

자동변속기 KICK DOWN 시스템의 1차 압력 제어용 위한
유압 회로 해석에 관한 연구

(A Study on the Analysis of Hydraulic Circuit for First
Pressure Control of Automatic Transmission KICK DOWN System)

김 대 중

(한양대 대학원)

송 창 섭

(한양대 공과대학)

Abstract

This paper refers to the results of a study on the usefulness of simulation techniques based on both modeling and experiments of KICK DOWN pressure control circuit using an duty solenoid valve controlled by pulse width modulation for an automatic transmission.

In this study, dynamic characteristics of solenoid valve plunger and first pressure are verified. Besides, this paper shows the design data for improvement of feeling in changing of gear by means of simulation according to varying the size of jet orifice and temperature of automatic transmission fluid, which are the important variables of the first pressure.

1. 서 론

최근 자동차 산업의 발달과 더불어 저진동, 저소음, 네 구성 및 원활한 변속 특성에 대한 요구가 높아지고 있다. 특히 자동차의 수적 증가에 의하여 교통이 혼잡해짐에 따라 잦은 정지와 출발에 따른 변속조작의 번거로움과 변속기 조작시에 발생하는 과도 진동에 대한 해결책이 필요하게 되었다.

그리하여 자동변속기에 대한 연구가 선진 외국에서는 활발히 진행중에 있으며 이미 그 사용이 보편화 되어 있다. 국내에서도 자동변속기의 보급률이 계속 증가되고 있는 실정이므로 자동변속기의 개발과 기술숙련 및 국산화가 매우 중요한 과제가 되었다.

자동변속기의 변속 감도를 좋게하기 위해서는 변속용 클러치 및 브레이크의 자동 유압이 최적으로 제어되어야 한다. 그러나 자동변속기의 유압 회로는 복잡하고 많은 구성 요소와 설계 변수로 이루어져 있어서 최적치를 결정한다거나 타당성을 결정한다는 것은 쉬운일이 아니다. 그러므로 그러한 시스템의 컴퓨터 시뮬레이션은 설계와 성능 평가에 대한 효과적인 방법으로 여겨진다.^[1]

본 연구에서는 자동변속기의 유압을 제어하는 듀티 솔레노이드 밸브를 포함한 유압 회로를 수학적으로 모델링하고 유압 시스템을 위한 디지털 시뮬레이션을 통하여 유압회로의 각 변수들이 압력 특성에 미치는 영향을 알아내고 자동변속기의 변속 설계 자료를 제공하고자 한다.^[2] 또한 시험을 병행하여 시뮬레이션의 타당성을 입증하고 비교 검토하였다.

2. 이론 및 수학적 해석

2.1 자동 변속을 위한 유압 제어 시스템의 작동 원리

각종 센서(Sensor)를 통해 들어온 정보(Data)가 변속제어장치(Transmission Control Unit)에서 처리되어 각 솔레노이드 밸브(Solenoid Valve)에 최적 전기적 신호를 보낸다. 그 신호로 밸브의 개폐(35Hz의 on-off switching)와 듀티 사이클(Duty Cycle)이라 불리는 펄스폭 변조(Pulse Width Modulation)^[7,8,9] 즉, 밸브 개폐 구간의 비율을 변화시킴으로써 Fig.1의 출력압(평균압으로 정의됨)을 만들어 낸다.^[4] 그 출력압이 유압 제어 밸브를 움직이고 그 밸브들에 의해 조절된 유압이 클러치(Clutch)와 브레이크 밴드(Brake Band)에 공급되어 압착된다. 결과적으로 유성기어(Planetary Gear)의 결합이 일어나서 변속이 원활히 이루어지게 된다.

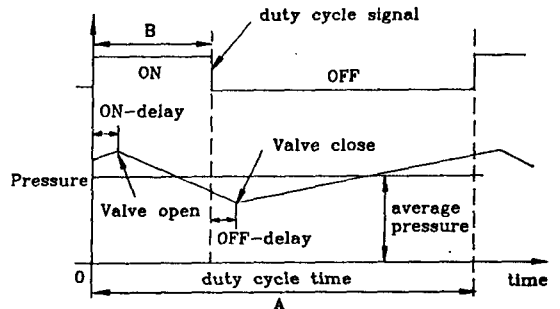


Fig. 1 Concept of Pulse Width Modulation

Duty율은 다음식으로 표시되어진다. [31]

$$\text{Duty율} = \frac{\text{통전 시간}}{1 \text{ 주기}} \times 100 (\%) = \frac{B}{A} \times 100 (\%)$$

본 논문에서는 현대 자동차의 α -A/T를 모델로 삼아 압력 제어 솔레노이드 밸브를 포함한 압력 제어 시스템을 연구하였다. Fig.2는 압력 제어 시스템을 나타내며 그 원리는 다음과 같다.

각 센서 및 스위치로부터 오는 신호를 받아 변속제어 장치(TCU)에서 합성한후 그 출력을 압력 제어 솔레노이드(PCSV)로 전기적인 on-off 변화(Duty 제어)를 보내면 회로 중의 오리피스인 JET를 전후로 하여 그 앞쪽은 감쇠압(Reducing pressure), 그 뒤쪽은 1차압(P1)으로 되어 압력 제어 솔레노이드 밸브가 듀티 제어를 할 경우 EX-PORT로 유도가 형성되기 때문에 1차압이 저하한다. 그렇게 되면 압력 제어 밸브(PCV)가 왼쪽으로 용지압으로 2차압(Servo Apply압 or P2)이 듀티율에 따라 조정된다.

