

2-모드 기계유압식 무단변속기의 성능 및 전달효율해석

정규홍¹⁾ · 김형익²⁾ · 김종기²⁾

대전대학교 컴퓨터응용기계설계공학과¹⁾ · 한국기계연구원²⁾

Performance and Transmission Efficiency Analysis of 2-Mode Hydro Mechanical Transmission

Gyuhong Jung^{*1)} · Hyounguei Kim²⁾ · Jongki Kim²⁾

¹⁾Department of Computer Aided Mechanical Design Engineering, Daejin University, Gyeonggi 487-711, Korea

²⁾Industrial Technology Department, KIMM, Daejeon 305-600, Korea

(Received 12 August 2004 / Accepted 26 October 2004)

Abstract : HMT is a type of continuously variable transmission which has split power flow path characteristics with gear train and hydro static unit. The benefit of improved fuel economy and high power capacity enables it to be a promising application for large vehicles. This paper presents the analysis results including velocity, static torque , transmission efficiency and dynamic model of the HMT that is developed for city buses. The speeds of gear shafts, the static clutch torque and split power ratio for each mode are detailed here. From the analysis of HMT transmission efficiency considering the power loss in meshed gear and hydraulic unit, we can conclude that minimization of hydraulic power is necessary for improved fuel economy design. Also, the dynamic simulation result for mode shift characteristics shows that little shift shock is observed because of the synchronized rotation speed in clutch.

Key words : HMT(기계유압식 무단변속기), Hydro static unit(정 유압식 가변장치), Mode shift(모드변속), Transmission efficiency(전달효율), Synchronous shift(동기변속)

1. 서론

최근 들어 자동차에 대한 수요가 급속히 증가됨에 따라 배출가스에 의한 환경오염과 이에 따른 지구 온난화를 방지하기 위한 기술개발이 자동차 산업에서 중요한 과제로 부각되고 있다. 저공해 자동차와 관련되어 엔진분야에서는 대체연료를 사용하거나 전기 배터리와 내연기관 또는 연료전지를 복합 구동 원으로 하는 하이브리드 자동차에 연구가 활발하게 이루어지고 있으며 변속기 분야에서는 변속 비 변화에 따른 변속충격이 없으면서 변속 비를

연속적으로 변화 시켜 엔진이 최적의 효율을 갖는 조건에서 작동 되도록 함으로써 연비향상을 도모하는 무단변속기(Continuously Variable Transmission, CVT)에 대한 개발이 본격화되고 있다.

변속 비를 연속적으로 가변 시키면서 엔진의 동력을 구동축에 전달하는 무단변속기에는 다양한 방식이 있다. 현재 금속벨트와 풀리를 이용한 무단변속기가 양산승용차에 적용되고 있고 유압 펌프와 유압모터를 결합한 방식의 정 유압식 무단변속기(Hydro Static Transmission, HST)는 구동부하가 큰 일부 군용차량이나 건설중장비에 탑재되고 있다. 그러나 금속벨트(또는 체인) 방식의 CVT는 현재까

*To whom correspondence should be addressed.
ghjung@daejin.ac.kr

지 개발된 급속벨트(또는 체인)의 동력전달용량에 한계가 있으므로 대형차량에는 적용될 수 없으며 정 유압식 무단변속기는 기계식 동력전달요소에 비하여 상대적으로 낮은 유압기기의 효율과 높은 진동 및 소음수준으로 인하여 승용차용 무단변속기로 개발되기에는 어려운 점이 있다.

기계 유압식 무단변속기(Hydro Mechanical Transmission, HMT)는 유성기어를 이용한 기계식 동력전달장치와 유압펌프와 유압모터로 구성된 정 유압식 가변장치(Hydro Static Unit, HSU)를 결합하여 엔진 동력을 두개의 분리된 동력전달경로를 통하여 구동축에 전달하는 설계방식으로 유성기어 동력전달장치의 고 효율과 정 유압식 가변장치의 무단변속기능을 활용하므로 동력전달효율이 높으면서 대형 차량에 적용 가능한 무단변속기이다. 특히, HMT에서 변속 비를 제어하는 HSU는 발전기능과 어큐뮬레이터를 활용하면 에너지를 재생할 수 있는 기능도 있으며 급속벨트 방식의 CVT와 달리 급속마찰에 의하여 동력을 전달하지 않으므로 내구성이 우수하고 특수하게 개발된 윤활유 대신에 기존 작동유를 사용할 수 있는 장점이 있다. 현재까지 개발된 HMT는 농업용 차량, 건설용 차량, 시내버스 등 대형 차량에 시험 적용되었으며 John Deere사에서는 농업용 트랙터에 장착되는 HMT의 상용화 개발을 완료하였다.^{1,4)} HMT와 관련된 연구로는 Pichard⁵⁾가 HMT의 기본적인 구조와 확장된 형태를 분류하고 이에 대하여 전달되는 동력특성을 분석하였으며 김현수^{6,8)} 등은 네트워크 해석방법을 이용하여 HMT의 효율을 분석하는 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 시내버스용으로 설계된 HMT를 대상으로 동력전달장치의 내부구조를 파악한 후 각 회전요소의 속도분석과 정토크 특성해석을 통하여 변속 비와 동력 전달경로를 분석하였으며 이 결과를 바탕으로 기어와 HSU의 전달효율을 고려하여 각 모드에서 HMT의 동력전달효율을 비선형 연립방정식의 해로 나타내었다. 또한, 연구 대상 HMT에 대하여 수립된 동특성 모델을 기반으로 전용 시뮬레이션 프로그램을 개발하였고 이를 통하여 변속 및 주행특성을 분석하였다.

