韓國精密工學會 '97年度 秋季學術大會論文集 pp.577~580

압력제어솔레노이드밸브를 이용한 직접구동 방식의 유압회로에 의한 자동변속기의 변속품질 향상에 관한 연구

김정관*(부산대 대학원), 한명철(부산대 기계공학부)

Abstract

This paper suggests direct-acting hydraulic circuit to control clutches and brakes in automatic transmission. As only one pressure control valve controls the pressure of several friction elements with accumulators in conventional hydraulic circuit, the controllable range is limited. In addition, it is difficult to control the fine timing between apply clutch and release clutch. So, we designed new method to control the pressure of clutch which uses pressure control valve and pressure control solenoid valve independently in each friction element. Through this structure improvement of hydraulic circuit , we can control the pressure of clutches and brakes finely and the fine timing of between apply clutch and release clutch.

Key Words : 자동변속기(Automatic Transmission), 유압회로(Hydraulic Circuit), 압력제어밸브(Pressure Control valve), 압력제어솔레노이드밸브(Pressure Control Solenoid valve), PWM(Pulse Width Modulation)

1. 서론

자동변속기 차량은 주행상태에 따라 변속을 자동으로 수행하여 반복적이고 잦은 변속에 의한 운전자의 피로를 줄이는 등의 장점을 가지고 있으나 자동변속기의 유단변속으로 인한 변속충격이 발생하므로 변속충격의 완화를 통한 승차감의 개선에 관한 연구가 활발히 진행되어 왔다[1]. 일반적으로 기존의 자동변속기의 유압회로는 하나의 압력제어밸브와 어큐뮬레이터들이 사용되어 복수의 마찰요소들에 대한 압력을 제어하므로 기계적인 물성치에 의해 결정되는 고정된 형태의 압력곡선 밖에 얻을 수 없어 제어성이 제한되며, 유압회로의 구조적 제한으로 인한 여러 가지의 단점을 가지고 있다. 본 연구에서는 기존의 유압회로의 단점들을 극복하고 더 나은 변속품질을 위해 요구되는 압력을 능동적으로 형성할 수 있는 직접구동 방식의 유압회로를 제안한다[2]. 직접구동 방식의 유압회로는 각각의 마찰요소를 독립적인 밸브로 제어하며, 하나의 마찰요소를 제어하는데 기존의 유압회로와는 달리 많은 유압밸브가 필요하지 않아 시스템 모델링이 간단하다[2][3][4]. 시스템 모델링에 있어서 압력제어솔레노이드밸브의 시간지연 응답특성은 전체 시스템의 응답에 큰 영향을 미치므로 정교한 압력제어를 위하여 압력제어솔레노이드밸브의 응답지연특성에 관한 연구를 반드시 선행하여야 한다[5][6].

2. 본론

2.1 직접구동 간접제어 방식의 유압회로의 설계 및 모델링

변속기의 종류마다 약간의 차이는 있으나 기존의 유압회로의 구조를 그림 1과 같이 간단히 나타낼 수 있다. 펌프에서 공급되는 유체는 일차적으로 압력조절밸브(Regulator valve)에 의해 유압회로에서 요구되는 일정 라인압으로 조절되며 조절된 라인압은 압력제어밸브의 입력 포트로 공급된다. TCU는 쉬프트제어솔레노이드밸브(SCSV)와 압력제어솔레노이드밸브(PCSV)에 제어입력 신호를 보낸다. SCSV는 쉬프트밸브들을 제어하여 해당하는 마찰요소로에 대한 유로를 형성하며, PCSV는 PCV의 스풀을 제어하여 라인압을 선택된 마찰요소에 공급한다. 각각의 마찰요소에는 어큐뮬레이터가 설치되어 회로 내의 유압맥동을 감소시키며, 특히 변속 시 갑작스런 압력상승으로 인한 변속충격을 완화시킨다. 이 때 마찰요소에 형성되는 압력은 그림 2의 형태를 가지도록 하고 있다. 이와 같은 기존의 유압회로에서는 하나의 압력제어밸브가 어큐뮬레이터의 백업압력으로 복수의 마찰요소의 압력을 제어하므로 어큐뮬레이터의 물성치에 의한 고정된 형태의 압력곡선밖에 얻을 수 없다. 따라서 실제로 변속이 수행되는 구간(그림 2의 구간 B : accumulator stroke)에서의 정교한 압력제어가 어려워 제어성이 떨어진다[7]. 또한 유압회로의 구조상 변속시 해제압의 제어를 수행하기 곤란

