

P-라인을 이용한 압력제어방식 CVT 변속비제어밸브 설계

류완식¹⁾ · 이용준²⁾ · 김현수³⁾

성균관대학교 대학원¹⁾ · 현대자동차²⁾ · 성균관대학교 기계공학부³⁾

Design of Ratio Control Valve for a Pressure Control Type CVT Using P-Line

Wansik Ryu¹⁾ · Yongjoon Lee²⁾ · Hyunsoo Kim^{*3)}

¹⁾Graduate Student, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

²⁾Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Whasung-Si, Gyeonggi-do 445-706, Korea

³⁾School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received 26 November 2003 / Accepted 26 April 2004)

Abstract : In this paper, a pressure control type ratio control valve(RCV) is designed for a metal belt CVT. Steady state and transient characteristics of the pressure control CVT are investigated by simulations and experiments. In addition, P-line is proposed to predict the shift performance. It is found that the bigger the pressure margin, the faster the shift response. It is expected that the P-line can be used in design of the RCV to meet the desired shift performance.

Key words : Pressure control(압력제어), CVT(무단변속기), P-line(P-라인)

1. 서론

CVT의 변속비는 유압시스템에 의하여 공급되는 구동측 풀리와 종동측 풀리의 드러스트에 의하여 결정된다. 종동풀리에 작용하는 드러스트는 벨트 클램핑력을 유지하기 위하여 제어되며 구동풀리에 작용하는 드러스트는 구동풀리 이동플랜지의 피치 반경을 변화시켜 변속비를 제어하는데 사용된다.

CVT의 변속비 유압제어 계통은 크게 유량제어방식과 압력제어방식 2가지로 기본 제어원칙이 나누어진다. 유량제어방식(Fig. 1(a))은 변속비 제어밸브의 포트의 여닫음을 제어하여 구동풀리로 향하는 유량을 변화시킴으로써 원하는 변속비를 얻는 반면 압력제어방식(Fig. 1(b))에서는 구동풀리 측의 유압

을 변속비 제어밸브로 피드백하여 구동풀리에 작용하는 압력을 제어함으로써 변속비의 변화를 발생시킨다. 압력제어방식은 제어대상 압력을 피드백하여 압력을 직접 제어하기 때문에 구동풀리 측의 드러스트를 제어할 수 있다. 따라서 급격한 변속 조건에서도 벨트 슬립 방지 및 변속비를 유지하는 것이 용이하다.¹⁾

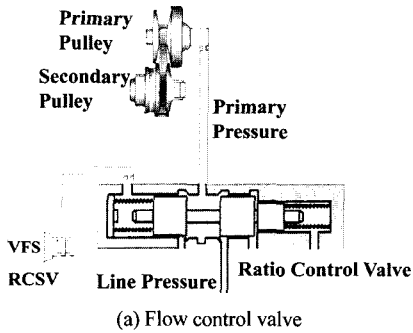
본 연구에서는 압력제어 방식 변속비 제어밸브를 설계하고 실험과 시뮬레이션을 수행하여 변속 성능을 고찰하였다. 또한 P-라인을 제안하고 정상 상태 구동측 압력특성을 이용하여 변속성능을 예측하였다.

2. 변속비 제어밸브 설계

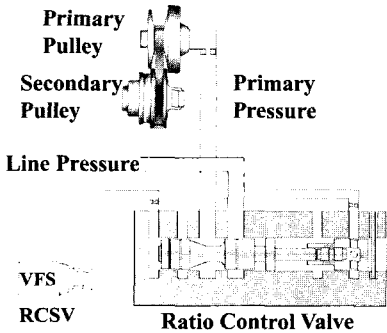
2.1 변속비 제어밸브 작동원리

Fig. 2에 변속비 제어밸브(ratio control valve :