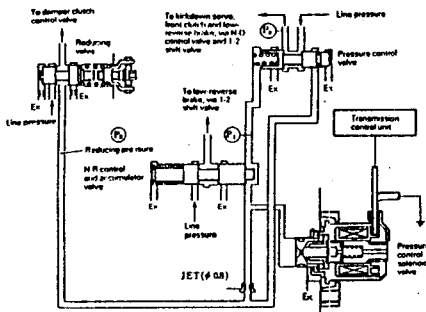


Fig. 2 Pressure Control System

압력 제어 밸브에서 형성된 2차압은 Kick 다운 서보 브레이크 시스템(Kick Down Servo Brake System)의 드럼(Drum)을 부드럽게 잡아주어 변속을 행하게 된다. Kick Down(K/D)이한 자동차가 'Drive'수준으로 주행중에 가속 페달을 힘껏 밟으면 그때까지 사용중이던 고속 기어에서 저속 기어로 자동적으로 변속 기어가 1단 떨어짐으로서 가속력을 얻는 것이다. [31]

2.2 기본적인 해석 방법

유압 시스템의 동특성 해석에서 가장 중요한 상태 변수들은 압력, 속도, 위치이다.

연속방정식은 유체의 유동에 질량보존의 법칙을 적용한 식으로서 압력계산에 이용된다.

$$P = \frac{\beta}{V} \int \sum Q \cdot dt \quad \dots \dots (2-1)$$

오리피스를 통과하는 유량은 다음과 같다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad \dots \dots (2-2)$$

따라서 식(2-2)를 식(2-1)에 대입하면 압력에 대한 미분 방정식이 얻어진다. [51]

$$\dot{P} = \frac{\beta}{V} C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} = \frac{\beta}{V} C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P} \quad \dots \dots (2-3)$$

한편 뉴턴의 운동법칙은 다음과 같고

$$m \cdot \dot{X}' = \sum F \quad \dots \dots (2-4)$$

양변을 적분하고 이항하여 속도 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{X} = \frac{1}{m} \int \sum F \cdot dt \quad \dots \dots (2-5)$$

마찬가지로 속도방정식을 한번 더 적분하면 위치방정식이 얻어진다.

$$X = \int \dot{X} \cdot dt \quad \dots \dots (2-6)$$

다음에 묘사하는 유압 회로의 각 요소들은 위에서 설명한 식 (2-3), (2-5), (2-6)으로 모두 해석될 수 있다.

2.3 압력 제어 회로에서 각 밸브의 기능 및 모델링.

1) 레귤레이터 밸브(REGULATOR VALVE)의 기능 및 해석

Regulator 밸브는 오일 펌프에서 발생한 유압(Line압)을 일정하게 조정한다. 밀폐된 회로에서 오일 펌프의 포출량은 엔진의 회전수(ENG RPM)에 따라 변하지만 유압은 Regulator 밸브의 작동에 따라 오일 펌프 흡입구로 배출되기 때문에 항상 일정한 Line압을 유지할 수 있다.

Fig. 3은 모델링을 위한 레귤레이터 밸브를 나타낸다.

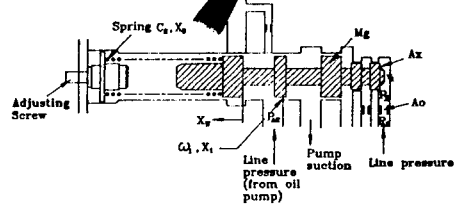


Fig. 3 Schematic Diagram of a Regulator Valve

앞장의 기본적인 해석을 이용하여 압력 방정식은 다음과 같이 묘사된다. [61]

$$\dot{P}_{A2} = \begin{cases} -\frac{\beta}{V_A} C_d \omega_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (X_w - X_1) |P_A - 0|} & : X_w - X_1 > 0 \\ 0 & : X_w - X_1 \leq 0 \end{cases} \dots\dots (2-7)$$

$$\dot{P}_{A3} = -\frac{\beta}{V_A} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{A3} - P_x| \cdot \text{sign}(P_{A3} - P_x)} \dots\dots (2-8)$$

$$\dot{P}_x = +\frac{\beta}{V_1} C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{A3} - P_x| \cdot \text{sign}(P_{A3} - P_x)} - \frac{\beta}{V_1} A_x \cdot X_p \dots\dots (2-9)$$

여기서, P_A 는 Line A의 압력, V_A 는 Line A의 체적, X_1 은 오버랩을 말하며 A_x 는 밸브 스템들의 오른쪽 면적이고 V_1 은 미스체적, P_x 는 그면적에 작용하는 압력이다.

운동 방정식은 다음과 같다. 모든 운동 방정식에서 X_p 는 밸브의 속도이고 X_w 는 변위를 말한다. (8)

$$\begin{aligned} \dot{X}_p &= +\frac{A_x}{M_x} \cdot P_x \\ &- \frac{D_x}{M_x} \cdot X_p \\ &- \frac{C_x}{M_x} \cdot X_0 - \frac{C_x}{M_x} \cdot X_w \\ &+ \begin{cases} 0 : \text{만일 } X_w \geq X_A \text{ 이고 } X_p > 0 \text{ 이면} \\ 0 : \text{만일 } X_w \leq X_E \text{ 이고 } X_p < 0 \text{ 이면} \end{cases} \dots\dots (2-10) \end{aligned}$$

여기서 M_x 는 스템들의 질량, D_x 는 감성 계수, C_x 는 스프링 상수이고 X_0 는 초기 변위이다.

$$\begin{aligned} \dot{X}_w &= +1 \cdot X_p \\ &+ \begin{cases} (X_A - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \geq X_A \text{ 이면} \\ (X_E - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \leq X_E \text{ 이면} \end{cases} \dots\dots (2-11) \end{aligned}$$

2) 리듀우시 밸브(REDUING VALVE)의 기능 및 해석

Reducing 밸브는 항상 라인압(Line압)보다 낮은 일정한 압력으로 유지시키기 위한 것으로 압력 제어 솔레노이드 밸브(PCSV)의 작용에 의해 제어압을 생성시키는 근원압이다.

