

〈논 문〉 SAE NO. 96370045

건설차량용 반자동 변속기 유압제어계의 성능 개선

Performance Improvement of Clutch Actuating Hydraulic Control System at Semi-Automatic Transmission for Construction Vehicles

이 일 영,* 윤 소 남,** 양 경 옥,*** 허 병 윤,**** 이 덕 규****
I. Y. Lee, S. N. Yun, K. U. Yang, P. Y. Huh, D. G. Lee

ABSTRACT

In this study, as a strategy to improve shift characteristics, the authors developed a new style pressure modulator which can reduce shock torque during power shift by modulating the pattern of pressure increase in the cylinder for actuating the clutch. The remarkable merits of this new pressure modulator lie in its structural simplicity and durability, because the modulator is only composed of a poppet type valve and a few orifices. The usefulness of the new pressure modulator is confirmed by experiments and numerical analyses on a clutch control hydraulic system simplified for easy test. Also, the excellency of the transmission with the new pressure modulator is verified by experiments on a test bench for simulating the running power train of an excavator.

주요기술용어 : Transmission(변속장치), Shift Characteristics(변속 특성), Pressure Modulator(압력 조절 장치), Oil Hydraulic Control(유압 제어)

기 호 설 명

A : 단면적[m²]

B : 점성마찰계수[Ns/m]

C : 유량계수

D : 직경[m]

F_n : 피스톤에 작용하는 외력[N]

K : 스프링 상수[N/m]

l : 관로 길이[m]

M : 질량[kg]

P : 압력[Pa]

Q : 유량[l/min]

Re : 레이놀즈 수

R : 관로 저항

V : 관로 체적[m³]

X : 변위[m]

* 정회원, 부산수산대학교 자동차공학과

** 정회원, 부산수산대학교 대학원
[현재 한국기계연구원]

*** 정회원, 부산수산대학교 대학원

**** 삼성중공업(주) 중장비 연구소

- β_{eff} : 관로의 탄성을 고려한 작동유의 유효 압축율[m²/N]
- β_o : 작동유의 압축율[m²/N]
- δ : $X_{popt} \cdot \sin\theta$ (θ : 포핏의 半頂角)
- ν : 유압 작동유의 동점성계수[m²/s]
- ρ : 유압 작동유의 밀도[kg/m³]

하 첨 자

- c* : 실린더를 지칭
- d* : 방향 변환 밸브를 지칭
- eq* : 균압용 오리피스를 지칭
- lub* : 윤활 관로를 지칭
- l1, l2* : 유압 관로를 지칭 (Fig.5)
- oi* : 입구 오리피스를 지칭
- popt* : 포핏밸브를 지칭
- pst* : 피스톤을 지칭
- pst-max* : 피스톤의 최대 변위를 지칭
- r* : 릴리프 밸브를 지칭
- s-popt* : 포핏밸브 정부(頂部)가 밸브시트와 접촉하는 부위를 지칭
- spr-popt-0* : 포핏 지지용 스프링의 초기 변위를 지칭
- 1, 2, 3, 4* : Fig.5에 표시된 위치를 지칭

1. 서 론

차량에 쓰이는 변속장치의 종류로는 수동 변속장치, 반자동 변속장치, 자동 변속장치, HST (Hydro-Static Transmission)식 변속장치, HST와 기계식 변속기를 조합한 변속장치 등으로 나눌 수가 있다. 특히 건설용 차량에서는 HST와 자동 혹은 반자동 변속기를 조합한 변속장치가 많이 쓰이고 있으며, 본 연구에서는 HST와 다판 클러치 조작식 반자동 변속기를 조합한 형태의 유압 굴삭기용 변속장치¹⁾를 대상으로 하고 있다.

