

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0032

CVT 변속 동역학을 고려한 라인 레귤레이터 및 변속비 제어 밸브의 응답 특성 해석

Analysis of Line Regulator Valve and Ratio Control Valve Considering CVT Shift Dynamics

정근수*, 김현수**
Keunsoo Jung, Hyunsoo Kim

ABSTRACT

Dynamic models of line regulator valve(LRV) and ratio control valve(RCV) are obtained for an electronic controlled CVT. LRV and RCV are operated by variable force solenoid(VFS). Considering the CVT shift dynamics, oil pump's efficiency and saturation characteristics of VFS, simulations are performed and compared with test results. Simulation results are in good agreement with the experiments, which shows the validity of the dynamic models of LRV and RCV obtained. In addition, the effects of the orifice size in the exhaust port of RCV are investigated. Simulation results show that as the orifice size decreases, the residual pressure in the primary actuator increases which insures the large torque transmission capacity, meanwhile the duration time for the downshift increases.

주요기술용어 : CVT(Continuously Variable Transmission : 무단변속기), Line Regulator Valve (라인 레귤레이터 밸브), Ratio Control Valve (변속비 제어 밸브), Shift Dynamics(변속 동역학)

1. 서론

CVT 라인압력 및 변속비 제어 밸브는 각각 CVT의 종동축(secondary)과 구동축(primary)

액츄에이터의 압력을 형성한다. CVT 라인압력은 주어진 변속비와 입력 토크에 대하여 적절한 벨트 클램핑력을 유지하기 위하여 필요하다. CVT의 라인압력은 0~50 bar에 이르며 유압시스템 손실의 주원인으로 작용한다. 따라서 유압손실을 줄이고 유압시스템의 효율을 극대화하기 위하여는 라인압력 최적화를 위한 능동적인 전자제어 밸브가 필요하다. 한편 CVT의 구동축 액츄에이터 압력은 변속비 제어를 위하여 필요하다. CVT의 능동적인 변속은 엔진의 최적 운전을 가

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

능하게 하고, CVT 차량 성능의 관건이다. 따라서 변속비 제어밸브는 CVT 변속제어의 핵심이다.

CVT 전자제어 밸브에 대한 연구로는 91년 일본 Suzuki사에서 라인압력 및 변속비 제어를 위하여 3방향 PWM(pulse width modulation) 솔레노이드 밸브를 사용한 바 있고¹⁾, 96년 일본의 Honda사는 선형 솔레노이드 밸브 (linear solenoid valve)를 사용한 전자유압제어 CVT인 "Multimatic"을 개발하였다.²⁾ 96년, 일본 Subaru사는 라인압력제어 밸브에는 전자제어식 릴리프 밸브(relief valve), 변속비 제어에는 감압 밸브(reducing valve)를 사용한 전자유압제어 CVT인 E²CVT³⁾를 개발하였으며 독일의 ZF 및 BOSCH도 전자제어식 CVT를 개발중에 있다.^{4,5)} 국내의 연구로는 정규홍⁶⁾등이 라인 레귤레이터 밸브의 민감도해석을 수행하였으며, 김현수⁷⁾ 등에 의한 전자화 라인 레귤레이터 밸브의 실험적 연구가 보고된 바 있다. 그러나 이와 같은 CVT 전자제어 밸브들은 국내에서 개발된 것은 없으며 국외 자동차 메이커들의 전자 제어 CVT의 핵심이 되고 있다. 또한 이들은 각자 고유의 방식을 채택하고 있으며 이에 대한 상세한 연구 결과가 발표된 것이 없다. 따라서 전자제어 밸브는 CVT 변속동역학과 함께 CVT 차량 성능에 직접적인 영향을 미치며, 전자제어 CVT 개발을 위하여는 CVT 변속동역학을 포함한 라인압력 및 변속비 제어 밸브의 응답특성 해석이 필요하다.

향후 CVT는 운전자의 의지와 주행환경에 능동적으로 대응하는 전자제어식으로의 개발이 필수적이며, 선진 자동차 메이커는 2IC 초 완전전자제어식 CVT의 양산적용을 목표로 치열한 연구개발중에 있다.

본 연구에서는 전자제어 라인 레귤레이터 밸브(line regulator valve : LRV)와 변속비 제어 밸브(ratio control valve : RCV)의 모델링을 수행하여 운동 방정식을 구하고, CVT 변속동역학을 고려한 LRV 및 RCV의 특성해석 시뮬레이션

결과와 실험 결과를 비교 고찰하여 전자화 CVT 유압제어 밸브의 설계 기초자료를 구하고자 한다.

2. 유압제어밸브의 모델링과 성능해석

2.1 LRV

Fig. 1에 본 연구에 사용된 LRV를 도시하였다. 압력제어 솔레노이드 밸브(pressure control solenoid valve : PCSV)에 듀티가 인가되면 PCSV에서 이에 해당하는 제어압력이 형성되어 LRV 스톱의 랜드 #1에 작용하게 된다. 듀티가 감소하면 제어 압력이 증가하고 스톱은 우측으로 이동한다. 따라서 배출포트의 개구면적이 작아지고 라인 압력이 증가한다. 듀티가 증가하면 PCSV의 제어압력은 감소하고 스톱은 좌측으로 이동하여 배출포트를 열고 라인 압력은 감소한다. 따라서, PCSV의 듀티 제어에 의해 라인 압력의 제어가 이루어진다.