*To whom correspondence should be addressed.
hskim@me.skku.ac.kr



(a) Flow control valve



(b) Pressure control valve

Fig. 1 Flow control valve vs. pressure control valve

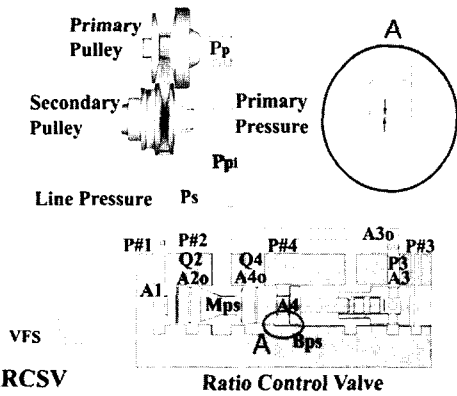


Fig. 2 Ratio control valve

RCV를 도시하였다. Fig. 2의 RCV에서 특이한 것은 스톨에 단차가 있어(Fig. 2 A)스톨의 수압면적 A4에 항상 라인압력이 작용한다는 것이다. 작동원리는 다음과 같다. RCV의 제어는 포트 #1으로 공급되는 솔레노이드압으로 이루어진다. 솔레노이드압이 증가하면 스톨은 우측으로 이동하고 공급오리피스 A4o가 열려 유량이 구동측 액츄에이터(primary actuator)로 공급되어 구동측 압력(primary pressure)

이 증가한다. 이때 오리피스 A3o를 통하여 구동측 압력이 피드백되어 수압면적 A3에 작용하고 스톨에 좌측방향으로 힘을 가한다. 한편, 수압면적 A4에는 라인압력이 작용하여 스톨은 솔레노이드압, 피드백압, 라인압 및 스프링력과 평형을 이루는 지점에서 정지하고 구동측 압력이 형성된다.

2.2 변속비 제어밸브 모델링

RCV 스톨의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_{PS}\ddot{X}_{PS} = A_1 \cdot P_{sol} - A_3 \cdot P_3 - K_{PS}(X_{PS} + X_{PS0}) + A_4 \cdot P_S - B_{PS}\dot{X}_{PS} - Fr \quad (1)$$

여기서 Mps는 스톨의 질량, Xps는 스톨의 변위, A1, A3, A4는 각각 스톨의 단면적, Kps는 스프링 상수, Bps는 댐핑계수, Fr은 스톨에 작용하는 유동력(flow force)이다.

각 챔버(chamber) 및 관로의 유체 압축성을 고려한 연속방정식은 다음 식으로 표시된다.

$$\frac{V_{30} - A_3 X_{PS}}{\beta} \frac{dP_3}{dt} = A_3 \dot{X}_{PS} - Q_3 \quad (2)$$

$$\frac{V_{Pi0}}{\beta} \frac{dP_{Pi}}{dt} = Q_4 + Q_3 - Q_2 - Q_P \quad (3)$$

$$\frac{V_P + A_P X_P}{\beta} \frac{dP_P}{dt} = Q_P - A_P \dot{X}_P \quad (4)$$

여기서 V30는 챔버#3의 초기 체적, β는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus), Ppi는 구동측 공급압력, Vp는 구동측 실린더 체적, Ap는 구동측 액츄에이터의 단면적, Pp 구동측 액츄에이터 압력, Xp는 구동측 이동플랜지의 변위이다.

각 포트 및 오리피스를 통과하는 유량은 다음과 같다.

$$Q_2 = C_d A_{2o} \text{sign}(P_p - P_{ex}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{pi} - P_{ex}|} \quad (5)$$

$$Q_3 = C_d A_{3o} \text{sign}(P_3 - P_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_3 - P_{pi}|} \quad (6)$$

$$Q_4 = C_d A_{4o} \text{sign}(P_s - P_p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_{pi}|} \quad (7)$$

여기서 Cd는 유량계수(discharge coefficient), A_{2o}, A_{3o}, A_{4o}는 각각 오리피스들의 단면적, P_s는 라인압력, P_{ex}는 배출포트압력, ρ는 유체의 밀도이다.

CVT 변속비는 벨트에 작용하는 부하와 관계없이 최적인전을 위한 목표변속비 i_d가 주어지면 이를 추종하도록 제어된다. CVT 변속 동역학은 다음과 같은 실험식으로 나타낼 수 있다.²⁾

$$\frac{di}{dt} = \beta(i) \omega_p (P_p - P_p^*) \quad (8)$$

여기서 β(i)는 변속비의 함수로 실험을 통하여 얻어진다. ω_p는 구동폴리 속도, P_p^{*}는 정상상태에서의 구동축 압력이다.