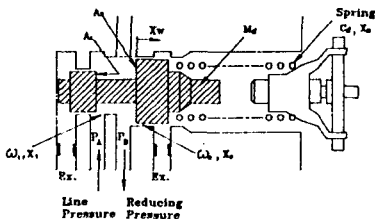


Fig. 4 Schematic Diagram of a Reducing Valve

압력 방정식은 다음과 같다. (8)

$$\dot{P}_B = \begin{cases} +\frac{\beta}{V_B} C_d \omega_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (-X_w - X_1) |P_A - P_B|} & : -X_w - X_1 > 0 \\ 0 & : -X_w - X_1 \leq 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} -\frac{\beta}{V_B} C_d \omega_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (X_w - X_1) |P_A - 0|} & : X_w - X_2 > 0 \\ 0 & : X_w - X_2 \leq 0 \end{cases} \dots\dots (2-12)$$

$$\dot{P}_A = \begin{cases} -\frac{\beta}{V_A} C_d \omega_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (-X_w - X_1) |P_A - P_B|} & : -X_w - X_1 > 0 \\ 0 & : -X_w - X_1 \leq 0 \end{cases} \dots\dots (2-13)$$

운동 방정식은 다음과 같다. (8)

$$\begin{aligned} \dot{X}_p &= -\frac{A_1}{M_D} \cdot P_B + \frac{A_2}{M_D} \cdot P_B \\ &- \frac{D_D}{M_D} \cdot X_p \\ &- \frac{C_D}{M_D} \cdot X_0 - \frac{C_D}{M_D} \cdot X_w \\ &+ \begin{cases} \frac{1}{M_D} \cdot 2 \cdot C_d \cdot \omega_1 \cos \theta \cdot (X_w - X_1) \cdot |P_A - P_B| & : X_w - X_1 > 0 \\ 0 & : X_w - X_1 \leq 0 \end{cases} \\ &+ \begin{cases} 0 : \text{만일 } X_w \geq X_A \text{ 이고 } X_p > 0 \text{ 이면} \\ 0 : \text{만일 } X_w \leq X_E \text{ 이고 } X_p < 0 \text{ 이면} \end{cases} \dots\dots (2-14) \end{aligned}$$

6번째 항은 유량함몰 나타내는 항이며 θ 는 분사 각도(Jet Angle)이다.

$$\begin{aligned} \dot{X}_w &= +1 \cdot X_p \\ &+ \begin{cases} (X_A - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \geq X_A \text{ 이면} \\ (X_E - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \leq X_E \text{ 이면} \end{cases} \dots\dots (2-15) \end{aligned}$$

4) 압력 제어 솔레노이드 밸브(PRESSURE CONTROL SOLENOID VALVE)의 기능 및 해석과 설계

압력 제어 솔레노이드 밸브는 연속 제어 장치(TCU)에서 전기적인 신호를 받아 압력 제어 밸브(PCV)에 작용하는 유압을 제어함으로써 적절한 변속을 행할 수 있게 하는 전자 밸브이다.

단분사 플래퍼 밸브(Single-Jet flapper valve)에 대한 해석과 설계를 기초로 모델링한다. (1) 상부에 설치된 고정 오리피스 A_0 는 플랜저의 변위에 따라 제어 압력 P_0 가 조절될 수 있게끔 압력과의 전파를 차단할 목적으로 만들어 놓았다. 플랜저의 변위에 대응해서 제어 압력 P_0 를 조절하는데 중요한 역할을 하는 것은 노즐 면적보다는 플랜저와 오리피스 A_c 사이에 이루어지는 커튼 면적(Curtain Area)이다.

연속방정식은 다음과 같다

$$Q_1 = Q_2 + Q_L \dots\dots (2-16)$$

오리피스 방정식은 다음과 같이 묘사된다.

$$Q_1 = A_0 C_{d0} \left[\frac{2}{\rho} (P_B - P_C) \right]^{1/2} = \frac{\pi}{4} D_0^2 C_{d0} \left[\frac{2}{\rho} (P_B - P_C) \right]^{1/2}$$

$$Q_2 = A_r C_d f \left[\frac{2}{\rho} P_c \right]^{1/2} = \pi D_N X_w C_d f \left[\frac{2}{\rho} P_c \right]^{1/2} \quad \dots\dots (2-17)$$

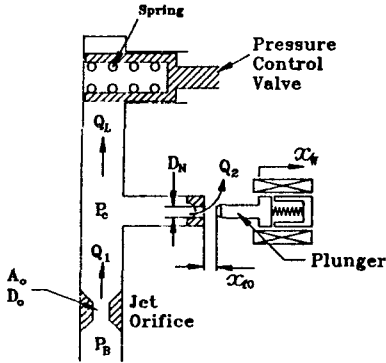


Fig. 5 Pressure Control Solenoid Valve with Blocked Pressure Control Valve

만일 압력 제어 밸브가 고정되어 있다면 $Q_L = 0$ 이 되고 따라서 식(2-16)에 식(2-17)을 대입하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{P_c}{P_s} = \left[1 + \left(\frac{C_d f A_r}{C_d A_o \lambda_o} \right)^2 \right]^{-1} \quad \dots\dots (2-18)$$