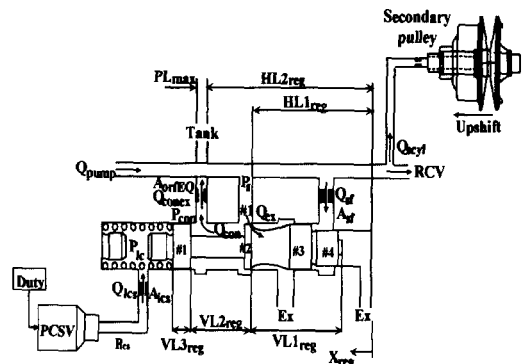


Fig. 1 Structure of LRV

Fig. 2에 LRV의 본드 그래프 모델을 도시하였다. Fig. 2의 본드 그래프 모델을 이용하여 스톱의 운동량 P_m 과 라인압력 P_s 에 대한 상태 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\dot{P}_m = -P_{lc} \cdot A_{regL} + P_{sf} \cdot (A_{regL} - A_{regR}) - F_{flow} - b \frac{P_m}{M_{reg}} - K_{reg}(CL_{reg} + X_{reg}) \quad (1)$$

$$\dot{P}_s = \frac{\beta}{V_s + A_s X_{sp}} [Q_{pump} - Q_{bin} - Q_{con} - Q_{sf} - Q_{ex} - A_s \frac{dX_{sp}}{dt}] \quad (2)$$

여기서 P_{lc} , P_{sf} 는 각 챔버에 작용하는 압력이며, F_{flow} 는 유체력, Q 는 각 라인의 오리피스를 통과하는 유량으로 Fig.1에 도시되어 있다. dX_{sp}/dt 는 중동축 풀리의 이동속도, X_{sp} 는 이동 거리이며 상향 변속(upshift)시 dX_{sp}/dt 는 음(-)의 부호를 가지게 된다.

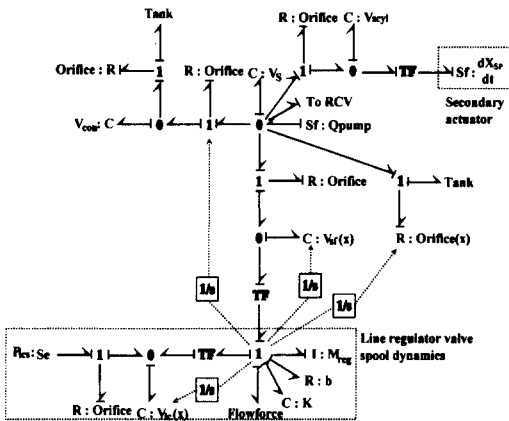


Fig. 2 Bondgraph model of LRV

오일 펌프의 토출유량 Q_{pump} 는 라인압력 형성에 큰 영향을 미치는 인자 중 하나이다. Q_{pump} 는 다음 식으로 표시된다.

$$Q_{pump} = \eta D \omega_p \quad (3)$$

여기서 D 는 펌프의 변위, ω_p 는 펌프의 회전

속도로서 엔진 속도와 동일하다. η 는 펌프의 효율로서 펌프의 회전속도와 라인 압력의 함수이다. 본 연구에 사용된 오일 펌프는 기어 펌프로써 Fig. 3은 실험적으로 구한 오일펌프의 효율을 도시한 것이다.

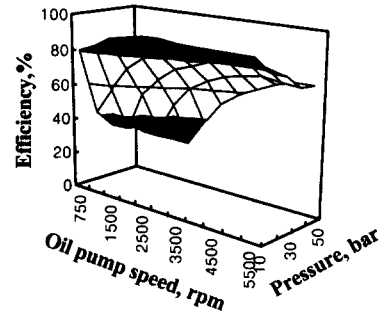


Fig. 3 Oil pump efficiency map

Fig. 4는 본 연구에 사용된 가변압 솔레노이드 밸브(variable force solenoid valve : VFS)의 입력듀티에 대한 제어압의 정상상태 실험결과이다.⁸⁾ Fig. 4의 실험결과를 보면 듀티 80~100%, 0~20%의 구간은 듀티 변화에 대하여 제어 압력이 거의 변화를 보이지 않는 무효율 구간임을 알 수 있다. 듀티 20~80% 구간에서는 입력 듀티에 대하여 제어 압력이 거의 선형적인 특성을 나타내며 따라서 입력 듀티에 대한 압력제어가 가능한 유효율 구간이다.

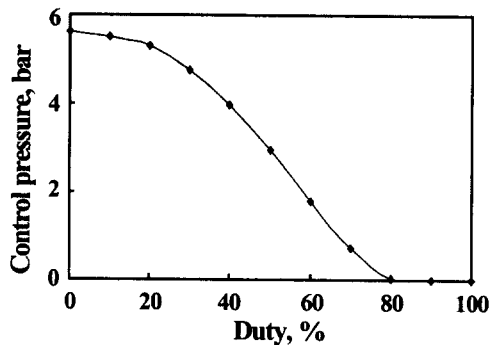


Fig. 4 PCSV duty vs. control pressure

VFS는 비례제어 솔레노이드 밸브의 일종으로 VFS의 압력 변화에 따른 전류를 보상하여 일정한 압력이 유지될 수 있도록 한 밸브이다. 솔레노이드 밸브의 제어신호는 0~5 V의 전압신호이며 0 V일 때 듀티 0 %인 PWM 신호가 내부에서 설정된다. 이 때 발생하는 제어압력은 최고 압력이 된다. 즉 입력되는 듀티가 높을수록 제어압력이 낮아지는 역특성을 가진다. VFS의 상세한 파라미터들은 제조업체로부터 알려져 있지 않으며 도출해 내기가 까다로운 것으로 알려져 있다. 또한 자기력 특성 등 재료의 물성치에 의존하는 파라미터가 많아 정확한 수학적 모델링이 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 VFS의 정상상태 실험 결과를 이용하여 입력듀티 x [%]에 대한 제어압 y [bar]의 정상상태 특성을 다음 식으로 모델링하였다.