2. 연구대상 HMT의 구조

Fig. 1은 본 연구의 대상인 시내버스용 HMT 동력 전달장치의 구조를 나타내는 도식적인 그림이다. 유성기어로 설계된 기어 열은 5개의 클러치작동에 의하여 동력전달모드가 변화되도록 설계되어있으며 각 모드에서 작동되는 클러치의 조합은 Table 1에 나타낸 바와 같다. 여기서, A와 B로 표기된 두개의 가변 용량형 유압 유닛(variable displacement hydraulic unit)은 HSU를 구성하며 A와 B 유압 유닛의 배제용적 비(HSU 스트로크 비, r_{ST})에 의하여 입력 축에 대한 출력 축의 속도 비가 변화된다.

동력전달장치 내부의 회전요소는 모두 11개이며 입력 축의 속도가 주어진다고 하면 미지의 속도변수는 10개이다. 상시 맞물려 회전하는 기어 쌍이 8개 존재하므로 2개의 클러치 작동에 의한 구속조건이 추가되어야만 변속 비가 고유하게 결정된다.

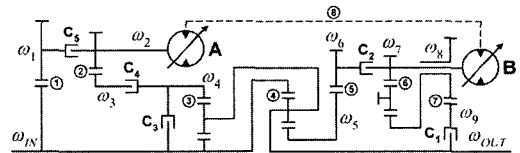


Fig. 1 Schematic layout of HMT for city buses

Table 1 Clutch operation status

| Mode | C ₁ | C ₂ | C ₃ | C ₄ | C ₅ |
|--------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| R | ● | | | | ● |
| D1 | ● | | | ● | |
| D2 | | ● | | ● | |
| Direct | | | ● | | |

3. 속도분석

Fig. 1에서 상시 맞물려 회전하는 기어 쌍에 대한 8개의 속도 관계식과 각 동력전달모드에서 작동하는 2개 클러치의 구속조건으로부터 HMT의 변속 비(SR)를 HSU 스트로크 비(r_{ST})의 함수로 나타낸 결과는 다음과 같다.

:Mode Reverse($0 \leq r_{ST} \leq +\infty$)

$$SR = -\frac{r_1 r_{ST}}{r_6 r_7}$$

:Mode Drive 1st($0 \leq r_{ST} \leq +\infty$)

$$SR = \frac{r_2 r_{ST}}{r_2 r_{ST}(1 + r_3) + r_3 r_6 r_7}$$

:Mode Drive 2nd($-\infty \leq r_{ST} \leq r_D$)

$$SR = \frac{r_3 r_4 r_5 - r_2 r_{ST}}{r_3 r_5(1 + r_4) - r_2 r_{ST}(1 + r_3)}$$

:Mode Direct Drive($r_{ST}=r_D$)

$$SR = 1$$

Fig. 2는 각 모드에서 HSU 스트로크 비에 따른 HMT의 변속 비 변화를 나타내는 그림이고 Fig. 3은 모드 D1에서 동력을 전달하는 회전요소의 속도 관계를 보여주는 레버선도이다. HSU는 ω_4 와 출력축 속도(ω_{OUT})의 속도비를 조절하는 기능을 갖는다. 즉, $r_{ST}=0$ 이면 출력축 속도가 발생되지 않는 기어중립(gear neutral)상태이며 $r_{ST}=+\infty$ 이면 $\omega_3=\omega_4=0$ 이 되는 상태에서 변속 비가 결정된다.

