에서는 유압부로 전달되는 동력도 작다. 따라서 유성 기어비 변경으로 2속, 4속에서 유압부로 전달되는 순환동력을 작게 할 수 있으나 3속에서는 유압부로 전달되는 동력이 증대되는 결과를 보인다. 모든 변속단에서 설계 조건을 만족하는 유성 기어비를 찾기 위해서는 여러 가지 경우에 대한 반복해석이 필요하며 이때 네트워크 해석법은 효율적인 해석도구로 사용된다.

6. 결론

- (1) 네트워크 해석방법을 이용하여 3속 시스템

HMT에 대한 동력특성해석을 수행하고, 기존 방법으로 해석 불가능한 HSU 스트로크와 기어비 범위의 영향을 고려한 동력전달특성과 구현 가능한 HSU 스트로크 범위에 대한 변속영역을 검토하였다.

(2) HMT의 동력특성과 속도비를 고려한 3축 시스템 HMT의 조직적 설계방법을 제안하였다. 제안된 설계방법은 동력순환이 발생하지 않거나, 순환동력의 크기를 설계값 이하로 제한할 수 있다.

참고문헌

- (1) Aitzemüller, H., 2000, "Steyr S-matic - The Future CVT System," *FISITA*, Seoul, F2000A130.
- (2) Kelly, W. R., 1999, "A CVT for V8 Engine Application in Passenger Car and Light Trucks," *Proceedings of International 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," *Proceedings of International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99*, pp. 125~135.
- (4) Mitsuya, H. and Otani, K., Ishino, T., Maruyama, R., Akasaka, T., 1994, "Development of Hydromechanical Transmission for Bulldozers," SAE 941722.
- (5) Ross, W. A., 1972, "Designing a Hydro-mechanical Transmission for Heavy Duty Trucks," SAE 720725.
- (6) Kress, J. H., 1968, "Hydrostatic Power-Splitting Transmissions for Wheeled Vehicles - Classification and Theory of Operation," SAE 680549.
- (7) Nomura, K., 1976, "Study on the Characteristics of Hydromechanical Transmission," *Mitsubishi Industry Tech. Review*, Vol. 13, No. 3, pp. 456~463.
- (8) Mano, T. and Nomura, K., 1976, "Hydro-mechanical Transmissions," *JSAE*, Vol. 30, No. 9, pp. 765~770.
- (9) Pichard, J. and Besson, B., 1981, "Hydrostatic Power Splitting Transmission Design and Application Examples," *Transactions of ASME*, Vol. 103, pp. 168~173.
- (10) 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.
- (11) Hedman, A., 1988, "Computer-aided Analysis of General Mechanical Transmission Systems - Some Examples," Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, pp. E1~E16.
- (12) Kim, W., Jung, S. B., Kim, H. S., 1996, "Analysis of Power Transmission Characteristics for Hydro-Mechanical Transmission using Extended Network Theory," *Journal of KSME*, Vol. 20, No. 5, pp. 1426~1435.
- (13) Sung, D. H., Kim, H. E., Lee, K. H., Kim, H. S., 2001, "Power Transmission Characteristics of a Hydro-Mechanical Transmission," *Journal of KSME*, Vol. 25, No. 11, pp. 1854~1862.