$P_o = 0.5 P_s$ 라고하는 설계기준^[1]을 식 (2-18)에 적용하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{C_d f A_r}{C_d A_o \lambda_o} = 1 = \frac{C_d f \pi D_N X_w}{C_d A_o \lambda_o} \quad \dots\dots (2-19)$$

유체가 플런저에 충돌할 때 유체는 플런저에 불명영역을 가하게된다. 이힘을 F_1 이라고 하면

$$F_1 = P_c A_N \left[1 + \frac{16 C_d f A_r^2}{D_N^2} X_w^2 \right] \quad \dots\dots (2-20)$$

과 같이 주어진다. 여기서 $A_N = (\pi/4) D_N^2$ 은 노즐 면적이다. 위에서 사용한 해석식을 사용하여 압력 방정식과 운동 방정 식을 다음과 같이 나타낼수 있다.^[6]

$$\dot{P}_c = \begin{cases} \frac{\beta}{V_c} C_d f \pi D_N \left[\frac{2}{\rho} \right]^{1/2} X_w \sqrt{|P_o - 0|} \text{sign}(P_o - 0) & ; X_w > 0 \\ 0 & ; X_w \leq 0 \end{cases} \quad \dots\dots (2-21)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_p &= + \frac{K_M}{M_s} \cdot 1 \\ &- \frac{D_s}{M_s} \cdot X_p \\ &- \frac{C_s}{M_s} \cdot X_w - \frac{C_s}{M_s} \cdot X_o \\ &+ \frac{A_N}{M_s} \cdot P_c - \frac{A_N}{M_s} \cdot \frac{16 C_d f A_r^2}{D_N^2} \cdot P_c \cdot X_w^2 \\ &+ \begin{cases} 0 : \text{만일 } X_w \geq X_A \text{ 이고 } X_p > 0 \text{ 이면} \\ 0 : \text{만일 } X_w \leq X_B \text{ 이고 } X_p < 0 \text{ 이면} \end{cases} \quad \dots\dots (2-22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_w &= + 1 \cdot X_p \\ &+ \begin{cases} (X_A - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \geq X_A \text{ 이면} \\ (X_B - X_w - \dot{X}_w \cdot dt)/dt : \text{만일 } X_w + \dot{X}_w \cdot dt \leq X_B \text{ 이면} \end{cases} \quad \dots\dots (2-23) \end{aligned}$$

여기서 K_M 은 단위가 $K_M f / A$ 로서 단위 전류당 전자석 힘을 나타낸다.

전압에 의해 솔레노이드 밸브의 전자석에 생기는 전류 I 는 1차 미분방정식으로 다음과 같이 나타내며 여기서 U는 전압, R은 저항, L은 인덕턴스를 나타낸다.^[7]

$$\dot{I} = \frac{U}{L} - I \frac{R}{L} \quad \dots\dots (2-24)$$

2.4 기타 유압회로 구성요소의 모델링^[8]

1) 오일펌프

$$\dot{P}_A = + \frac{\beta}{V_A} Q_p \quad \dots\dots (2-25)$$

여기서, Q_p 는 단위 시간당 흐름량이다.

2) 제트(JET) 오리피스

$$\dot{P}_A = - \frac{\beta}{V_b} C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|P_B - P_c|} \text{sign}(P_B - P_c) \quad \dots\dots (2-26)$$

$$\dot{P}_c = \frac{\beta}{V_c} C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|P_B - P_c|} \text{sign}(P_B - P_c) \quad \dots\dots (2-27)$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 방법

펌프로부터 압력 제어 솔레노이드 밸브(PCSV)까지의 회로 중 관련 회로를 제외한 전 회로는 폐쇄된 것으로 가정하였다. 시뮬레이션은 4차 Runge-Kutta 방법을 사용하는 DSH(Digital Simulation of Hydraulic System)라는 프로그램을 사용하였는데 PCSV를 포함한 각 밸브 및 펌프, 오리피스를 수학적으로 모델링하고 특히 PCSV의 해석은 플래퍼(Flapper) 밸브의 해석과 설계를 참조하였다. 레귤레이터(Regulator) 밸브에 의한 라인(Line)압은 8.8Kgf/cm²로, 리듀우싱(Reducing) 밸브에 의한 감쇠압은 4.25Kgf/cm²로 유지하도록 하였다.

변수항목은 $\begin{cases} \text{JET 오리피스의 크기} \\ \text{솔레노이드 밸브의 유틸리티} \\ \text{오일 온도} \end{cases}$

출력 데이터는 $\begin{cases} \text{솔레노이드 밸브의 동특성} \\ \text{솔레노이드 밸브에 의한 1차압 동특성} \end{cases}$ 이다.

Table 1과 2는 압력 제어 시스템의 제한이다.