$$y = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex + f \quad (4)$$

VFS의 입력듀티에 대한 제어압의 정상상태 특성은 식(4)로 표시할 수 있으나 과도상태 특성은 입력듀티에 대하여 자기력이 발생하고 이에 의해 스프링이 이동하여 제어압을 형성하는 동특성이 고려되어야 한다. VFS의 과도상태시 모델은 VFS의 응답 지연과 히스테리시스를 고려하기 위하여 입력 듀티에 대한 VFS의 제어압력을 다음과 같이 2차 시스템으로 모델링하였다.

$$\frac{P_c}{Duty} = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (5)$$

식(5)에서 이득 K 는 유효율 구간 20~80 % 데이터의 커브피팅에서 구하였다. 여기서 이득값은 음의 부호를 갖는데, 이는 위에서 언급한 VFS의 역특성 때문이다. 이 경우 제어압이 음의 값으로 나타나게 되므로 다음식과 같이 식(5)를 수정하였다.

$$P_c = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} Duty + K_1 \quad (6)$$

여기서 K_1 은 상수이다. Fig. 5는 식(6)의 VFS 모델을 이용하여 듀티 0.5 Hz 램프 입력에 대한 제어압력의 시뮬레이션 및 실험결과이다. 무효율 구간은 0~20 %, 80~100 %로서 실험결과와 일치함을 알 수 있다. 히스테리시스의 크기는 ζ 와 ω_n 에 의존하며 여기서 ζ 와 ω_n 은 실험결과에 기초하여 $\zeta=0.7$, $\omega_n=68$ rad/sec로 설정하였다. Fig. 5에서 제어압력의 히스테리시스는 시뮬레이션이 0.5 bar, 실험결과는 0.6 bar로서 거의 일치함을 알 수 있다.

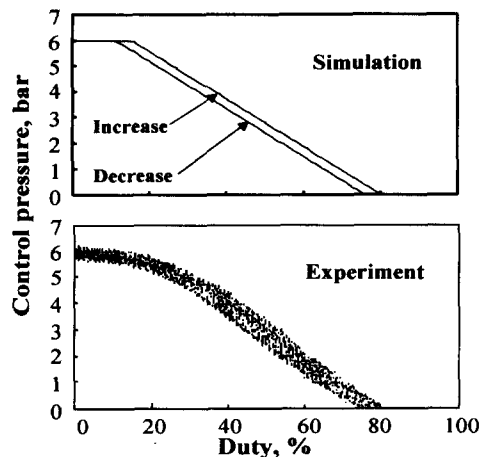


Fig. 5 Response of VFS for ramp input 0.5Hz

Fig. 6은 듀티 2 Hz 램프 입력에 대한 VFS 제어압력의 시뮬레이션 및 실험결과를 도시한 것이다. 듀티 증감시 무효율 구간의 크기는 주로 ζ 에 의존하며 무효율 구간은 입력 듀티가 감소하는 경우, 시뮬레이션은 0~10 %, 70~100 %이고 듀티가 증가하는 경우 무효율 구간은 0~50 %, 82~100 %로서 실험결과와 거의 일치함을

알 수 있다. 이 경우 압력 히스테리시스는 1bar 정도로 실험과 시뮬레이션은 거의 같은 값을 보인다. 따라서 식(6)의 VFS 모델과 선정된 ζ 와 ω_n 의 값이 타당함을 알 수 있다.

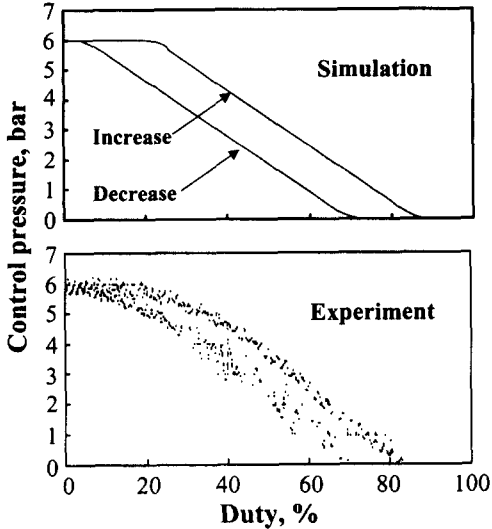


Fig. 6 Response of VFS for ramp input 2Hz

앞에서 유도한 LRV의 상태방정식과 오일펌프 효율 및 VFS의 동적모델을 이용하여 LRV의 성능 해석 시뮬레이션을 수행하고 실험결과와 비교하였다.