식 (8)에서 변속속도 $\frac{di}{dt}$ 는 구동축 이동 플랜지의 변위 X_p와 다음 관계가 있다.

$$\frac{dX_p}{dt} = \frac{dX_p}{di} \frac{di}{dt} \quad (9)$$

따라서 식 (1)~(9)는 CVT 시스템의 압력, 변속비 동 특성을 나타내는 식이다.

2.3 구동축 압력의 정상상태 제어특성

앞에서 도출된 변속비제어밸브 모델을 통하여 RCV A, B를 설계하였다. Fig. 3은 설계된 RCV A, B의 라인압력에 대한 구동축 압력 정상상태 특성을 나타낸 것이다.

그림에서 볼 수 있듯이 RCV A, B 모두 구동축 압력의 변화경향은 유사하나 솔레노이드 제어압력 범위내에서 구현 가능한 구동축 압력의 폭이 RCV B가 RCV A 보다 크다. 예를 들어 라인압력 P_s=35bar에서 구동축 압력 범위는 RCV A가 ΔP= 21.7bar, RCV B가 ΔP=30.5bar이다. 두 밸브사이에 압력형성 범위가 다르게 나타나는 것은 식 (1)에서 알 수 있듯이 스프링의 단면적 A₁, A₃, A₄ 그리고 스프링상수 K_{ps}의 차이에 따라 스프링에 작용하는 힘 평형관계가 달라지기 때문이다. 또한, RCV A, B 모두 라인압력 증가에 따라 구동축 압력이 증가하는 것은 라인압력 수압면적 A₄에 의한 것이다.

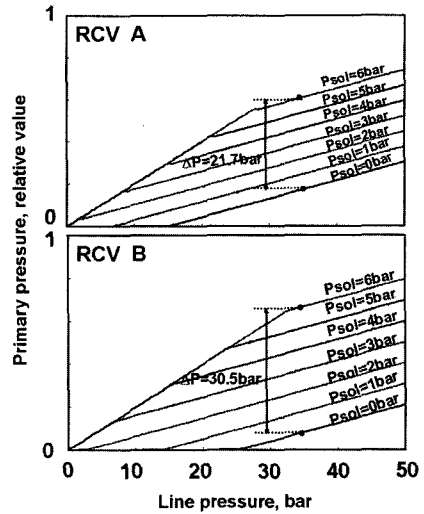


Fig. 3 Primary pressure at steady state

3. P-라인

본 연구에서는 CVT 구동 및 종동축 드러스트의 조직적인 해석을 위하여 다음과 같이 주어진 변속비에 대하여 라인압력변화에 대한 구동축 압력 특성을 나타내는 P-라인을 제안하였다.

구동축과 종동축 드러스트비 TR은 변속비와 토크비에 의하여 결정되며 다음과 같이 정의 된다.

$$TR = \frac{F_p}{F_s} = \frac{A_p \cdot P_p^* + F_{CP}}{A_s \cdot P_s^* + F_{CS} + F_{SP}} \quad (10)$$

여기서 P_p^{*}는 정상상태 구동축 압력, P_s^{*}는 정상상태 라인압력, A_p는 구동축 실린더 단면적, A_s는 종동축 실린더 단면적이다. F_{cp}, F_{cs}는 구동 및 종동축 실린더내에서 발생하는 유체 원심력에 의한 드러스트를 나타내며 식 (11)로 표시된다.

$$F_c = \int P_c \cdot dA_p = \int \frac{1}{2} \rho \gamma^2 \omega_p^2 dA_p \quad (11)$$

F_{sp}는 CVT의 종동축 폴리에 장착되어 있는 스프링에 의한 드러스트이다.

드러스트비는 변속비, 토크비, 회전수에 따라 달라지며, 정확한 값은 실험에 의하여 얻어져야 한다. 본 연구에서는 전 연구³⁾에서 도출된 변속비-토크비-드러스트비 3차원 맵(Fig. 4)을 이용하였다.