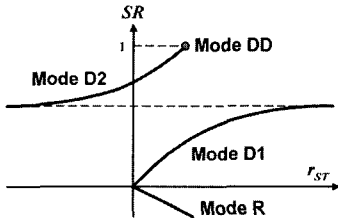


Fig. 2 HMT Speed ratio vs. r_{ST} for each mode

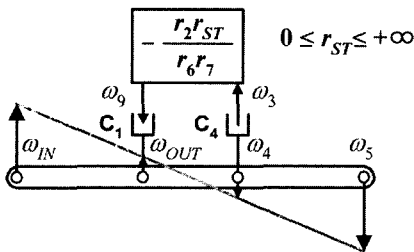


Fig. 3 Lever diagram representation for mode D1

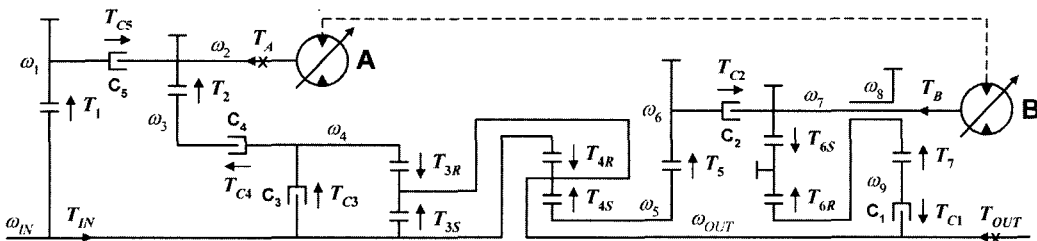


Fig. 4 Definition of static torque variables in HMT

4. 정토크 특성분석

HMT에서 전달되는 동력의 흐름은 유성기어를 통한 기계동력(p_M)과 HSU를 통한 유압동력(p_H)으로 구분될 수 있으며 기계동력의 전달효율이 우수하므로 가능한 한 전달되는 전체 동력에서 유압동력이 차지하는 비율이 작게 되도록 설계하는 것이 효율 향상에 유리하다. 정상상태에서 유성기어와 HSU를 통하여 배분되는 기계 및 유압동력의 비는 축에 작용하는 토크와 클러치에서 전달되는 토크를 정토크 특성분석으로 구한 후 3절에서 기술된 속도분석 결과를 결합하면 구해질 수 있다. 또한, 정토크 특성분석은 각 모드에서 결합된 클러치를 통하여 전달되는 토크에 대한 정보도 제공하므로 클러치의 마찰 토크용량 설계에도 활용될 수 있다. Fig. 4는 정토크 특성분석에서 정의된 토크 변수를 나타내며 HMT의 입력토크를 제외한 토크변수의 개수와 유도되는 토크방정식 및 구속조건 개수사이의 관계는 다음에 정리된 바와 같다.

:미지의 토크변수(N) - 18개

:각 축에 대한 토크 방정식(E_1) - 11개

:유성기어의 토크 방정식(E_2) - 3개

:HSU의 토크 방정식(E_3) - 1개

:추가로 필요한 구속조건($C=N - E_1 - E_2 - E_3=3$)

연구대상 HMT에는 모두 5개의 클러치가 있으며 주어진 HSU 스트로크 비에 대하여 변속 비가 유일하게 결정되려면 2개 클러치만이 결합되므로 나머지 3개 클러치에서 전달되는 토크가 영이 되어 추가로 필요한 구속조건을 만족한다. 따라서 HMT의 각 요소에 대하여 토크 평형조건을 적용하면 15개의 대수방정식을 얻게 되고 각 모드에서 전송된 3개 클러치에 대한 구속조건을 고려하면 모든 토크변수를

구할 수 있게 된다. Table 2는 모드 D1에서 정토크 특성분석으로부터 구해진 결과를 나타내며 각 요소에서의 손실은 고려하지 않았으므로 토크비는 변속비의 역수가 됨을 알 수 있다.

Table 2 Static torque analysis result for mode D1

| Variable | Torque | Variable | Torque |
|------------------|--|-----------------|-----------------------|
| T_A/T_{IN} | r_3/r_2 | T_{C1}/T_{IN} | $r_3r_6r_7/r_2r_{ST}$ |
| T_1/T_{IN} | 0 | T_{C4}/T_{IN} | $-r_3$ |
| T_2/T_{IN} | r_3/r_2 | T_{3S}/T_{IN} | 1 |
| T_5/T_{IN} | 0 | T_{4S}/T_{IN} | 0 |
| T_7/T_{IN} | r_3r_6/r_2r_{ST} | T_{6S}/T_{IN} | r_3/r_2r_{ST} |
| T_{OUT}/T_{IN} | $\frac{r_2r_{ST}(1+r_3)+r_3r_6r_7}{r_2r_{ST}}$ | | |

Fig. 5는 2개의 동력전달경로를 갖는 HMT에서 유성기어와 HSU로 동력이 분리되는 경우와 동력이 HSU를 순환하는 경우에 대한 도식적인 그림을 나타낸다. 동력분리 모드에서는 유압 유닛 A가 펌프로, 유압 유닛 B가 모터로 작동하므로 HSU가 출력축을 구동하는 상태이고 동력순환모드에서는 유압 유닛 A, B의 기능이 바뀌어서 HSU가 출력축에 브레이크로 작용하게 된다.

Fig. 6은 각 모드에서 속도 비에 따라 변화되는 HMT의 유압동력 비와 C4 클러치를 통하여 전달되는 토크 비를 나타낸다. 각 모드에서 전달되는 유압동력을 살펴보면 모드 R인 경우에는 HSU만을 통하여 모든 동력이 전달되는 정 유압식 무단변속기(HST 모드)이며 모드 D1에서는 변속비가 증가함에 따라 유압동력이 감소하고 모드 D1에서의 최대 변속비에 도달하면 유성기어만을 통하여 동력이 전달되는 록업(lock-up) 상태가 된다. 모드 D2에서는 변속비의 일부 구간에서 유압동력이 음의 값을 나타내며 이는 HSU가 브레이크의 역할을 하면서 동력이 순환하게 됨을 의미하고 이 때에는 유성기어를 통하여 전달되는 동력이 입력동력보다 커지게 된다. HMT에서 전달되는 기계동력이 입력동력보다 커지는 현상은 동력순환에 의하여 발생된 결과이며 결코 출력동력은 입력동력보다 크게 되지 않는다.