Fig. 7에 실험장치가 도시되어 있다. CVT는 리그형으로 제작하여 외부에서 LRV 및 RCV에 의한 제어가 가능하도록 설계하였다. CVT는 AC 모터에 의해 구동된다. 급속벨트에 의해 구동측에서 중동측으로 전달된 동력은 유압식 동력계(hydraulic load simulator)에서 소모된다. 라인압력 및 변속비제어를 위한 유압은 밸브바디의 LRV와 RCV에서 제어된다. CVT 제어 유압은 유압유닛(hydraulic unit)에서 공급되며 유압유닛 구동 모터의 속도는 인버터에 의해 제어되어 엔진속도를 모사한다.

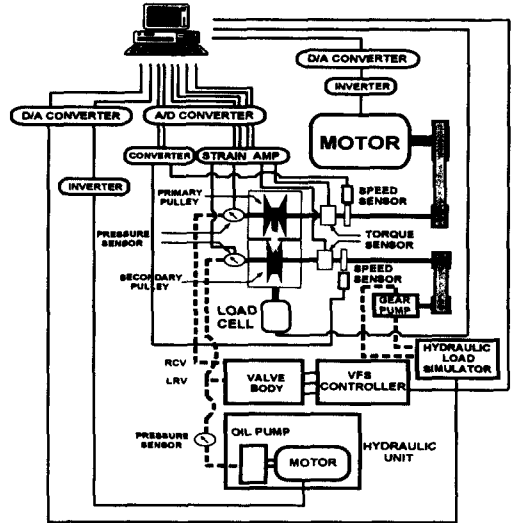


Fig. 7 Valve body test rig

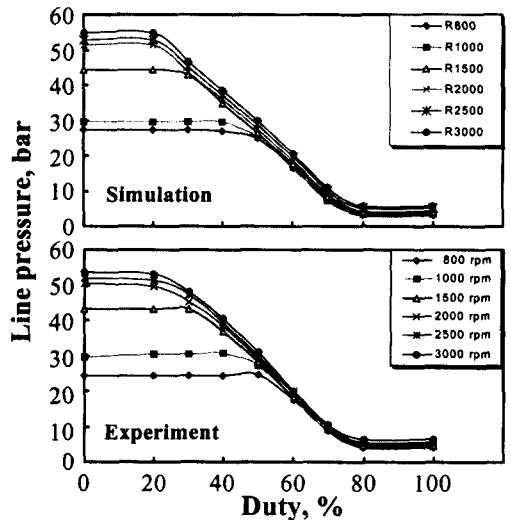


Fig. 8 Steady state characteristics of LRV

Fig. 8은 오일 펌프 회전수에 따른 각 입력듀티에서의 정상상태 라인 압력의 시뮬레이션 결과를 실험결과와 비교 도시한 것이다. Fig. 8의 결과에서 볼 수 있듯이 LRV의 유효율구간은 듀티 20~80%이며, 오일 펌프의 회전 속도 ω_p 가 낮

올수록 저(低)측 무효율 구간이 증가하여 ω_p =800 rpm인 경우 저측 무효율 구간은 입력 듀티 50 %까지 늘어남을 알 수 있다. 이것은 회전수가 낮을수록 오일 펌프의 효율이 떨어지기 때문이다. 시뮬레이션 결과는 Fig. 8 (b)의 실험결과와 잘 일치한다. Fig. 9는 LRV의 압력 오버라이드 특성을 고찰한 것이다. 입력듀티 50~100 %까지 라인압력은 오일펌프 속도가 증가함에 따라 선형적으로 약간씩 증가한다. 이것은 같은 듀티에 대하여 오일펌프 속도가 증가할수록 토출유량이 많아지고, 또한 오일펌프의 효율도 좋아지기 때문이다. 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치하며 따라서 오일펌프효율과 VFS의 무효율구간 특성을 고려한 LRV모델이 타당함을 알 수 있다.

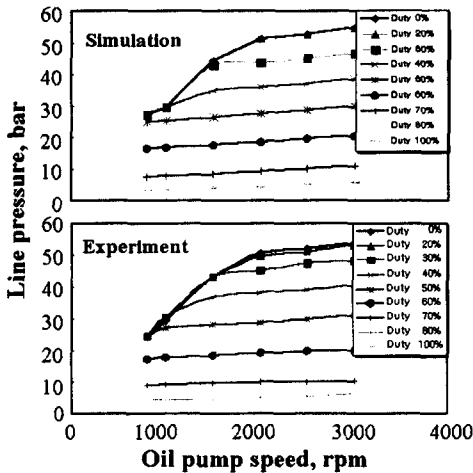


Fig. 9 Pressure override characteristics of LRV

2.2 RCV

Fig. 10에 RCV를 도시하였다. PCSV의 듀티가 증가하면 랜드 #1에 작용하는 제어압력이 감소하고 스펴은 좌측으로 이동한다. 따라서 배출 포트가 열리고 구동측 액츄에이터의 유량이 빠져나가 구동측 압력이 감소한다. 듀티가 감소하면

랜드 #1에 작용하는 제어 압력이 증가하여 스펴은 우측으로 이동하고 공급 포트가 개방된다. 그러므로 LRV에서 형성된 라인 압력과 구동측 액츄에이터 압력차에 의해 유량이 공급되고 구동측 압력을 형성한다.