Table 1 Dimensions of Valves

	Regulator	Reducing	Solenoid
C (Kgf/cm)	1.628	1.38	9
Xo (cm)	2.1463	1.3335	0.3175
XA (cm)	0.5715	0.4699	0.05

X_E (cm)	0	0	0
D (Kgf·s/cm)	0	0	0
M (Kg)	0.049	0.014	0.004
ω_1 (cm)	5.02655	3.14159	
ω_2 (cm)		4.25057	
X_1 (cm)	0.1613	-0.1524	
X_2 (cm)		0.1905	

Table 2 Dimensions of Valves and Other datas

A_x	0.50266 cm ²	K_M	9 Kgf/A	β	400 Kgf/cm ²
A_o	0.1 cm	L	0.003 mH	Q_p	383.33 cm ³ /s
V_l	3 cm ³	R	2.9 Ω	X_{fo}	0.02 cm
θ	69°	U	3.5 Volt	V_A	26 cm ³
A_t	0.58905 cm ²	C_d	0.6	V_n	17 cm ³
A_2	1.2414 cm ²	C_{dr}	0.369	V_c	9 cm ³
D_n	0.13 cm	ρ	8.528 Kgf·s ² /cm ⁴		

3.3 시뮬레이션 결과

1) 1 차압 과도 특성 (Fig.7 - Fig.10)

1 차압의 특성 곡선이 정현 함수이다. ON → OFF 시 플런저가 닫히는 시간은 약 0.014초이고 OFF → ON 시 플런저가 열리는 시간은 약 0.01초이다.

2) Duty 50 % 시 1 차압, 플런저 변위 특성 (Fig.11 - Fig.12)

1 차압의 평균값이 약 1.2 Kgf/cm² 이다. 플런저가 닫혀 있는 시간보다 완전히 열려있는 시간이 길다.

3) Duty 25 % 시 1 차압, 플런저 변위 특성 (Fig.13 - Fig.14)

1 차압의 평균값이 약 2.2 Kgf/cm² 이다. Duty 50 % 보다 진폭이 다소 커졌고 플런저가 닫혀있는 시간이 길다.

4) Duty 75 % 시 1 차압, 플런저 변위 특성 (Fig.15 - Fig.16)

1 차압의 평균값이 약 0.6 Kgf/cm² 이다. Duty 50 % 보다 진폭이 많이 줄었고 플런저는 완전히 닫히지 못하고 있다.

5) Duty 75 % → 50 % → 25 % 로 변화시 1 차압, 플런저 변위 특성 (Fig.17 - Fig.18)

Duty 100 % 와 0 % 인 경우를 고려하면 1 차압의 평균값 변화 곡선이 직선이 아니고 밑으로 처진 곡선을 이룬다.

6) JET 오리피스 변화에 따른 1 차압 특성 (Duty 50 %) (Fig.19)

오리피스의 크기가 커질수록 평균값과 진폭도 커진다.

7) JET 오리피스 변화에 따른 1 차압 과도 특성 (Fig.20)

오리피스의 크기가 커질수록 ON → OFF시 응답성이 빠르다

8) 온도 변화에 따른 1 차압 특성 (Duty 50 %) (Fig.21)

온도가 올라갈수록 1차압의 진폭이 작아짐을 알 수 있다.

9) 온도 변화에 따른 1 차압 과도 특성 (Fig. 22 - Fig. 23)

온도가 올라갈수록 ON → OFF시 또는 OFF → ON시에 응답성이 떨어진다.

이상의 시뮬레이션 결과는 4장의 실험 결과와 비교해 볼 때 타당성이 있음을 알 수 있다

4. 실험 결과 및 고찰.

4.2 실험 방법

1. 실험 장치(Test Rig) 구성

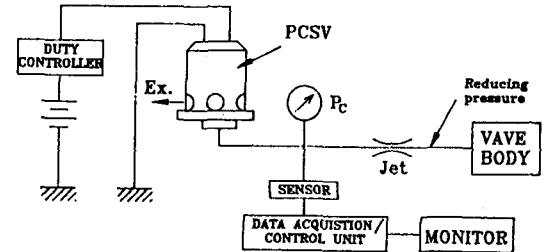


Fig.6 Experimental Circuit

2. 실험 조건 및 방법

2-1. 실험 조건

- 오일 펌프(Oil Pump) 회전수 : 2500 rpm
- 변속 범위(Rango) : Drive(3)
- 오일 온도 : 40 °C

2-2. 실험 방법

실험 I : 제트(JET) 오리피스를 장착하여 PCSV 듀티를 변화에 따른 1차압 측정.

실험 II : 제트 오리피스가 없는 상태에서 PCSV 듀티를 변화에 따른 1차압 측정.

실험 III : 밸브 몸체(Valve Body)에 PCSV 장착하고 듀티를 변화에 따른 1차압 측정

실험 IV : PCSV [ON(100%) → OFF(0%) 시 유압과도 특성 실험.
OFF(0%) → ON(100%)]

4.3 실험 결과

1) 실험 I : Jet 오리피스가 있는 경우의 결과.(Fig.24)

(1) 1차압의 특성 곡선이 Jet가 없는 경우에 비해 선형성이 떨어진다.

(2) 1차압의 진폭이 크게 감소되었고 제어할 수 있는 범위가 넓어졌다.

(3) Reducing압의 변화가 거의 없으며 진폭이 매우 작아

졌다.

- 2) 실험 II : Jet 오리피스에 없는 경우의 결과. (Fig. 25)
 - (1) 1차압은 듀티율이 감소함에 따라 특성 곡선을 그리면서 증가한다.
 - (2) 듀티율 약 40%를 전후로 1차압의 진폭이 감소함을 알 수 있다.
 - (3) Reducing압이 PCSV의 듀티율 감소에 따라 증가하고 있다.
- 3) 실험 III : PCSV 밸브 용체 장착 결과. (Fig. 26)
 - (1) 1차압의 특성 곡선은 실험 I의 결과와 비교하여 평균 압력 진폭이 다소 커진다.
- 4) 실험 IV : 1차압 과도 특성 실험 결과.
 - (1) ON → OFF시 (Fig. 27)
 - ㉠ 압력 상승 곡선은 정현(Sinusoidal)함수이다.
 - (2) OFF → ON시 (Fig. 28)
 - ㉡ 압력 하강 곡선은 정현(Sinusoidal)함수이다.
 - ㉢ 하강 곡선은 상승 곡선의 시간축 대칭곡선과 유사한 결과를 보여 준다.