운전자가 느끼는 승차감은 변속시에 일어나는 충격에 의하여 직접적으로 영향을 받기 때문에 변속장치의 동특성은 자동 변속기의 성능을 판정하는 중요한 척도가 된다. 자동변속기의 변속 특

성 개선과 관련하여, 클러치 조작용 유압 제어계 동특성에 관한 기초적 연구는 Harmon²⁾등에 의해서 행하여졌고, Rosenbecker³⁾, Mann⁴⁾등은 변속장치의 기본적인 구조 및 제어 개념들을 보고하고 있다. 이 연구로부터 클러치의 크기, 클러치의 마찰 계수, 기어 단수 및 클러치 제어용 유압계 특성이 차량 변속시 충격 발생에 가장 큰 영향을 미치는 인자임이 알려졌으며, 특히 클러치 제어용 유압계 특성에 의하여 다른 세가지 요소 즉, 클러치의 크기, 클러치의 마찰 계수, 기어 단수의 영향을 보상할 수 있음이 밝혀졌다²⁾. 클러치 조작용 유압계에서는 압력을 제어하는 방법으로는 유로에 오리피스를 삽입하는 방법²⁾, 유로에 어큐뮬레이터(accumulator)를 설치하는 방법²⁾, 비례전자 감압밸브 또는 고속 온/오프(on/off) 밸브를 사용한 전자 제어에 의하는 방법^{5,6)} 등이 있다.

그런데, 위에서 언급한 변속 특성 개선을 위한 방법들은 주로 승용차용 또는 상용차용 변속장치 설계에 응용되고 있으며, 유압 굴삭기와 같은 건설 차량용 변속장치의 설계시 변속 충격 완화를 위한 특별한 고려가 이루어지고 있는 경우는 찾아보기 어렵다. 그 이유는 유압 굴삭기와 같은 건설 차량에서는 승용차 혹은 상용차의 경우에 비하여 운행중 변속의 빈도가 낮다는 점과, 운전자가 느끼는 쾌적한 승차감이 차량 설계에 그다지 중요한 요소로서 인식되지 못했던 점 등을 들 수 있다. 그런데 본 연구에서 대상으로 하는 유압 굴삭기의 경우, 언덕길을 등판하면서 2단 주행 상태에서 1단 주행 상태로 변속시에 차량에 매우 큰 충격이 발생할 수 있으며, 이것이 운전자에게 큰 불쾌감을 주게 된다⁷⁾.

최근 건설 차량에 있어서도 운전자의 승차감 개선에 대한 요구가 증대되어, 변속시 충격 발생이 적은 변속 장치가 요구되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 요구에 부응하기 위하여, 비교적 간단한 구조이면서도 변속시 클러치 조작용 유압 실린더내의 압력 상승을 제어 기능이 우수한 압력조절장치(pressure modulator)를 고안한다.

본 연구에서 고안한 압력조절장치는 오리피스와 포핏 밸브(poppet valve)를 직렬로 조합한

구조이며, 이것을 클러치 조작용 유압 제어계에 적용했을 때의 압력 제어 성능 개선 효과를 실험 및 이론 해석을 통하여 확인한다. 또한 이 압력 조절장치를 사용함으로써 변속시 클러치에서 발생하는 충격 토크를 현격히 경감할 수 있음을 확인한다.

2. 대상 변속장치의 개요

본 연구에서는 Fig.1에 나타낸 바와 같은 HST와 반자동 변속기의 조합 방식인 변속장치¹⁾를 대상으로 하고 있다. 이 변속장치는 가변용량형 유압펌프와 가변용량형 유압모터 및 제어밸브로 구성되는 HST와 반자동 변속기를 직렬로 조합한 형태로 사용되며, 반자동 변속기는 2단 변속기로서 다판 클러치 조작용 유압 실린더에 선택적으로 기름을 공급함으로써 변속이 이루어진다. 이 변속장치에서는 HST가 갖는 변속 특성에 의하여 유연한 무단 변속이 가능하고, 여기에 2단 변속기를 병용함으로써 더욱 넓은 범위의 속