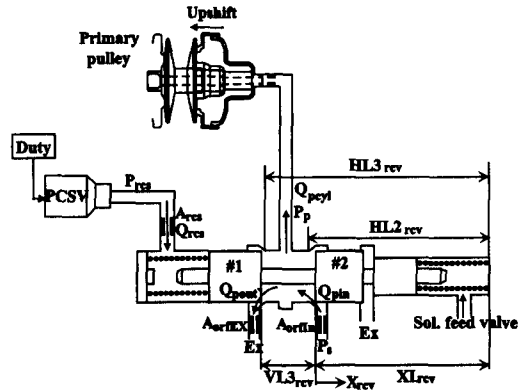


Fig. 10 Structure of RCV

Fig. 11에 RCV의 본드 그래프 모델을 도시하였다. Fig. 11의 본드 그래프 모델을 이용하여 스펴의 운동량 P_{mr} 과 구동측 액츄에이터의 압력 P_p 에 대한 상태 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$P_{mr} = -b \frac{P_{mr}}{M_{rcv}} + K_{rcvL}(CL_{rcvL} - X_{rcv}) - K_{rcvR}(CL_{rcvR} + X_{rcv}) + P_{rcs}A_{rcvL} - P_{red}A_{rcvR} + F_{flow} \quad (7)$$

$$\dot{P}_p = \frac{\beta}{V_p + A_p X_{pp}} (Q_{pin} - Q_{pout} - A_p \frac{dX_{pp}}{dt}) \quad (8)$$

여기서 b 는 감쇠계수, M_{rcv} 는 RCV 스펴의 질량, K_{rcvL} 과 K_{rcvR} 은 스프링 상수, CL_{rcvL} 과 CL_{rcvR} 은 각 스프링의 초기 압축량, P_{rcs} 와 P_{red} 는 각 챔버에 작용하는 압력, F_{flow} 는 유량의 유입 및 배출시 발생하는 유체력, Q 는 각 RCV로 유입 및 배출되는 유량으로서 Fig. 10에 도시되어 있다. 식 (7)에서 dX_{pp}/dt 는 구동측

플리의 이동속도, X_{pp} 는 구동축 플리의 이동 거리이며 상향 변속(upshift)시 dX_{pp}/dt 는 양(+)의 부호를 가지게 된다.

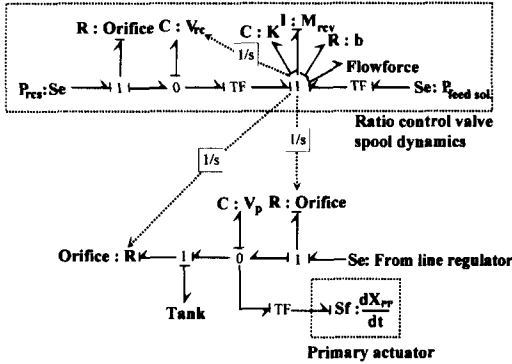


Fig. 11 Bondgraph model of RCV

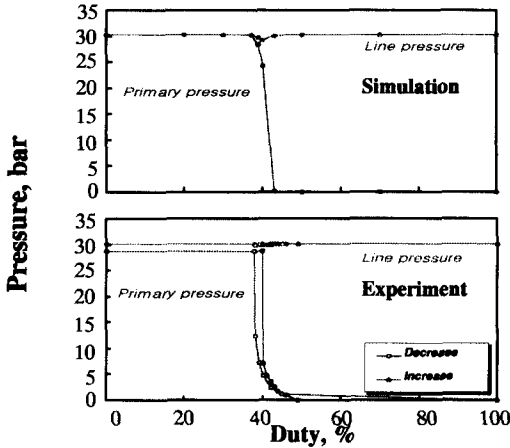


Fig. 12 Steady state characteristics of RCV at oil pump speed 2000rpm

Fig. 12는 RCV의 상태 방정식을 이용한 RCV 정상상태 응답특성을 실험 결과와 비교 도시한 것이다. 이 때, 액츄에이터의 부피는 고려되지 않았다. 시뮬레이션 및 실험결과는 잘 일치하며 모델의 타당성을 확인할 수 있다. 시뮬레이션 및 실험 결과를 살펴 보면 RCV의 압력 제어 가능구간은 입력 듀티의 5% 미만(37~42%)으로

매우 작다. 특히 높은 압력이 요구될 때 제어가능 듀티 구간은 1~2%(37~38%)로서 거의 ON-OFF 밸브의 특성을 보이며 따라서 변속 제어시 구동축 액츄에이터내의 압력 맥동이 예상된다.

3. 변속 동역학을 고려한 유압 제어 밸브의 성능 해석

여기에서는 앞에서 도출한 LRV 및 RCV의 모델과 CVT 변속동역학을 고려하여 CVT 유압 제어 밸브의 응답특성을 살펴보기로 한다. CVT 변속동역학은 LRV 및 RCV의 상태방정식 식(1)과 식(7)에서 중동 및 구동축 액츄에이터의 이동 플랜지 속도, 즉 변속 속도에 의한 유량변화 $A_s \frac{dX_{sp}}{dt}$, $A_p \frac{dX_{pp}}{dt}$ 를 결정하기 때문에 제어 밸브의 응답특성에 큰 영향을 미친다.