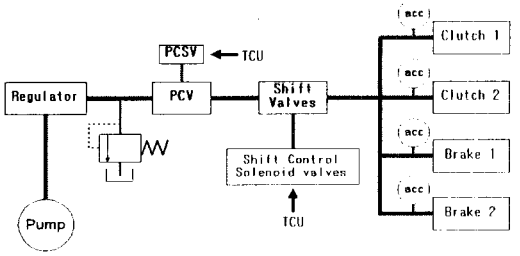

그림 1 기존의 유압회로의 개략도

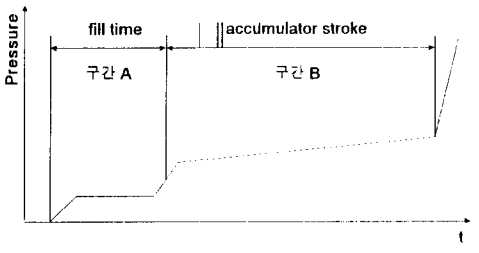

그림 2 기존의 유압회로에 의하여
마찰요소에 인가되는 압력의 과도특성

하다. 특히 클러치-클러치 방식의 변속기에서 요구되는 공급클러치(Apply Clutch)와 해제클러치(Release Clutch) 간의 타이밍 제어가 어렵다. 일반적으로 클러치-클러치 방식의 변속기는 스프래그 형보다 가벼우며 제작이 간편하여 비용이 절약되는 장점이 있지만, 스프래그가 장착되어 있지 않으므로 변속시 유성기어들 간의 간섭이 발생할 수 있다. 기어들 간의 간섭은 결국 변속시 변속충격의 원인이 되므로 공급클러치 뿐 아니라 해제클러치의 제어도 요구되며 공급 및 해제클러치 간의 타이밍 제어가 중요하다[2].

이상에서 클러치 압력 제어의 영역이 넓고, 설계자가 기계적인 물성치에 의해 고정된 형태가 아니라 압력을 능동적으로 제어할 수 있는 유압시스템이 요구된다. 본 논문에서는 기존의 유압회로의 기능을 충분히 수행하며 그것의 한계점들을 극복하기 위하여 각각의 마찰요소에 독립적으로 PCV와 PCSV를 부착한 직접구동 방식의 유압회로를 설계하였다. 이러한 구조적 변화를 통하여 모든 마찰요소들에 대해 능동적으로 더욱 정교한 압력제어를 수행할 수 있으며[7], 해제압의 제어가 용의해 진다. 또한 각각의 마찰요소들의 개별적인 제어를 통하여 공급클러치와 해제클러치 간의 섬세한 타이밍 제어가 가능해 진다. 과거에는 솔레노이드밸브를 단독으로 사용한 직접구동 방식의 유압회로에 관한 연구도 있었으나[3][4] 이 때는 마찰요소를 구동하기 위한 충분한 유량을 솔레노이드밸브만으로 얻기가 어려우며 특히 유압맥동이 발생하는 단점이 있었다. 따라서 최근에는 하나의 마찰요소에 대하여 압력제어솔레노이드밸브와 압력제어밸브를 동시에 사용하므로써 마찰요소의 구동에 필요한 충분한 유량을 얻고, 유압맥동을 최소화하며, 과도한 솔레노이드밸브의 동작에 의한 전기 소모를 줄이고 있다[2]. 자동변속기의 록업관련 유압회로 역시 이와 유사한 구조를 띠고 있다[8].

1) 직접구동 간접제어 방식의 유압회로의 설계

그림 3은 본 연구에서 설계한 직접구동 간접제어 방식의 유압회로의 기본적인 구조를 나타낸다. 솔레노이드밸브의 출력압이 압력제어밸브의 스풀을 제어하여 라인압을 마찰요소에 공급한다. 이와 같이 마찰요소를 독립적으로 제어하므로 압력 레귤레이션과 스위칭을 위한 스풀밸브들이 감소되어 기존의 압력제어 방식보다 회로가 간단해 진다. 그림 4는 직접구동 방식의 변속을 위한 전체 유압회로의 구조를 나타낸다. 그림 3의 유압회로를 그림 5에 자세히 그렸다. 그림 5에서 압력조절밸브로부터 적정 라인압이 출력되며 출력압은 PCSV와 PCV로 공급되어진다. PCSV를 PWM 제어하여 PCV의 포트 #8로 압유가 공급되면 PCV의 스풀이 움직여 공급 포트 #10을 통해 유체가 마찰요소에 공급된다.