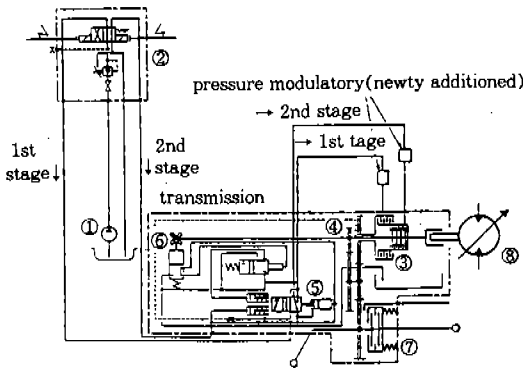
도 변화가 가능한 장치이다¹⁾. 또한, 이 변속기는 2단으로부터 1단으로의 변속이 일정한 속도 이내에서만 이루어지게 하는 쉬프트 록(shift lock) 장치로서, 원심식 거버너 ⑥ 및 유압 제어 밸브 기구 ⑤를 내장하고 있어, 운전자의 실수로 고속 주행 도중에 2→1단 변속 신호가 입력된다 하더라도 안전한 속도 영역이 아니면 변속이 일어나지 않도록 되어 있다. 그러나 이 변속기에는 변속시 충격 발생을 억제하는 기능 즉, 변속 조절(shift modulation) 기능을 수행하는 장치가 없어서 변속시 경우에 따라서는 큰 충격이 발생하는 문제점이 있다.

Fig.1의 변속장치 유압 회로도에는 클러치 조작용 유압 실린더 입구측의 유압 관로상에 본 연구에서 제안하는 압력조절장치가 부가되어 있다. 본 연구에서 행한 실험에서, 종래의 변속장치를 대상으로 할 때는 이 압력조절장치들을 제거한 상태에서 실험을 수행하게 되며, 새로운 변속장치를 대상으로 한 실험에서는 이 압력조절장치들을 Fig.1에서와 같이 부가한 상태로 수행하게 된다.

3. 변속시 충격 토크의 저감법

변속 충격 완화(power shift smoothness)란 하나의 기어단에서 다른 기어단으로 변속하는 동안 동력 전달축상에서 토크의 교란을 최소화함을 뜻하며 이는 변속기 설계에 있어서 매우 중요시 되는 점이다²⁾.

Fig.2에 변속시 부드러운 변속(smooth shift)



- ① hydraulic pump
- ② directional control valve and pressure reducing valve
- ③ wet type clutch and hydraulic cylinder for clutch actuating
- ④ reduction gear
- ⑤ shifting valve
- ⑥ centrifugal governor
- ⑦ multi disc brake for parking
- ⑧ hydraulic motor

Fig.1 Hydraulic circuit of the clutch control system of the transmission for a hydraulic excavator¹⁾

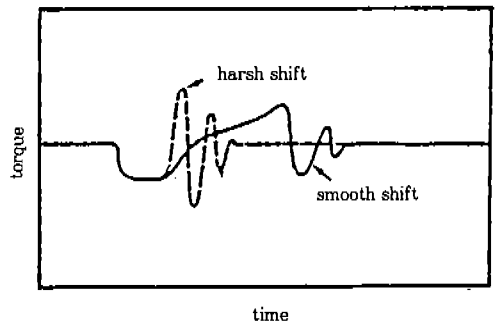


Fig.2 Shift smoothness comparison

과 거친 변속(harsh shift)에서의 토크 변화의 특징을 비교하여 나타내었다. 이 두 경우에서 토크의 최고치에 큰 차이가 있는 것은 아니다. 그러나 거친 변속에서는 클러치 체결시 토크의 급격한 변화로 인하여 차량 주행 가속도의 급격한 변화가 일어나서 차체에 충격이나 덜컹거림이 발생된다.

변속시 충격 발생에 큰 영향을 미치는 인자로는 클러치의 크기, 클러치의 마찰 계수, 기어 단수, 클러치 조작용 유압계의 특성 등이 있다. 본 연구에서는 위의 4 요소 가운데서 클러치 조작용 유압계의 특성을 개선함으로써 변속 충격 완화를 꾀하고자 한다.

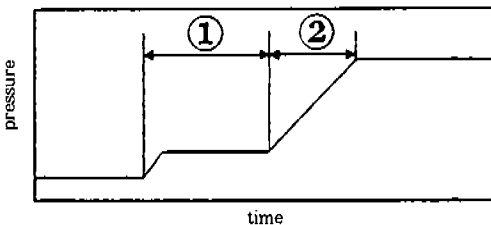
변속 장치 클러치 조작용 유압 실린더내의 압력 상승의 전형적인 패턴을 Fig.3에 나타내었다.