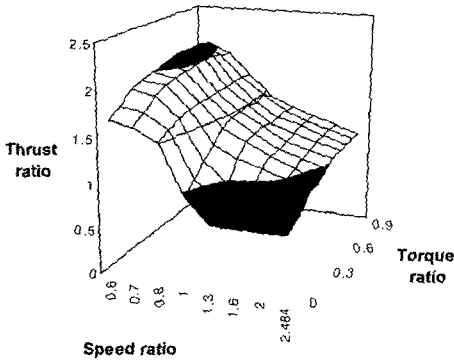


Fig. 4 Speed ratio - torque ratio - thrust ratio 3D map

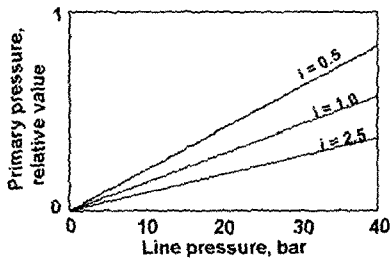


Fig. 5 P-line

식 (10)에서 풀리 회전속도가 낮은 경우 원심력항 F_{cp} , F_{cs} 는 무시할 수 있고 스프링력 F_{sp} 는 압력에 의한 힘에 비하여 작으므로 이를 무시하면 구동축 압력 P_p 는 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$P_p = F_p / F_s \cdot \frac{1}{A_p / A_s} \cdot P_s \quad (12)$$

Fig. 5는 식 (12)를 이용하여 변속비 $i=0.5, 1.0, 2.5$ 에서 라인압력 P_s 에 대한 구동축 압력 P_p 를 도시한 것이다. Fig. 5의 압력선도를 P-라인이라고 부르기로 한다.

4. P-라인을 이용한 변속성능예측

이제 앞에서 구한 P-라인을 이용하여 변속응답성을 예측하기로 한다.

Fig. 6은 설계된 RCV A, B의 정상상태 압력 시뮬레이션 결과를 P-라인과 함께 도시한 것이다. ΔP_{up} 은 $i=0.428$ 의 P-라인에서 솔레노이드 밸브의 제어에 의한 최대 구동축 압력까지의 압력차이, ΔP_{down} 은 $i=2.457$ 의 P-라인에서 최저 구동축 압력까지의 압력

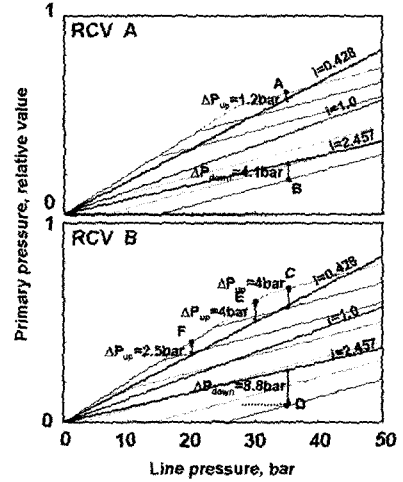


Fig. 6 Primary pressure vs. line pressure at steady state with P-line

차이이다. Fig. 6에서 상향 변속시 라인압력에 따른 구동축 압력차이 ΔP_{up} 을 보면 RCV A는 $P_s=35\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{up}=1.2\text{bar}$ (A점), RCV B는 $P_s=35\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{up}=4\text{bar}$ (C점)인 것을 볼 수 있다. 식 (8)에서 알 수 있듯이 변속속도는 구동축 압력과 구동축 정상상태 압력의 차이에 의존하므로 구동축압력 차이 ΔP 가 클수록 변속속도가 빠르고 따라서 RCV B의 변속시간이 RCV A의 변속시간 보다 빠를 것을 예측할 수 있다.

Fig. 7은 $P_s=35\text{bar}$ 에서 RCV A, B의 상향변속에 대한 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 RCV B가 RCV A보다 변속응답이 빠르다.

한편, 하향 변속시 라인압력에 따른 ΔP_{down} 의 차이를 보면 RCV A는 $P_s=35\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{down}=4.1\text{bar}$ (B점), $P_s=35\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{down}=8.8\text{bar}$ (D점)인 것을 볼 수 있다. 따라서 하향 변속시에도 RCV A의 변속속도 보다 RCV B의 변속속도가 빠를 것을 예측할 수 있다.