본 연구에서는 Ide^[8] 등의 연구에 의한 다음과 같은 CVT 변속동역학식을 사용하였다.

$$di/dt = \beta(i) \cdot \omega_{primary} \cdot \Delta P \quad (9)$$

여기서 di/dt 는 변속비 변화율, $\beta(i)$ 는 계수로서 변속비의 함수이며 실험적으로 구해진다. $\omega_{primary}$ 는 구동축 플리의 속도로서 펌프의 속도와 동일하며 ΔP 는 구동축 액츄에이터의 압력차이다. 위 식에서 변속속도 $\frac{di}{dt}$ 는 다음과 같이 이동플랜지의 이동속도 $\frac{dX}{dt}$ 로 표시할 수 있다.

$$\frac{di}{dt} = \frac{dX}{dt} \cdot \frac{di}{dX} \quad (10)$$

식 (10)에서 $\frac{dX}{dt}$ 를 구하기 위하여는 이동플랜지 변위에 대한 변속비 변화율 $\frac{di}{dX}$ 의 값을 알아야 한다.

Fig. 13은 본 연구에 사용된 CVT의 종동 및 구동측 액츄에이터의 이동 변위를 변속비에 대하여 도시한 그림이다. X_{sp} 의 초기값은 변속비 $i = 2.5$ 를 기준으로 X_{sp} 는 최대값이며 이 때 종동측 풀리의 체적은 최대값이 된다. $\frac{di}{dX}$ 는 Fig. 13에서 변속비 i 를 이동플랜지 변위 X 에 대하여 미분하여 구할 수 있다. X_{sp} 는 변속비 $i = 2.5$ 일 때 $X_{sp} = 0$ 이며 이 때 구동측 풀리의 체적은 최소값이 된다.

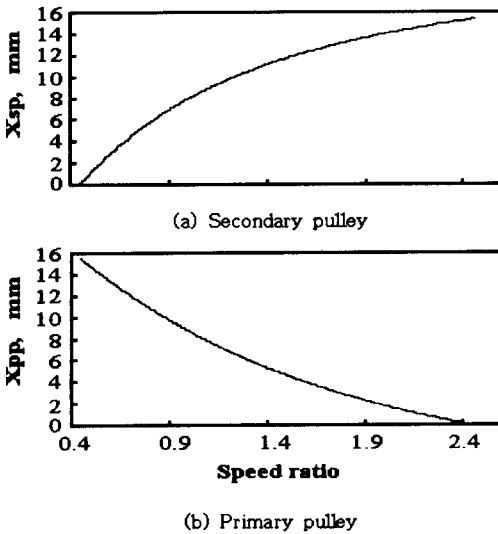


Fig. 13 Movable pulley displacement vs. speed ratio

Fig. 14는 오일펌프 회전속도 1000rpm, 상향 변속시 LRV, RCV의 압력응답과 변속비에 대한 시뮬레이션 결과를 실험 결과와 비교 도시한 것이다. 변속 전 범위 변화에 대한 응답 특성을 고찰하기 위하여 $i = 2.45$ 의 최저 변속비에서 $i = 0.45$ 의 최고 변속비까지 듀티 계단 입력에 대한 응답

특성을 고찰하였다. RCV의 VFS 입력 듀티는 1초가 되는 순간 100%에서 0%로 스텝입력을 가하여 상향 변속을 시도하였다. 이 때 라인압력은 25bar를 유지시켰다. Fig. 14에서 볼 수 있듯이 라인압력은 변속이 개시되면 급격히 감소하였다가 다시 급격히 상승하고 이후 서서히 증가함을 볼 수 있다. 구동측 액츄에이터 압력은 시간지연을 보인후 급격히 증가하고 이후 라인압력을 따라 서서히 압력이 증가한다. 변속 초기 라인압력이 감소하는 것은 $i = 2.45$ 에서 상향 변속시 비어있는 구동측 액츄에이터의 챔버 볼륨을 채우기 위하여 라인내의 유량이 감소하기 때문이다. 구동측 액츄에이터의 압력이 형성이 되면 급격히 라인압력과 함께 상승한다. 이후 변속이 진행되면 구동측 풀리가 안쪽으로 이동하면서 생기는 체적을 채우기 위한 유량의 영향으로 구동측 압력과 라인 압력은 서서히 증가하게 된다. 변속이 완료되는 시점에서 라인압력과 구동측 액츄에이터 압력이 오버슈트를 보이는데, 이는 라인압력의 피드백 효과에 의한 것으로 LRV의 스펴 변위 변화(Fig. 14 (e))로서 다음과 같이 설명할 수 있다.

Fig. 1에서 LRV 스펴의 변위는 랜드 #1에 작용하는 제어 압력과 스프링력, 그리고 랜드 #3에 작용하는 라인압의 피드백 압력과의 힘 평형에 의해 결정된다. 변속 초기 라인 압력이 감소하면 피드백 압력이 감소한다. 따라서 스펴 변위는 라인 압력을 유지하기 위해 감소하고 배출포트와 연결되는 개구 면적이 닫히게 된다. 이후 라인압력이 25 bar 미만에서는 목표 라인 압력을 형성하기 위하여 스펴 변위는 0을 유지한다. 라인 압력이 증가하면 스펴 변위를 증가시키는 피드백 압력도 증가하여 라인 압력이 목표압 25 bar 가까이 형성 되면 스펴 변위가 증가하기 시작한다. 그러나, 스펴 변위를 증가시키는 피드백 압력은 오리피스에 의해 라인 압력보다 늦게 형성된다. 따라서 스펴 변위는 라인압력을 레귤레이팅 할 수 있는 위치까지 증가하지 못한다. 그러므로 라인 압력은 피드백 압력이 스펴 변위를 6 mm 위

치에 이동시킬 때까지 증가하게 되므로 오버슈트 현상을 보이게 된다.