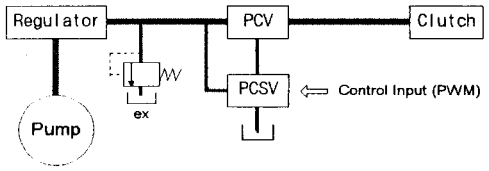

그림 3 직접구동 간접제어 방식의 유압회로

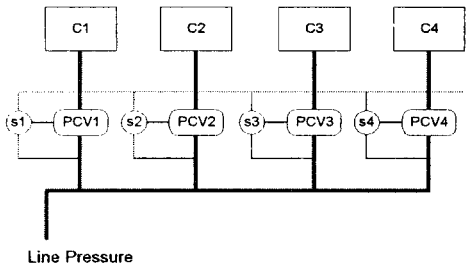

그림 4 전체 유압회로

2) 직접구동 방식의 유압회로의 모델링

본 논문에서는 압력조절밸브로부터 일정 라인압이 공급된다고 가정하며 따라서 압력제어솔레노이드밸브 이후부터 고려한다.

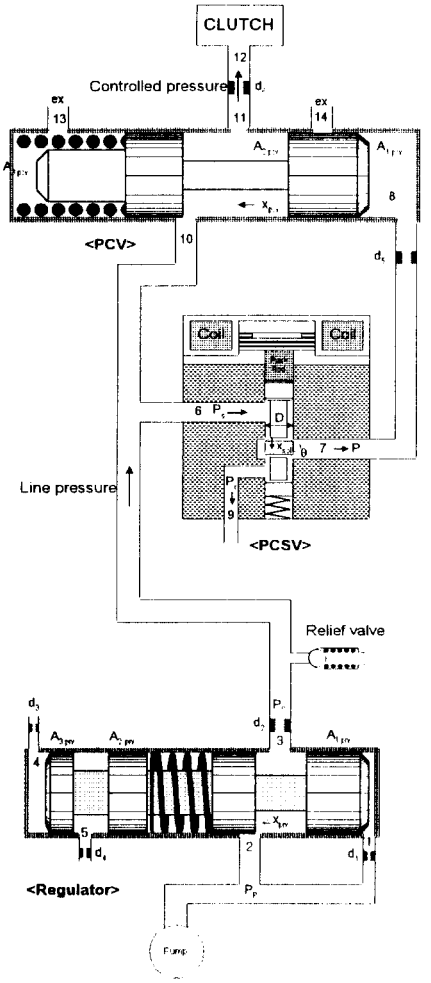

그림 5 직접구동 간접제어 방식의 유압회로

▶ 압력제어솔레노이드밸브(PCSV)

본 연구에서는 3포트 2위치 절환형의 표준 플로우즈 형의 솔레노이드밸브를 사용하였다.

<유량방정식>

$$Q_i = C_d \pi D x_{sol} \sin\theta sgn(P_6 - P_7)\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_6 - P_7|} \quad (1)$$

$$Q_o = C_d \pi D (x_{sol}^{\max} - x_{sol}) \sin\theta sgn(P_7 - P_9)\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_7 - P_9|} \quad (2)$$

여기서, D는 밸브 포핏의 지름이다. $x_{sol}^{\max}$는 포핏의 최대변위를 말하며, P_9는 리턴압이다.