Fig. 8은 $P_s=35\text{bar}$ 에서 RCV A, B의 하향변속에 대한 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 RCV B가 RCV A보다 빠르고 따라서 P-라인을 이용하여 원하는 변속성능을 가지는 CVT RCV 설계가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 9는 RCV B에서 서로 다른 라인압력 E점과 F점의 변속속도를 비교한 것이다. Fig. 6에서 알 수

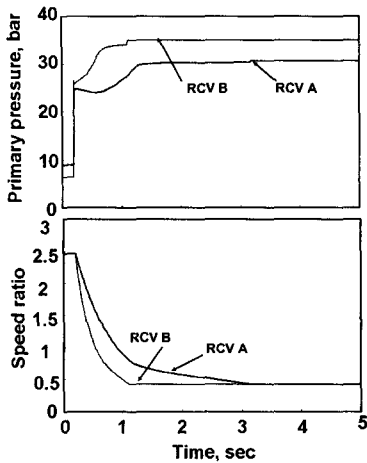


Fig. 7 Comparison of upshift response

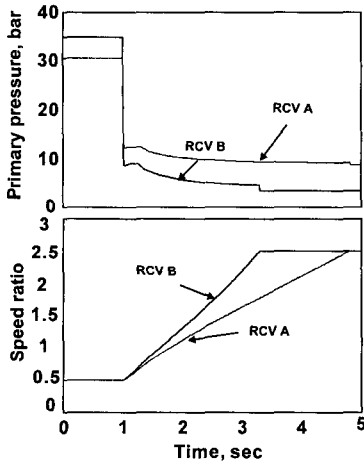


Fig. 8 Comparison of downshift response

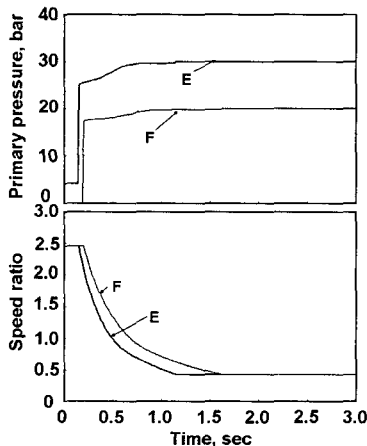


Fig. 9 Comparison of upshift response

있듯이 라인압력 30bar인 E점의 변속속도가 라인압력 20bar인 F의 변속속도보다 빠르다. 이는 E점의 ΔP_{up} 이 F점의 ΔP_{up} 보다 더 크기 때문이다.

5. 압력제어방식 CVT 성능시험장치

Fig. 10은 본 연구에 사용된 압력제어방식 CVT 성능 시험장치의 개략도이다. CVT는 AC모터에 의하여 구동되며, 금속벨트에 의해 구동축에서 중동축으로 전달된 동력은 유압식 동력계에서 소모된다. 라인압력 및 변속비제어는 라인압력제어밸브 (line pressure control valve :LCV)와 RCV에 의하여 수행되며, 이를 위한 공급압력은 별도의 유압공급 시스템으로부터 공급된다. 유압공급 시스템의 구동 모터는 엔진속도를 모사하기 위하여 인버터에 의하여 속도가 제어된다.

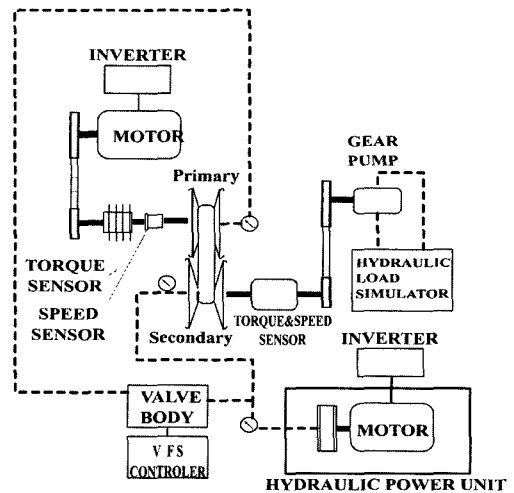


Fig. 10 Schematic diagram of CVT test rig

6. 변속비 제어밸브 특성시험

6.1 RCV의 정상상태 특성시험

CVT 변속 성능시험은 RCV B를 이용하여 수행하였다.