그림 (a)에서 시간 구간 ①을 피스톤 자유 이동(free running) 시간, 시간 구간 ②를 클러치 급속 체결 시간, 그림 (b)의 시간 구간 ③을 클러치 해제 시간이라 부르기로 한다. 변속시 충격 발생을 완화하려면 특히 Fig.3(a)에서의 클러치 급속 체결 시간을 적절한 값으로 조절할 필요가

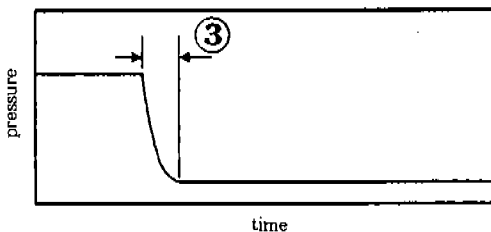
있으며, 그 방법으로는 (1) 유로에 오리피스를 삽입하는 방법, (2) 유로에 어큐뮬레이터를 설치하는 방법, (3) 비례전자 감압밸브 또는 고속 온/오프 밸브를 사용하여 전자 제어에 의한 방법 등이 있다. 오리피스 삽입 방법으로는 어느 정도 충격 완화 효과가 얻어지기는 하지만 클러치 조작용 피스톤이 자유 이동하는 동안의 소요 시간인 Fig.3(a)에서의 시간 구간 ①이 너무 길어지는 문제점이 있다. 유로에 어큐뮬레이터를 설치하는 방법으로는 클러치 체결 종료시의 압력 상승 소요시간을 용이하게 조절할 수 있으나 클러치 제어용 유압계의 구조가 복잡해지고 공간 효율이 나쁘며 클러치 해제시에 탱크로 되돌아가는 기름의 자유 흐름을 방해하여 Fig.3(b)에서의 시간 구간 ③이 길어지는 단점을 가지고 있다. 비례전자 감압밸브나 고속 온/오프 밸브를 사용하면 클러치 제어 압력의 능동제어(active control)가 가능하기 때문에 제어의 질을 현격히 높일 수 있으나 장치가 복잡해지고 장치 가격이 비싸지는 문제점이 있다.

본 연구에서는, 이상과 같은 기존의 클러치 조작용 유압계 제어 기법들의 장·단점들을 고려하여 유압 굴삭기와 같은 건설 차량에 사용하기에 적합한 장치로서, 비교적 압력 상승을 제어 기능이 우수하면서도 구조가 간단하여 고장의 우려가 적고, 제조 가격이 저렴한 새로운 형식의 압력조절장치를 고안하였다.

Fig.4는 본 연구에서 고안한 압력조절장치의 구조도이다. 이 압력조절장치는 크게 입구 오리



(a) clutch engagement



(b) clutch disengagement

Fig.3 Pressure variation pattern in a hydraulic cylinder for clutch actuation

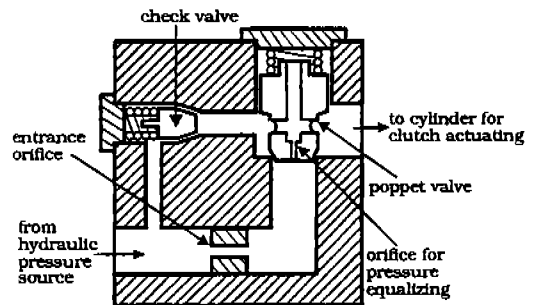


Fig.4 Sectional diagram of the pressure modulator

피스, 포핏 밸브, 균압용 오리피스, 체크 밸브로 이루어져 있다. 이 압력조절장치에서 입구 오리피스는 주로 클러치 체결 초기 단계 즉, 피스톤 자유 이동 도중에 실린더내 압력과 클러치 체결 소요 시간(Fig.3(a)의 ①)을 제어하며, 포핏 밸브와 균압용 오리피스는 주로 클러치 체결 종료 시의 압력 상승 소요 시간(Fig.3(a)의 ②)을 제어하게 된다.