<연속방정식>

$$Q_i - Q_o = \Delta Q \quad (3)$$

$$\Delta Q - Q_7^8 = \frac{dV_7}{dt} + \frac{V_7}{\beta_e}\frac{dP_7}{dt} \quad (4)$$

<운동방정식>

솔레노이드밸브의 운동방정식을 제어입력에 대한 밸브 포핏의 작동지연 특성을 이용하여 모델링한다. 여기서는 이러한 특성을 수학적으로 모델링하기 위하여 솔레노이드밸브 포핏 거동을 포핏의 변위가 나타나지 않는 전달지연 요소와 1차 지연요소의 조합으로 근사하여 다음과 같이 표현하기로 한다[5].

$$x_{sol}(s) = e^{-T_1 s}\frac{K_v}{T_2 s + 1}u(s) \quad (8)$$

여기서, T_1, T_2는 각각 시간지연 및 시정수이며, $u(s)$는 제어입력을 나타낸다. 또 K_v는 솔레노이드 밸브 포핏의 정특성으로부터 구하는 게인이다.

▶ 압력제어밸브(PCV)

<유량방정식>

$$Q_7^8 = C_d \frac{\pi}{4} d_5^2 sgn(P_7 - P_8)\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_7 - P_8|} \quad (9)$$

포트 #8로 공급되는 제어압에 의한 스풀변위 x_{pcv}에 대하여 Q_{10}^{11}, Q_{11}^{12}, Q_{12}^{11}, Q_{11}^{14}를 다음과 같이 세 가지 경우로 계산할 수 있다.

CASE 1 : $x_{pcv} < D_{pcv}^1$

D_{pcv}^1은 포트 #14가 완전히 닫힐 때까지의 변위이다.

$$Q_{10}^{11} = 0 \quad (10)$$

$$Q_{12}^{11} = C_d \frac{\pi}{4} d_6^2 sgn(P_{12} - P_{11})\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{12} - P_{11}|} \quad (11)$$

$$Q_{11}^{14} = C_d w_{pcv2}(D_{pcv}^1 - x_{pcv})sgn(P_{11} - P_{14})\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{11} - P_{14}|} \quad (12)$$

CASE 2 : $D_{pcv}^1 \le x_{pcv} < D_{pcv}^2$

D_{pcv}^2는 포트 #10이 열리기 시작하는 변위이다.

$$Q_{11}^{12} = C_d \frac{\pi}{4} d_6^2 sgn(P_{11} - P_{12})\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{11} - P_{12}|} \quad (13)$$

$$Q_{11}^{14} = 0 \quad (14)$$

$$Q_{10}^{11} = 0 \quad (15)$$

CASE 3 : $x_{pcv} \ge D_{pcv}^2$

$$Q_{10}^{11} = C_d w_{pcv1}(x_{pcv} - D_{pcv}^2)sgn(P_{10} - P_{11})\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{10} - P_{11}|} \quad (16)$$

$$Q_{11}^{12} = C_d \frac{\pi}{4} d_6^2 sgn(P_{11} - P_{12})\sqrt{\frac{2}{\rho}|P_{11} - P_{12}|} \quad (17)$$

<연속방정식>

$$Q_7^8 = \frac{dV_8}{dt} + \frac{V_8}{\beta_e}\frac{dP_8}{dt} \quad (18)$$

$$Q_{12}^{11} - Q_{11}^{14} = \frac{dV_{11}}{dt} + \frac{V_{11}}{\beta_e}\frac{dP_{11}}{dt} \tag{19}$$

$$Q_{10}^{11} - Q_{11}^{12} = \frac{dV_{11}}{dt} + \frac{V_{11}}{\beta_e}\frac{dP_{11}}{dt} \tag{20}$$

$$Q_{11}^{12} = \frac{dV_{12}}{dt} + \frac{V_{12}}{\beta_e}\frac{dP_{12}}{dt} \tag{21}$$

$$V_{12} = A_{pipe}L_{pipe} + A_c x_c \tag{22}$$

<운동방정식>

압력 P_8에 대한 PCV의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_{pcv}\ddot{x}_{pcv} + B_{pcv}\dot{x}_{pcv} + K_{pcv}(x_{pcv} + x_{pcv}^0) = P_8 A_{1,pcv} - P_{13}A_{3,pcv} \tag{23}$$