Fig. 11은 오일펌프 회전속도 $\omega_{pump}=1500rpm$ 인 경우 솔레노이드압력 $P_{sol}=0bar, 1bar, 2bar, 3bar, 4bar, 5bar, 6bar$ 각각의 경우에 대하여 라인압력의 변화에 의해 형성되는 구동축 압력의 정상상태 특성 시험 결과를 시뮬레이션 결과와 비교 도시한 것이다. Fig.

11에서 볼 수 있듯이 $P_{sol}=0\text{bar}$ 인 경우 구동측 압력은 라인압력이 25bar로 증가할 때까지 형성되지 않고 이후 라인압력 증가에 따라 선형적으로 증가한다. 또한 $P_{sol}=4\text{bar} \sim 6\text{bar}$ 인 경우 구동측 압력은 라인압력과 같은 크기로 증가하다가 임의의 점에서 기울기가 감소하여 선형적으로 증가한다. 라인압력 $P_s=40\text{bar}$ 에서 $P_{sol}=6\text{bar}$ 일 때 형성되는 최고 구동측 압력은 35bar로 측정되었다. 시험은 $P_s=6\text{bar}$ 이상에서 수행하였으며 시험결과는 시뮬레이션결과와 거의 일치함을 볼 수 있다.

6.2 P-라인을 이용한 변속응답특성 예측과 성능시험

P-라인을 이용하여 변속응답특성을 예측하고 실험을 통하여 검증하였다. Fig. 12는 설계된 RCV B의 정상상태 압력시험결과를 P-라인과 함께 도시한 것이다. Fig. 12에서 상향 변속시 라인압력에 따른 구동측 압력차이 ΔP_{up} 을 보면 $P_s=20\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{up}=3\text{bar}$ (A점), $P_s=30\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{up}=5\text{bar}$ (B점)인 것을 볼 수 있다. ΔP 가 클수록 변속속도가 빠르므로 $P_s=30\text{bar}$ 의 변속시간이 $P_s=20\text{bar}$ 의 변속시간 보다 빠를 것을 예상할 수 있다. 한편, 하향 변속시 라인압력에 따른 ΔP_{down} 의 차이를 보면 $P_s=20\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{down}=7.5\text{bar}$ (C점), $P_s=30\text{bar}$ 일 때 $\Delta P_{down}=8.5\text{bar}$ (D점)인 것을 볼 수 있다. 따라서 하향 변속시에도 $P_s=20\text{bar}$ 일 때 변속속도 보다 $P_s=30\text{bar}$ 일 때 변속속도가 빠를 것을 예측할 수 있다.

Fig. 13은 상향 변속시의 시험결과이다. 시험결과에서 볼 수 있듯이 $P_s=20\text{bar}$ 인 경우 A점의 변속응답 보다 $P_s=30\text{bar}$ 인 B점의 변속응답이 빠른 것을 알 수 있다.

Fig. 14는 하향 변속시의 시험결과이다. 시험 결과에서 볼 수 있듯이 ΔP_{down} 이 더 큰 D점의 변속응답이 C점보다 더 빠른 것을 확인할 수 있다.

Fig. 12~Fig. 14에서 볼 수 있듯이 P-라인과 정상상태 구동 및 중동측 압력특성을 이용하여 변속응답을 예측할 수 있다. 정상상태 압력특성은 RCV설계 사양에 의존하기 때문에 P-라인을 이용하여 원하는 성능의 RCV를 설계할 수 있다.