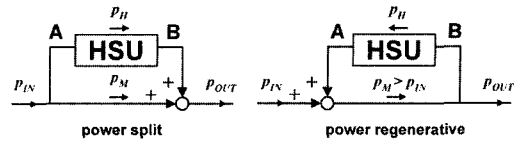


Fig. 5 Two types of power flow in HMT

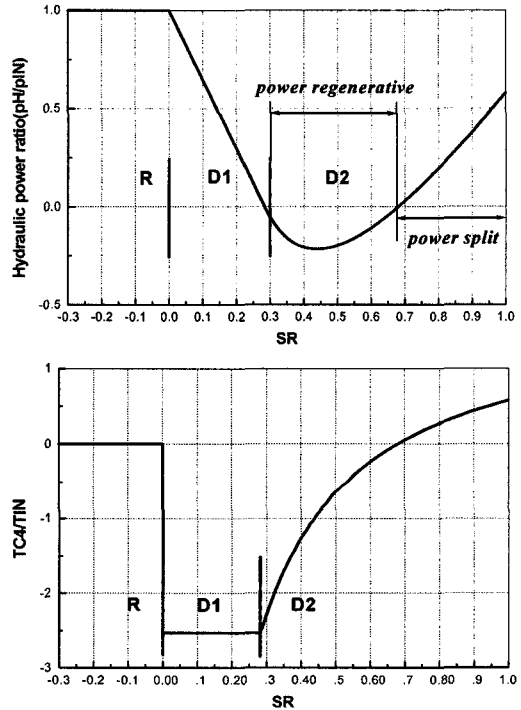


Fig. 6 Hydraulic power ratio and TC4/TIN vs. SR

5. HMT 전달효율분석

HMT는 효율향상을 목적으로 정 유압식 가변장치와 기어 열을 조합하여 설계되는 변속기이며 작동모드와 HSU의 스트로크 비에 따라 배분되는 동력의 비율이 달라지므로 전달효율이 변화되는 특징을 가진다. 전달효율은 동기변속과 무단변속으로 변속충격이 발생되지 않는 HMT의 설계에서 매우 중요한 성능지표이다. HMT에서 발생하는 손실은 맞물려 회전하는 기어의 토크 손실과 HSU에서 누유에 의한 속도손실 및 마찰에 의한 토크손실로 구분될 수 있다. 기어의 전달효율은 HSU보다 우수하므로 변속비 조절에 필요한 최소 동력만이 HSU를 통하여 전달되도록 동력을 배분하는 설계가 HMT의 효율향상에 필수적이며 일반적으로 모드가 늘어

날수록 HSU로 전달되는 동력이 작아져 효율이 향상된다. 그러나 모드가 증가되면 이를 구현하기 위한 클러치나 브레이크의 개수가 늘어나서 HMT 전체중량이 증가하고 유압시스템과 제어기의 설계가 복잡해지는 단점이 있다.

HMT의 효율은 기어와 HSU의 전달효율이 주어진 상태에서 동력의 흐름을 고려한 속도 및 정토크 분석으로부터 입력동력($p_{IN}=T_{IN} \times \omega_{IN}$)에 대한 출력동력($p_{OUT}=T_{OUT} \times \omega_{OUT}$)의 비를 구하여 나타낼 수 있다. HMT에서 동력 흐름의 방향은 기어와 HSU의 전달효율을 100%로 가정하여 수행된 4절의 정토크 특성분석으로부터 얻어지며 이를 바탕으로 기어와 HSU의 효율을 고려하여 속도관계식과 동력관계식을 유도하면 HMT의 전달효율을 파악할 수 있다. 이때 유압 유닛의 효율을 회전속도와 압력으로 나타내어지는 작동조건의 함수로 가정하면 HMT의 전달효율은 유압 유닛 A, B의 속도(ω_2, ω_7)와 HSU 압력(P)으로 기술되는 비선형 연립방정식의 해로 나타나게 된다. Fig. 7은 모드 D2에서 동력이 순환하는 경우에 대한 동력 흐름의 경로를 나타내며 기어와 HSU의 효율을 고려하는 경우에 속도 및 토크관계식은 다음과 같이 유압 유닛 A, B의 속도와 HSU 압력에 대한 비선형 연립방정식으로 나타내어진다. 여기서 ϵ 은 기어의 전달효율로서 회전속도와 전달되는 토크에 무관하게 일정한 값으로 가정될 수 있으며 $\eta_{vA}, \eta_{vB}, \eta_{mA}, \eta_{mB}$ 는 각각 유압 유닛의 체적 효율과 기계적 효율로서 회전속도와 HSU 압력의 함수이다.

$$\eta_{vA}(\omega_2, P)\eta_{vB}(\omega_7, P)\omega_7 = r_{ST}\omega_2$$

$$(1 - r_3 r_4)\omega_{IN} - \frac{r_3(1 + r_4)}{r_2}\omega_2 + \frac{1 + r_3}{r_5}\omega_7 = 0$$

$$T_{IN} - \frac{\epsilon r_2}{r_3}\eta_{mA}(\omega_2, P)D_{mA}P + \frac{r_4 r_5}{\epsilon^3}\frac{D_{mB}}{\eta_{mB}(\omega_7, P)}P = 0$$

기어와 HSU에서 발생하는 손실을 고려하였을 때 모드 D2에서 출력축 속도와 토크는 전술된 비선형 연립방정식의 해로부터 다음 식으로 나타내어진다. 이로부터 출력축 속도와 토크는 유압 유닛 A와 B의

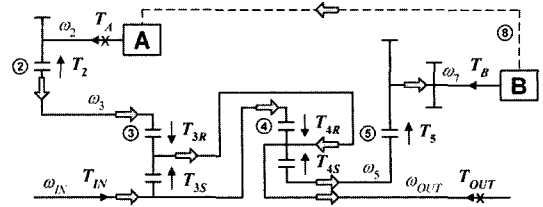


Fig. 7 Simplified power flow path in regenerative D2 mode

배제용적으로 결정되는 HSU의 스트로크 비뿐만 아니라 발생하는 손실에 의해서도 변화하게 됨을 알 수 있다.