▶ 클러치(Clutch)

$$M_c\ddot{x}_c + B_c\dot{x}_c + K_c(x_c + x_c^0) = P_{12}A_c \tag{24}$$

2.2 시뮬레이션 및 고찰

그림 6은 직접구동 방식의 유압회로에 대하여 스텝 응답을 시뮬레이션한 것이다. 본 시뮬레이션에는 톱니파 형태의 반송파를 이용한 펄스폭 형성방식의 개선에 의한 PWM 제어기법을 사용하였다[5]. 그림에서 초기에 약 40[ms] 정도의 응답지연이 나타나며 이것은 솔레노이드밸브의 포핏변위의 응답지연특성과 압력제어밸브의 스프링력에 의한 스풀변위의 지연에 의한 것이다[5]. 약 0.19초까지의 압력상승률이 작은 구간은 클러치 충전기간이며, 이 후 기준입력값으로 수렴하고 있다. 그림에서와 같이 실제 변속이 일어나는 구간에서의 제어 영역이 기존의 유압회로에 비해 넓다. 우리는 이러한 압력제어 시스템에 다양한 제어기법을 적용하여 마찰요소에 대한 정교한 압력제어를 수행하므로써 변속충격을 저감시킬 수 있다[5][6][7][9].

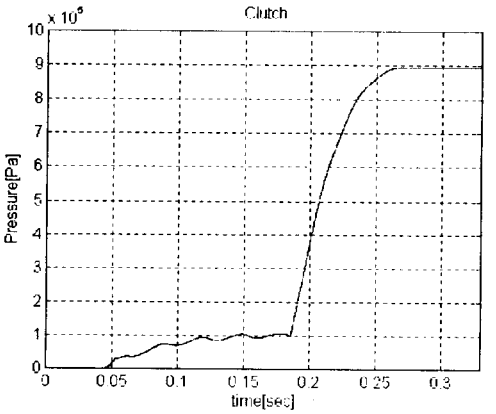

그림 6 시뮬레이션 결과

3. 결론

본 논문에서는 자동변속기의 기존의 유압회로의 문제점들을 지적하고 이러한 문제점들을 해결할 수 있는 직접구동 간접제어 방식의 유압회로를 제안하였다. 이러한 구조는 기존의 유압회로와는 달리 각각의 마찰요소에 독립적으로 PCSV와 PCV를 할당하여 모든 마찰요소들을 개별적으로 제어한다. 이러한 구조적 변경을 통하여 기존의 압력 제어시스템에서 얻을 수 없었던 정교한 압력제어를 능동적으로 수행할 수가 있다. 특히 클러치-클러치 쉬프팅 방식에서 요구하는 공급 및 해제클러치 간의 섬세한 타이밍 제어와 해제압의 제어가 가능해진다.

솔레노이드밸브를 이용한 PWM 제어에서는 솔레노이드밸브의 응답지연특성이 전체 시스템의 응답에 큰 영향을 미치므로 충분한 연구가 필요하다.

References

[1] 전윤식, "자동변속기 변속과도특성 해석 및 자기학습 알고리즘을 이용한 변속제어기 설계", 고려대학교 공학박사 학위논문, 1995.

[2] Katsutoshi Usuki, Kenjiro Fujita, and Katsuhiro Hatta, "The INVECS-II Electronically Controlled Automatic Transaxles for FWD Passenger Cars", SAE 960429

[3] Berthold Martin and Thomas Nogle, "The Chrysler A-604 Ultradirve 4-Speed Automatic Transaxle", SAE 890528

[4] Koji Hasunaka, Klyoshi Takagi and Sinji Watanabe, "A Study on Electro-Hydraulic Control for Automatic Transmission", SAE 892000

[5] 박성환, "고속전자밸브를 이용한 전기·유압 서보시스템의 제어에 관한 연구", 부산대학교 공학박사 학위논문, 1996.

[6] Suematsu, Yamada, Tsukamoto and Muto, "Digital Control of Electrohydraulic Servo System Operated by Differential Pulse Width Modulation", JSME, Series C, Vol. 36, No. 1, 1993.

[7] 임시형, 김동환, 정규홍, 이교일, "자동변속기 변속품질 향상을 위한 견실제어", 대한기계학회 추계학술대회논문집, 1996

[8] 임시형, 정규홍, 이교일, "자동변속기의 록업시 변속품질 향상을 위한 제어기법", 대한기계학회 추계학술대회논문집(Ⅰ), pp. 529~534, 1995.

[9] DONG-IL. CHO, "Nonlinear Control Methods for Automotive Powertrain Systems", Dept. of Mech. Eng., Ph. D. Thesis, M.I.T., 1987.