Fig. 14의 (c), (d)는 상향 변속시 변속비의 시뮬레이션 및 실험 결과이다. 구동측 액츄에이터의 압력이 형성되기 전까지는 최저 변속비를 유지하다가 구동측 액츄에이터의 압력이 형성됨에 따라 최고 변속비로 변속이 일어남을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치한다.

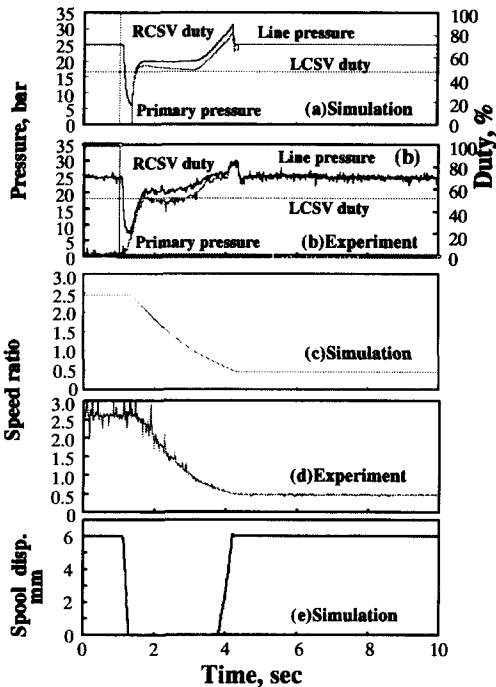


Fig. 14 Response of RCV at oil pump speed 1000rpm (upshift)

Fig. 15에 오일 펌프 회전 속도 1000rpm, 전 변속범위 하향 변속(downshift)시 LRV, RCV의 압력응답과 변속비 변화를 도시하였다. Fig. 15 (a)의 시뮬레이션 결과를 보면, 변속 개시 후 라인 압력이 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 RCV의 스풀이 중립위치를 지나면서 공급포트가 배출포트와 연결되어 LRV에서 공급되는 유량이 배출포트를 통해 빠져나가기 때문이다. 변속 초기 라인 압력의 감소에 의해 벨트 클램핑력이 작

아져서 벨트와 폴리사이에 미끄럼이 발생할 수 있다. 변속이 끝나면서 상향변속시와 같이 라인 압력의 오버슈트현상이 발생한다. 이 때 구동측 압력은 배출포트가 열리면서 급격히 감소하다가 완전히 소거되지 못하고 변속이 끝날때까지 잔류 압력을 형성하고 있음을 볼 수 있다. 잔류압은 하향 변속시, 구동측 액츄에이터 플랜지 이동에 의한 유량이 RCV를 거쳐 배출포트로 빠져나갈 때 오리피스 저항에 의해 발생한다. 이와 같이 다운 시프트시 구동측 액츄에이터에 형성되는 잔류압은 킥다운(kick down)과 같이 변속비의 다운 시프트와 동시에 큰 토크를 전달하고자 하는 경우 벨트의 클램핑력을 확보하여 벨트와 폴리 사이의 미끄럼을 방지할 수 있다.

Fig. 15(c),(d)의 변속비에 대한 시뮬레이션 및 실험결과는 변속 시작 시간과 변속 완료 시간 및 그 경향이 대체로 일치함을 볼 수 있다.

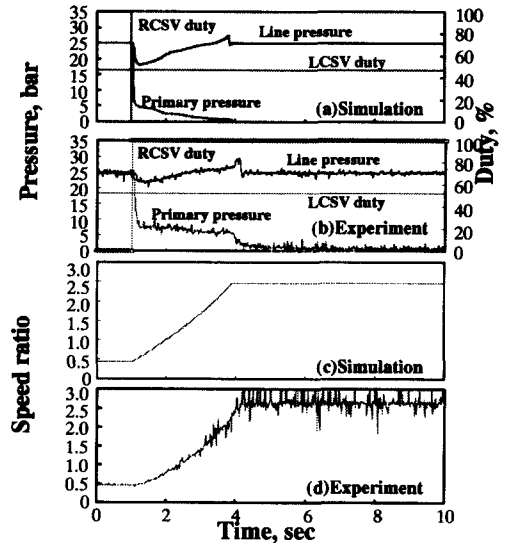


Fig. 15 Response of RCV at oil pump speed 1000rpm (downshift)

Fig. 16 (a)는 배출포트의 오리피스 면적 A_{offEX} 의 직경을 20% 감소 시킨 경우, 하향 변속시 LRV, RCV의 응답 및 변속비 변화를 고찰한 것이다. 구동측 액츄에이터의 잔류압은 오리

피스 면적을 감소시키기 전보다 더 오래 형성되며 잔류 압력의 크기도 증가하였다. 따라서 변속비는 더 느리게 변화함을 알 수 있다. 잔류압이 높게 형성됨에 따라 변속시 벨트의 미끄럼 방지 효과는 커지나, 변속 시간이 길어진다. Fig. 16 (b)는 배출포트의 오리피스 A_{offEX} 의 직경을 20% 증가 시킨 경우, 하향 변속시 LRV, RCV의 응답 및 변속비 변화를 고찰한 것이다. 구동축 액튜에이터의 잔류압은 오리피스 직경 증가전과 거의 유사하며 변속비 변화도 동일한 경향을 보인다. 따라서 현재 설정된 오리피스 직경을 증가시키는 경우에는 감소시키는 경우에 비해 그 효과가 작다고 판단된다. Fig. 16에서 알 수 있듯이 RCV 배출포트 오리피스의 직경은 설계대상 CVT의 다운시프트 변속시간과 전달하고자 하는 토크의 크기를 고려하여 결정되어야 한다.