$$\omega_{OUT} = \frac{1}{1 + r_3} \left(\omega_{IN} - \frac{r_3}{r_2} \omega_2 \right)$$

$$\frac{T_{OUT}}{T_{IN}} = \frac{\frac{\epsilon^2 r_2 (1 + r_3) \eta_{mA} D_{mA}}{r_3} - \frac{r_5 (1 + \epsilon r_4) D_{mB}}{\epsilon^2 \eta_{mB}}}{\frac{r_2}{r_3} \epsilon \eta_{mA} D_{mA} - \frac{r_4 r_5 D_{mB}}{\epsilon^3 \eta_{mB}}}$$

Fig. 8은 본 연구의 HMT의 전달효율분석에서 가정한 유압유닛의 체적 및 토크 효율곡선을 나타내며 실험을 통해서 얻을 수 있는 특정 작동점에서의 효율을 HSU가 작동되는 전 영역에서 속도와 압력의 2차원 변수에 대해 근사화 하여 적용하였다.

Fig. 9는 2차원 함수로 근사화된 HSU 효율곡선과 전달속도와 토크에 무관하게 0.95로 가정한 기어의 전달효율을 이용하여 HMT에 입력되는 동력이 50hp($\omega_{IN}=1000\text{rpm}$)과 100hp($\omega_{IN}=1500\text{rpm}$)인 작동 조건에 대하여 구해진 HMT의 전달효율을 나타낸다. 모드 R과 D1의 변속비가 낮은 영역에서는 매우 높은 HSU 압력이 발생하며 이 때에는 HSU 내부에 설계된 크로스오버 릴리프 밸브에 의하여 압력이 제한되어 HMT의 전달효율계산이 무의미하므로 이 영역은 제외하였다. Fig. 6에서 예측된 바와 같이 모드 R에서는 모든 동력이 HSU를 통하여 전달되는 HST 모드이고 모드 D2의 높은 변속비 구간에서도 HSU의 전달동력이 크게 나타나므로 HMT의 전체 효율이 저하됨을 알 수 있다. 이와 같은 결과로부터 HSU를 통하여 전달되는 동력이 클수록 낮은 HSU 효율로 인하여 HMT 전체 효율이 저하됨을 확인할 수 있었다. SR=0.28, 0.68에서는 HSU를 통하여 전달되는 동력이 없는 기계적인 록업상태이므로 가장 높은 효율을 나타내었다. 이와 같은 결과로부터

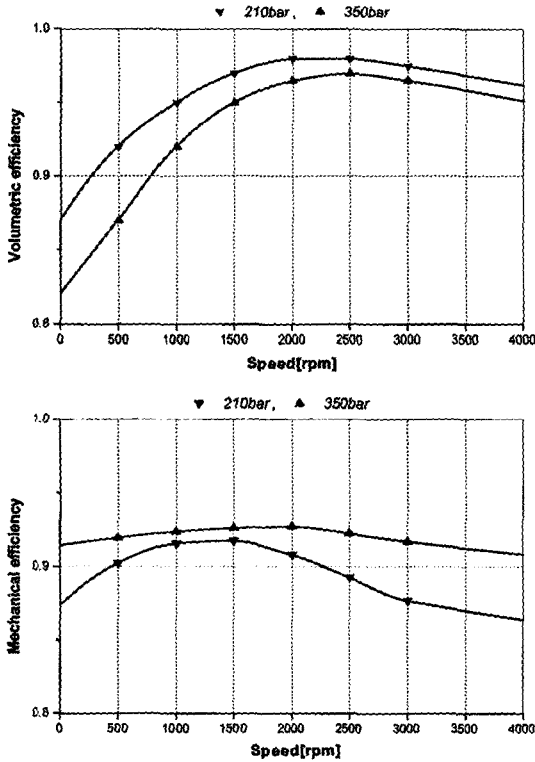


Fig. 8 Regression data for hydraulic unit efficiency

HMT의 동력전달 효율을 향상시키기 위해서는 HSU를 통하여 전달되는 동력이 최소화되는 록업상태 부근에서 작동되어야 하며 모드를 증가시킬수록 록업상태의 수가 비례하여 증가하므로 전 변속비 영역에서 HMT의 효율이 향상됨을 알 수 있다.

6. 동역학 모델링

HSU 스토로크 비 변화에 따른 HMT 장착차량의 주행특성과 모드가 변화되는 순간에서 클러치에 작용하는 압력에 의한 모드변속특성을 시뮬레이션하기 위하여 HMT의 동역학을 기술하는 수학적인 모델을 정립하였다. Fig. 10은 HMT 내부의 회전 축 관성이 고려된 상태에서 정의되는 토크와 각속도 변수를 나타내며 동역학 모델에서는 입력토크(T_N)와 부하토크(T_{load})가 주어진 상태에서 각 회전 축의 각속도를 구하는 것이 목적이며 미지 변수의 개수와 유도되는 동역학 방정식 개수 사이의 관계는 다음과 같다.