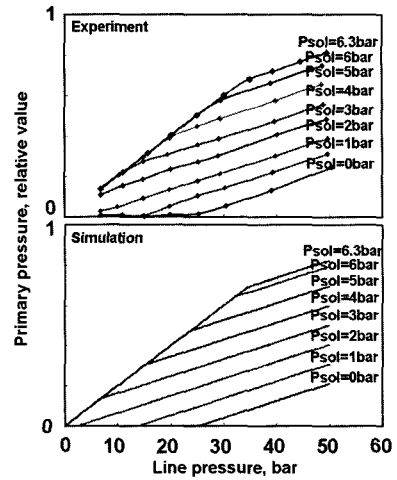


Fig. 11 Steady state characteristics of primary pressure at oil pump speed 1500 rpm

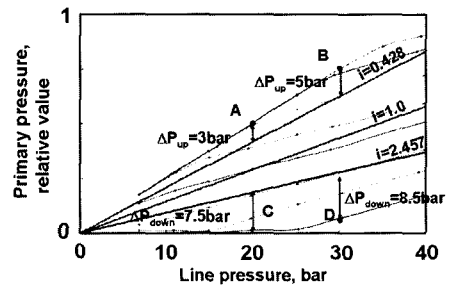


Fig. 12 Primary pressure vs. line pressure at steady state with P-line

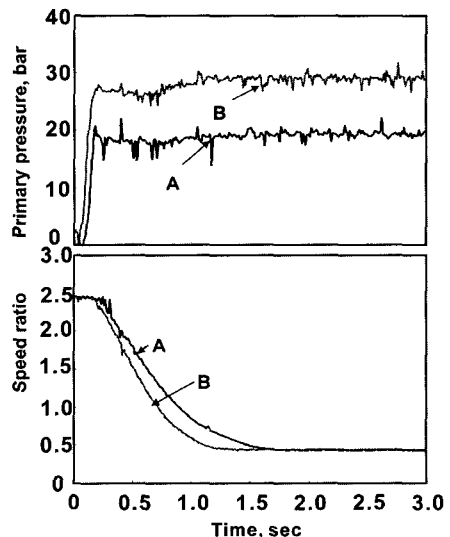


Fig. 13 Comparison of upshift response

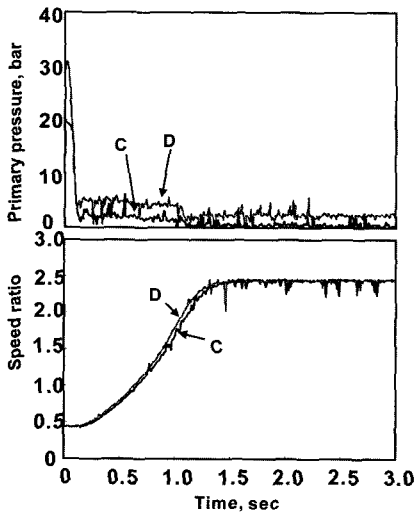


Fig. 14 Comparison of downshift response

7. 결론

- 1) 압력제어방식 CVT의 변속비 제어밸브를 설계하였다. 설계된 변속비 제어밸브에 의한 CVT 구동측 압력은 라인압력 증가에 따라 선형적으로 증가하는 특성을 보이며 이것은 변속비 제어밸브 스프링의 라인압력 수압면적에 의한 영향이다.
- 2) P-라인을 제안하고, P-라인 선도와 구동측 압력의 정상상태 특성 선도를 이용하여 CVT의 변속 성능을 예측하였다. 상향변속시 최고변속비의 정상상태 구동측 압력과 최대압력과의 압력차이 ΔP_{up} 이 클 수록, 하향변속시 최저변속비의 정상상태 구동측 압력과 최저압력과의 압력 차이

ΔP_{down} 이 클 수록 변속속도가 빠르다.

- 3) P-라인과 솔레노이드 압력에 대한 정상상태 구동 및 중동측 압력특성을 이용하여 원하는 변속 성능을 가지는 변속비 제어밸브를 설계할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 논문은 현대자동차와 2004년도 두뇌한국21 사업의 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) D. H. Choi, H. S. Kim, "Analysis of Ratio Changing Characteristics of a Metal V-Belt CVT Adopting Primary Pressure Regulation," Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, pp.179-187, 2001.
- 2) T. Ide, A. Udagawa, "Simulation Approach to the Effect of the Ratio Changing Speed of a Metal V-Belt CVT on the Vehicle Response," Vehicle System Dynamics 24, pp.377-388, 1995.
- 3) B. J. Lee, H. S. Kim, "Effective Friction Coefficient and Improved Formula of Speed Ratio-Torque-Thrust Relationship for Metal Belt CVT," Transactions of KSAE, Vol.6, No.6, pp.226-233, 1998.