5. 결 론

- 1. 압력 제어 솔레노이드 밸브(PCSV)에 의한 1차압 특성은 플래퍼 밸브(Flapper valve)의 해석을 이용한 모델링으로 예측할 수 있고 실험과 유사함을 통하여 시뮬레이션의 타당성을 보였다. 또한 플러저의 동특성도 시뮬레이션을 이용하여 알 수 있었다.
- 2. 시뮬레이션 결과와 시험 결과에 의하면 1차압의 유압 과도 특성은 정현(Sinusoidal) 함수적인 상승 특성과 하강 특성을 보이고 제어성의 좋고 나쁨을 판가름 하는 저압력에서의 특성이 유압 증대시에는 응답 지연이 비교적 작은 반면 유압 감소시에는 응답 지연이 현저히 나타난다.
- 3. 제트(Jet) 오리피스 크기의 효과는 다음과 같이 나타난다.
 - 1) 크기가 커지는 경우
 - PCSV의 듀티율에 따른 1차압의 평균값과 진폭은 커진다. 1차압의 진폭이 커지면 2차압의 진폭도 커져서 변속 감도가 나빠진다.
 - 2) 크기가 작아지는 경우
 - 제어할 수 있는 유압의 범위가 넓어지나 선형성은 떨어질수 있다. 선형성이 떨어지면 변속 감도가 나빠진다. 또한 크기를 줄일 경우 ON → OFF시는 응답성이 떨어지고 OFF → ON시는 응답성이 높아진다.
- 4. 따라서 Jet 오리피스의 크기는 변속 감도에 큰 영향을 끼치는 요소임을 알 수 있으며 1차압의 진폭과 선형성이 고려되어 Jet 오리피스의 크기가 선정되어야 한다.

- 5. 온도가 올라갈수록(체적 탄성 계수는 작아진다) ON → OFF시 또는 OFF → ON시 응답성이 떨어진다. 따라서 유압 응답성 향상을 위해서는 밸브 용체(Valve Body) 각부의 강성을 높이는 것이 효과적임을 알 수 있다.
- 6. 2차압 특성과 브레이크압, 클러치압 조절 특성이 본 모델링 기법과 시뮬레이션 방법을 이용하여 해석 될 수 있을 것으로 사료 되므로 향후 이 부분의 연구에 큰 도움이 되리라 본다.

6. 참 고 문 헌

- [1] Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc, 1967, pp.25-53 pp.76-131
- [2] John H. White, "Automatic Transmissions", Delmar Publishers Inc.1990, pp.201-230 pp.307-342
- [3] "Automatic Transmission KM170series", 현대자동차
- [4] Koji Hasunaka, "A study on Electro-Hydraulic Control for Automatic Transmissions", SAE 892000, 1989
- [5] "DSH (Digital Simulation of Hydraulic Control System), IHP(Institut für Hydraulische und Pneumatische)" 독일 RWTH AACHEN
- [6] Minoru Shinohara, "Nissan Electronically Controlled Four speed Automatic Transmission", SAE890530, 1989
- [7] 김 대환, "고속 전자밸브의 특성에 관한 연구", 한양대학교 대학원 석사 학위 논문, 1989
- [8] J. Watton, "Fluid power systems", Prentice Hall, 1989, pp.423-429
- [9] Edward W. Reed, "Fluid Power with Microprocessor Control: An Introduction", Prentice Hall, 1985, pp.185-187
- [10] T. Hiramatsu, "Control Technology of Minimal Slip-Type Torque Converter Clutch", SAE850460, 1985

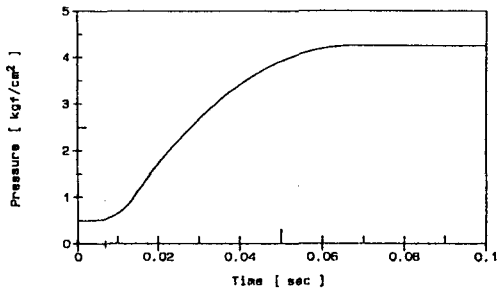


Fig. 7 PCSV ON -> OFF Pressure Response

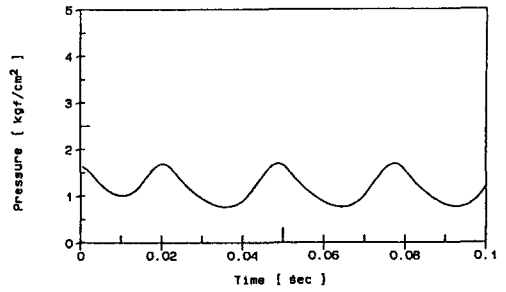


Fig. 11 PCSV Pressure (Duty 50%)