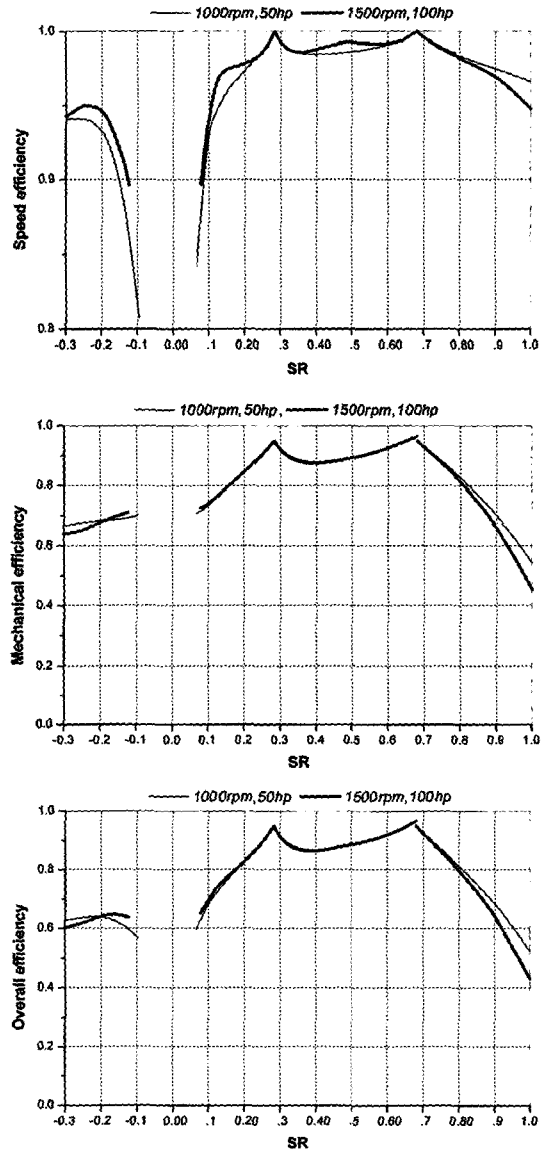


Fig. 9 HMT transmission efficiency for the entire SR

- :미지의 토크변수(N_1) - 17개
 - :미지의 각속도 변수(N_2) - 11개
 - :각 축에 대한 토크 방정식(E_1) - 11개
 - :유성기어의 토크 방정식(E_2) - 3개
 - :HSU의 토크 및 연속 방정식(E_3) - 2개
 - :기어열의 각속도 관계식(E_4) - 7개
 - :각 클러치의 전달 토크식(E_5) 5개
- $$C=N_1+N_2-E_1-E_2-E_3-E_4-E_5=0$$

상기 결과로부터 HMT 내부의 모든 각속도는

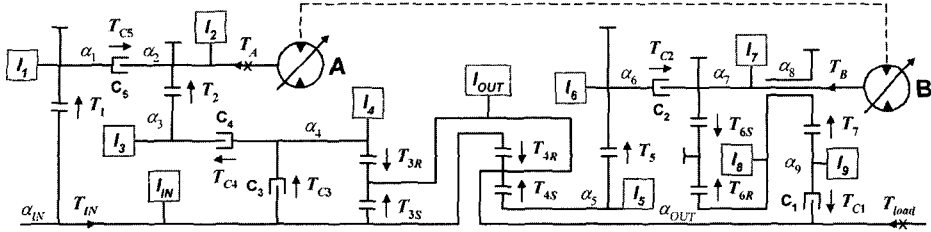


Fig. 10 Definition of static torque variables in HMT

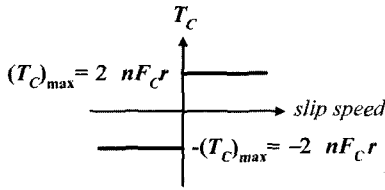


Fig. 11 Clutch torque model at slipping

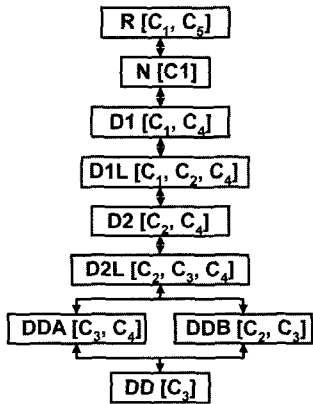


Fig. 12 Shifting state and process in HMT

유도되는 동특성 모델로부터 유일하게 결정되므로 이를 바탕으로 시뮬레이션을 수행하면 HSU 스트로크 변화에 따른 주행특성과 클러치 작동에 따른 변속특성을 고찰할 수 있게 된다. 여기서 클러치에서 전달되는 토크는 상대속도가 있는 경우에는 Fig. 11과 같은 마찰토크 모델로부터 구해지며 결합되어 상대속도가 존재하지 않는 경우에는 각가속도 조건으로 대체된다.