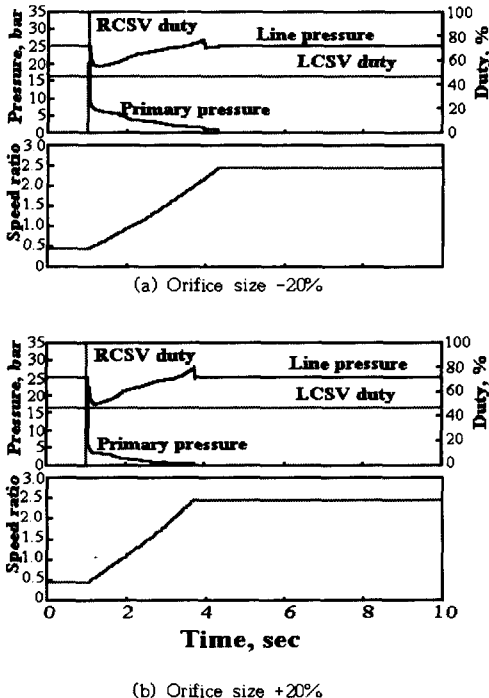


Fig. 16 Response of RCV with various orifice size at oil pump speed 1000rpm

4. 결 론

전자화 CVT 밸브바디의 LRV와 RCV를 모델링하고 CVT 변속동역학을 고려한 LRV 및 RCV의 응답 특성을 고찰하였다. 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 1) 본드그래프 모델링 기법을 이용하여 LRV, RCV의 동적 모델을 구하고 오일펌프 효율, VFS의 무효율 구간특성 및 히스테리시스 특성과 CVT 변속 동역학을 고려한 시스템의 상태 방정식을 유도하였다.
- 2) 유도된 상태방정식을 이용하여 LRV와 RCV의 정상 및 과도상태 시뮬레이션을 수행하고 실험결과와 비교 고찰하였다. 실험과 시뮬레이션 결과는 거의 일치하며 따라서 모델의 타당성을 확인할 수 있었다. LRV의 유효율 구간은 VFS의 유효율 구간과 오일펌프의 속도에 의해서 결정되며 라인압력 오버라이드 특성은 오일펌프의 회전속도에 의존한다. 연구 대상 RCV 압력제어 가능 구간은 입력 듀티의 5%미만(37~42%)으로 매우 작다. 특히 높은 압력이 요구될때 제어가능 듀티 구간은 1~2%(37~38%)로서 거의 ON-OFF 밸브의 특성을 보이며 따라서 변속 제어시 구동축 액튜에이터내의 압력 맥동이 예상된다.
- 3) CVT 변속동역학을 고려한 전자화 밸브바디의 응답 성능 해석을 수행하였다. 최저 변속비에서 상향 변속시 변속 초기 비어있는 구동축 액튜에이터 챔버 체적을 채우기 위하여 라인 압력이 감소한다. 하향 변속시 오일 펌프 회전속도가 낮을 때 변속 초기 라인 압력 감소현상이 발생하며 이때 라인 압력 감소에 의해 벨트 클램핑력(clamping force)이 작아져서 벨트와 폴리사이에 미끄럼이 발생할 수 있다.
- 4) RCV 배출 포트의 오리피스 크기변화에 대한 구동축 액튜에이터의 압력과 변속비 응답

특성을 고찰하였다. 오리피스 크기가 작을수록 오리피스 저항에 의하여 구동측 액츄에이터 잔류압력의 크기가 커지고 변속시간이 길어진다. 높은 잔류압력은 벨트 미끄럼을 방지할 수 있으나, CVT의 변속응답 속도를 느리게 하는 단점이 있다.

참 고 문 헌

- 1) S. Hirano, A. Miller, K. Schneider, "SCVT - A State of the Art Electronically Controlled Continuously Variable Transmission", SAE 910410, 1991.
- 2) 정규홍, 이교일, "자동변속기용 압력 조절 밸브의 설계인자에 대한 감도 분석", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, Vol. 1, pp.535~541, 1995.
- 3) 정규홍, 이교일, "자동변속기용 리듀싱형 압력제어밸브의 설계인자에 대한 감도 분석", 한국자동차공학회, pp. 558~565, 1996.
- 4) K. Sato, R. Sakakiyama, H. Nakamura, "Development of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip", Proc. Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 53~58, 1996.
- 5) K. Funatsu, H. Koyama, T. Aoki, "Electronic Control System of Honda for CVT", Proc. Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp.43~51, 1996.
- 6) M. Kurosawa, T.ikawa, K. Yoshida, M. Kobayashi, "Development of High Torque Belt CVT with TorqueC onverter", 일본자동차기술, pp. 36~41, 1997.
- 7) 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, "무단변속기 유압제어 시스템 설계 및 개발", 현대자동차 보고서, 1997.
- 8) T. Ide, H. Uchiyama, R. Kataoka, "Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-Belt CVT", Proc. Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 59~64, 1996.