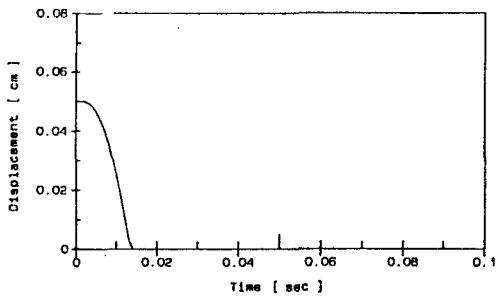


Fig. 8 PCSV ON -> OFF Displacement of Plunger

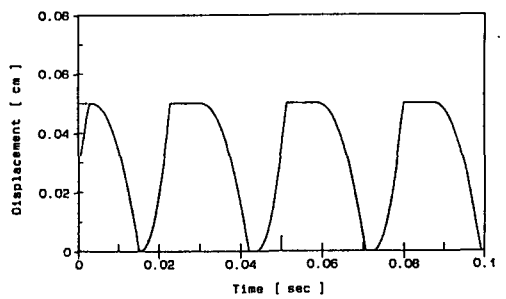


Fig. 12 Displacement of Plunger (Duty 50%)

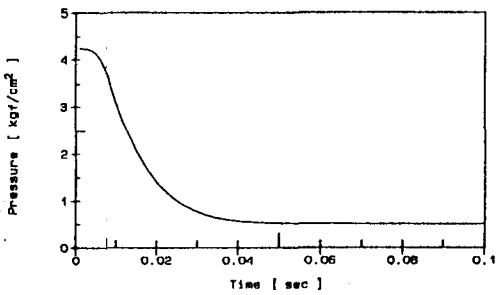


Fig. 9 PCSV OFF -> ON Pressure Response

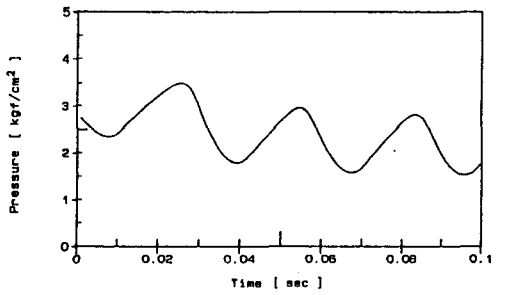


Fig. 13 PCSV Pressure (Duty 25%)

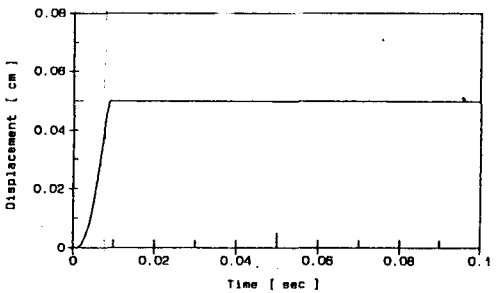


Fig. 10 PCSV OFF -> ON Displacement of Plunger

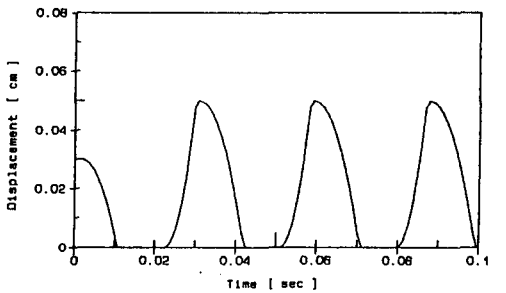


Fig. 14 Displacement of Plunger (Duty 25%)

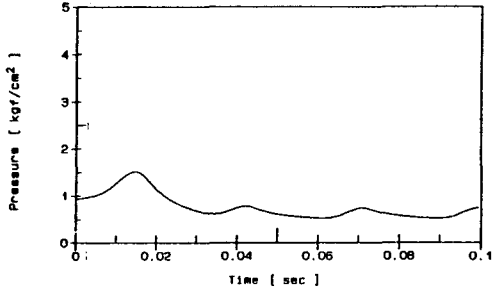


Fig. 15 PCSV Pressure (Duty 75%)

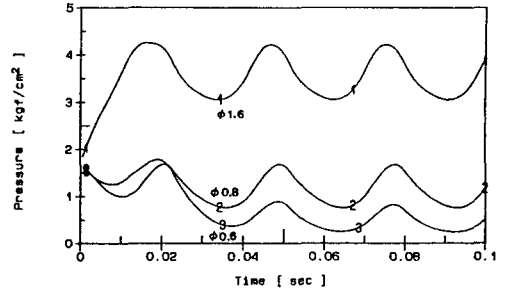


Fig. 19 PCSV Pressure according to Orifice Size Variation

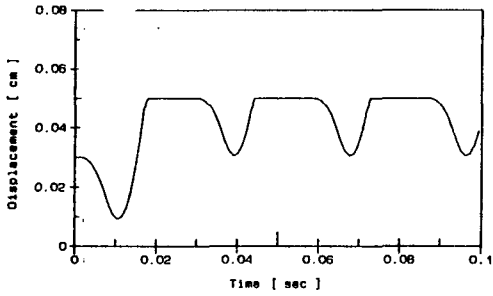


Fig. 16 Displacement of Plunger (Duty 75%)

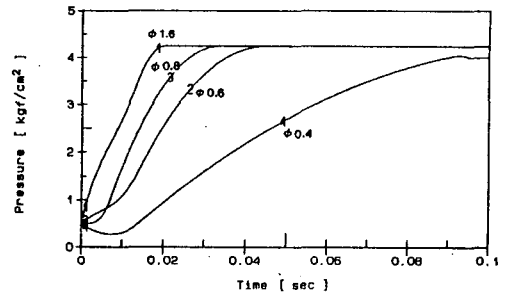


Fig. 20 PCSV ON -> OFF Pressure Response

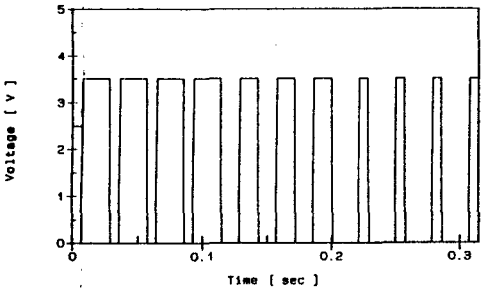


Fig. 17 PCSV Input Voltage (Duty 75% -> 50% -> 25%)