Fig. 12는 5개 클러치의 결합상태에 의하여 정의되는 변속상태와 변속과정을 나타낸다. HMT에서의 모드변속은 클러치에 연결된 두 축의 속도가 동기(synchronization)된 상태에서 이루어지므로 결합 클러치를 작동시킨 후 해제 클러치를 해방하는 과

Table 3 Dynamic equations for D1↔D2 mode shift

| | DOF | State | C ₁ | C ₂ | C ₃ | C ₄ | C ₅ |
|----------------|---|---|--|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Shifting state | [↑] Mode change criterion | | | | | | |
| | Dynamic equations | | | | | | |
| | [↓] Mode change criterion | | | | | | |
| D1 | 2 | $\omega_{IN}, \omega_{OUT}$ | ● | ○ | | | ● |
| | [↑N] If $ T_{C1} > (T_{C1})_{max} $, C ₄ is slipping | | | | | | |
| | | | $DrvT1_{D1} = A1_{D1}\alpha_{IN} + B1_{D1}\alpha_{OUT}$ $DrvT2_{D1} = A2_{D1}\alpha_{IN} + B2_{D1}\alpha_{OUT}$ | | | | |
| | | [↓D1L] If $\omega_6 = \omega_7$, C ₂ is engaged | | | | | |
| D1L | 1 | ω_{IN} | ● | ● | | | ● |
| | [↑D1] If $ T_{C2} > (T_{C2})_{max} $, C ₂ is slipping | | | | | | |
| | | | $DrvT1_{D1L} = A1_{D1L}\alpha_{IN}$ | | | | |
| | | [↓D2] If $ T_{C1} > (T_{C1})_{max} $, C ₁ is slipping | | | | | |
| D2 | 2 | $\omega_{IN}, \omega_{OUT}$ | ● | ○ | ● | ○ | |
| | [↑D1L] If $\omega_9 = \omega_{OUT}$, C ₁ is engaged | | | | | | |
| | | | $DrvT1_{D2} = A1_{D2}\alpha_{IN} + B1_{D2}\alpha_{OUT}$ $DrvT2_{D2} = A2_{D2}\alpha_{IN} + B2_{D2}\alpha_{OUT}$ | | | | |
| | | [↓D2L] If $\omega_4 = \omega_{IN}$, C ₃ is engaged | | | | | |

정으로 진행되며 D1L과 D2L은 각각 모드변속에서 3개의 클러치가 일시적으로 결합된 상태를 나타낸다. 따라서, HMT 동역학 모델의 자유도를 살펴보면 각 모드에서는 2자유도이고 3개의 클러치가 결합되는 모드변속의 중간단계에서는 1자유도를 갖으며 오직 중립상태에서만 3자유도의 특성을 갖는다.

Table 3은 모드 D1과 D2사이의 변속 과정에서 나타나는 변속상태에 대한 정의와 각 변속상태에서 HMT의 동특성을 기술하는 운동방정식 및 변속상태변화에 대한 판별조건 식을 나타낸다. 클러치의 결합에 의하여 변속상태가 변화되는 경우에는 속도

조건으로, 해제에 의하여 변화되는 경우에는 토크 조건으로 판별하며 D1과 D2 모드변속 중 3개의 클러치가 모두 작동하는 모드에서는 1개의 상태변수를 갖는다.

7. 동특성 시뮬레이션

HMT 장착차량의 주행 및 모드변속 특성을 살펴 보기 위하여 본 연구에서 유도된 동특성 모델을 기반으로 Java 언어를 활용하여 전용 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며 Fig. 13은 시뮬레이션의 주 화면을 나타낸다. 주 화면에서는 모드 변속과 HSU의 스트로크 비를 조절하여 변속 비를 변경시키는 사용자 인터페이스와 회전속도, 클러치 압력, HSU내의 관로 압력 등을 텍스트와 그래프로 나타내는 기능을 갖는다.

주행 및 모드변속에 대한 시뮬레이션은 페 루프 제어를 통하여 HMT 장착차량의 엔진속도가 일정한 값으로 유지되는 조건에서 실시되었으며 중립(N)에서 전진모드(D1)로 변속이 완료된 이후에 HSU 스트로크 비는 가변 용량형 유압 유닛 A, B의 배제용적이 Fig. 14와 같은 궤적을 따라 변화되도록 하여 조절하였다. 즉, 모드 D1에서는 $r_{ST}=0$ (기어중립상태)에서 시작하여 $r_{ST}=+\infty$ 까지 변화되어 변속비가 증가하고 이 상태에서 클러치 결합이 변경되어 모드 D2로 변속된 이후에는 $r_{ST}=-\infty$ 에서 $r_{ST}=r_D$ 까지 가변 되어 변속비가 증가하게 된다.

D1→D2 모드 변속 시 C1과 C2 클러치에 인가되는 압력은 변속이 개시된 이후에 변속 시간에 따라

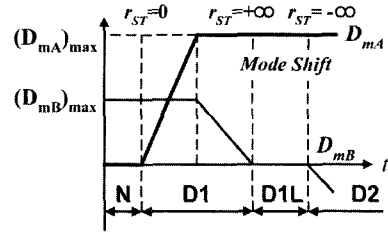


Fig. 14 Volumetric displacement of hydraulic units

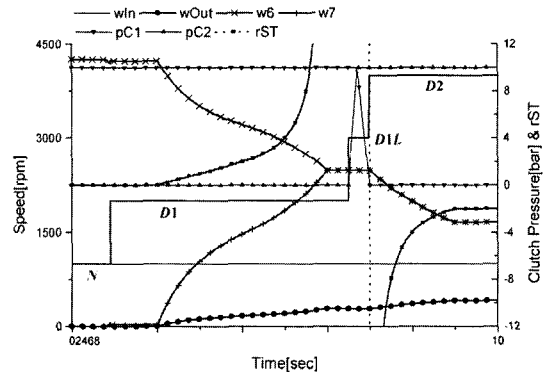


Fig. 15 D1→D2 mode shift simulation result

제어 압력이 미리 설계된 램프함수의 형태로 변화되는 개 루프 제어방식을 적용하였으며 C1 클러치가 결합된 후에 C2 클러치가 해방되는 변속 과정을 거친다. Fig. 15는 중립상태에서 시작하여 C4 클러치가 작동하여 모드 D1으로 변속된 후 HSU의 스트로크 비가 증가함에 따라 출력 축 속도(ω_{OUT})가 증가하고 모드 D1에서의 최대 변속 비에 도달하였을 때 모드 D2로 변속되는 과정에 대한 시뮬레이션 결과이다. 모드 D1에서는 변속비가 증가함에 따라 C2 클러치에 의하여 결합되는 ω_6 와 ω_7 회전속의 속도는 근접하게 되고 모드 D2로 변속되기 직전의 상태($r_{ST}=+\infty$)에서는 일치하므로 동기변속이 이루어짐을 확인할 수 있다. 동기변속에서는 회전속의 상대속도가 없으므로 결합되는 클러치 압력(p_{C2})이 낮은 상태에서 변속상태가 변화되며(D1→D1L) 해제되는 경우에도 낮은 클러치 압력(p_{C1})에서 변속상태가 변화하므로(D1L→D2) 변속충격이 발생되지 않음을 예측할 수 있다.

8. 결론

기계 유압식 무단변속기는 유성기어와 정 유압식

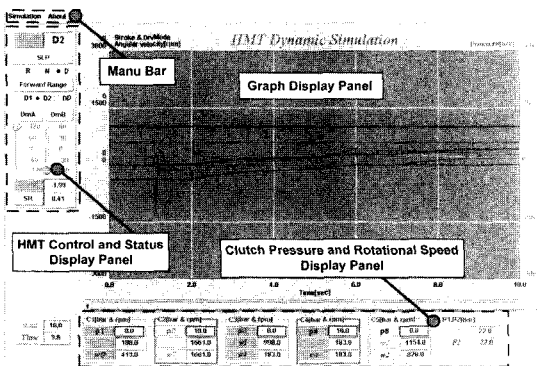


Fig. 13 HMT dynamic simulation

가변장치를 결합하여 전달 효율이 높으면서 큰 용량의 동력전달이 가능하므로 연비향상과 저공해를 목적으로 개발하는 대형차량에 적용되어 상용화될 전망이 있는 변속기이다. 본 연구에서는 시내버스용으로 설계된 기계 유압식 변속기를 대상으로 동력전달 및 효율특성을 분석하고 동특성 시뮬레이션을 통하여 주행 및 모드변속특성을 고찰하였다.

속도분석과 레버선도를 통해서서는 각 모드에서 모든 회전축의 속도변화를 살펴보고 정토크 특성분석에서는 기어 열로 전달되는 기계동력과 HSU로 배분되는 유압동력의 특성을 규명하였으며 클러치를 통하여 전달되는 정상상태 토크로부터 각 클러치의 토크용량을 설계할 수 있는 기준을 제시하였다. 기어와 HSU의 효율을 고려하는 경우에 HMT의 전달효율을 기구학적 속도 관계식과 동력식으로부터 유도되는 비선형 연립방정식의 해로 나타내어 분석하였으며 해석결과로부터 HSU로 전달되는 유압동력의 비가 작을수록 HMT의 전체효율이 향상됨을 확인하였다. 또한, 본 연구에서는 개발 대상 HMT에 대하여 수립된 동역학 모델을 기반으로 전용 시뮬레이션 프로그램을 Java로 개발하였으며 주행 및 모드변속에 대한 기본적인 시뮬레이션을 통하여 성능 및 특성예측이 가능함을 확인하였다.

향후에는 기존에 수립된 동역학 모델을 기반으로 HSU와 HMT가 장착된 차량에 대한 데이터 보완을 통하여 보다 신뢰성 있는 시뮬레이션 모델을 구축하고 이 결과를 바탕으로 변속제어기(TCU) 설계의 기반을 확립할 예정이다.

References

- 1) H. Aitzetmler, "Steyr S-matic The Future CVT System," F200A130, FISITA, 2000.
- 2) K. Kinokami and K. Miki, "A Development of HMT for Trucks and Buses," Proceedings of International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT '99, pp.125-135, 1999.
- 3) W. R. Kelley, "A CVT for V8 Engine Applications in Passenger Cars and Light Trucks," Proceedings of International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT '99, pp.117-124, 1999.
- 4) S. I. Mistry and G. E. Sparks, "Infinitely Variable Transmission(IVT) of John Deere 7000 TEN Series Tractors," IMECE Paper 06262002, ASME, 2002.
- 5) J. Pichard and B. Besson, "Hydrostatic Power Splitting Transmission Design and Application Examples," Transactions of ASME, Vol.103, pp.168-173, 1981.
- 6) D. H. Sung, G. H. Lee, H. E. Kim and H. S. Kim, "Analysis of Power Characteristics for a Hydro-Mechanical Transmission Considering HSU Flow Loss," 2001 KSAE Fall Conference Proceeding, pp.1131-1136, 2001.
- 7) G. H. Jung, H. E. Kim and G. H. Lee, "Analysis of Hydro Mechanical Transmission for City Buses," 2004 KSAE Spring Conference Proceeding, pp.623-628, 2004.
- 8) J. S. Kim, W. Kim, Y. E. Jung, S. B. Jung and H. S. Kim, "Power Circulation Characteristics of Hydro-Mechanical Transmission System in Steering," Transactions of KSAE, Vol.5, No.2, pp.13-22, 1997.