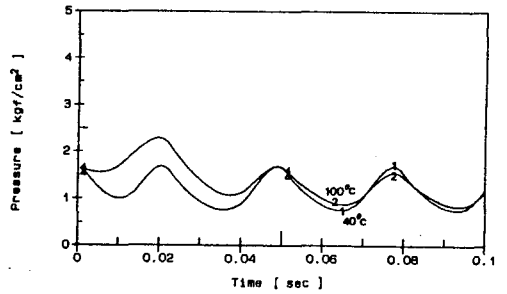


Fig. 21 PCSV Pressure according to Temperature Variation

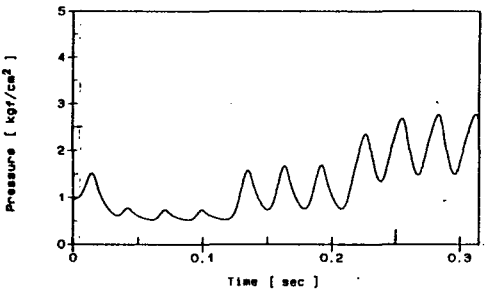


Fig. 18 PCSV Pressure (Duty 75% -> 50% -> 25%)

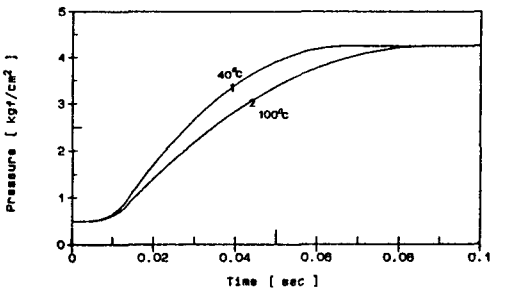


Fig. 22 PCSV ON -> OFF Pressure Response

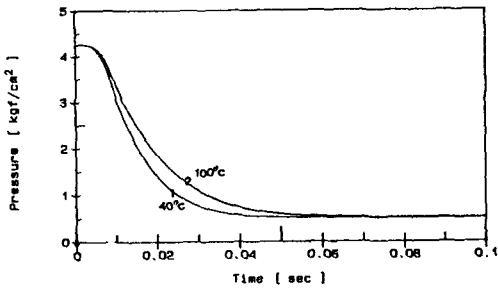


Fig. 23 PCSV OFF -> ON Pressure Response

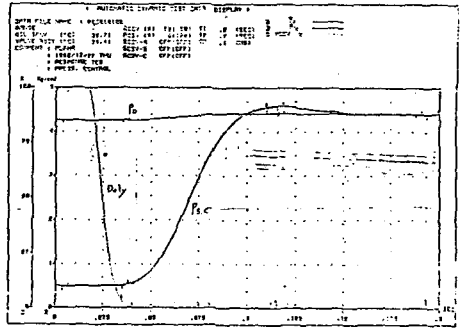


Fig. 27 PCSV ON -> OFF Pressure Response

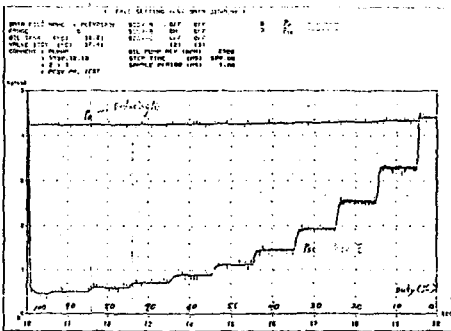


Fig. 24 PCSV Pressure (with Jet)

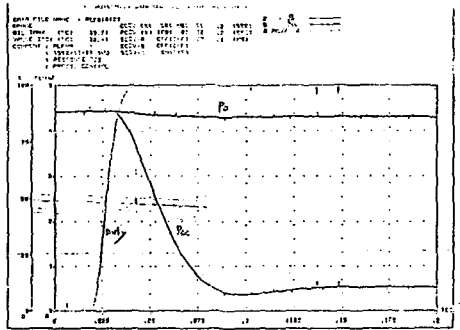


Fig. 28 PCSV OFF -> ON Pressure Response

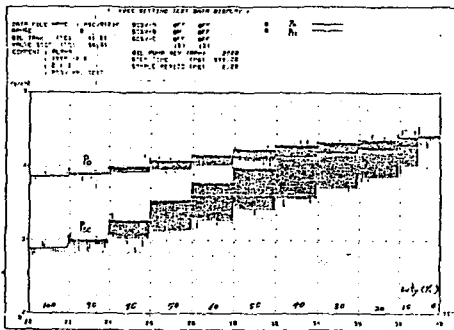


Fig. 25 PCSV Pressure (without Jet)

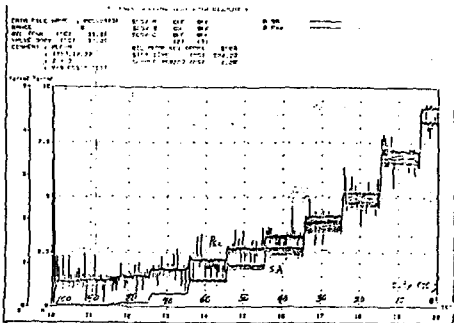


Fig. 26 PCSV Pressure (valve body ass'y)