한편, 클러치 조작용 실린더로부터 작동유가 빠져 나올 때는 체크 밸브를 통한 자유 흐름이 되도록 설계하였다. 여기서 사용한 체크 밸브 지지용 스프링은 매우 부드러운 것이므로 작동유가 체크 밸브를 거쳐서 탱크로 흐를 때의 유동 저항은 매우 작다.

결국 클러치 조작용 실린더에 작용하는 압력에 큰 영향을 미치는 인자로는 압력조절장치내의 입구 오리피스 직경, 포핏 밸브 수압부의 단면적, 포핏 밸브 지지용 스프링력, 균압용 오리피스의 직경이며, 이들 인자들의 값을 적절히 선정함으로써 우수한 제어 성능을 갖는 압력조절장치를 설계할 수 있다.

4. 이론 해석

Fig.5는 Fig.1의 변속 장치 클러치 조작용 유

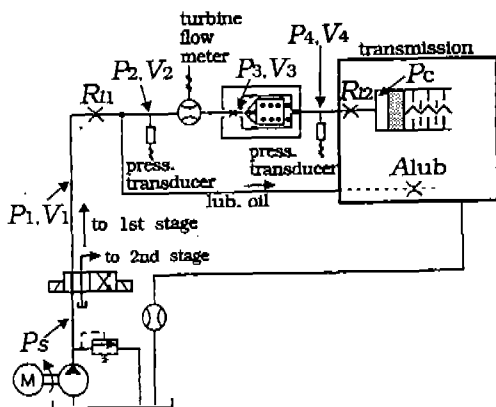


Fig.5 Simplified hydraulic test circuit of the clutch control system(limited to the circuit of 1st stage)

압계에 대한 특성 실험을 위하여 관로상에 각종 계측기를 설치했을 때의 유압계의 구성을 1단 클러치에 한정하여 간략하게 나타낸 것이다. 그림에서 클러치 제어용 유압원의 유압펌프 출구에 방향변환밸브가 설치되고 이 밸브의 조작으로 1단 혹은 2단으로의 변속이 이루어진다. 방향변환 밸브와 변속장치 내의 클러치 조작용 실린더 사이에 압력조절장치를 설치하였으며, 유압 기기들 사이를 연결하는 관로로는 유압용 고압호스를 사용하였다. 압력조절장치 직전에 압력 변환기와 유량계를 설치하였으며, 또 하나의 압력 변환기를 압력조절장치 직후에 설치하였다.

이 클러치 제어용 유압계의 동특성을 이론적으로 파악할 목적으로 여기서는 편의상 방향변환밸브로부터 압력조절장치까지의 관로내 유동 저항을 집중 저항 R_{n1} 으로 가정하고, 이 부분의 관로 길이 및 관로내 체적을 l_1, V_{n1} 으로 두기로 한다. 또한 압력조절장치로부터 클러치 조작용 실린더까지의 관로내 유동 저항을 집중 저항 R_{n2} 로 가정하고 이 부분의 관로 길이 및 관로 체적을 l_2, V_{n2} 로 두기로 한다. 클러치 제어용 유압원의 압력을 P_s , 방향변환밸브 직후 압력을 P_1 , 압력조절장치 직전 및 직후의 압력을 P_2, P_3 라 하며, 압력조절장치 내의 입구 오리피스와 포핏 밸브 사이의 압력을 P_4 라 한다. 그리고 클러치 조작용 실린더내의 압력을 P_c 라 부르기로 한다.

압력조절장치를 포함한 클러치 제어용 유압계의 수학 모델을 얻는데 있어 다음과 같이 가정한다.

- 첫째, 각 밸브 및 실린더에서의 누설은 없다.
- 둘째, 각 밸브에서 유체력은 영이다.
- 셋째, 유압 관로내 유동 저항은 집중 저항으로 간주할 수 있다.
- 넷째, 유압 관로내에서의 파동 전파 속도는 유압계 구성요소의 응답 속도에 비하여 현저히 빠르다.

이 클러치 제어용 유압계에서 사용한 릴리프 밸브(relief valve)의 정상 상태 특성 즉, 압력 오버라이드(over-ride) 특성 실험 결과를 사용하여 P_s [Pa]와 Q_c [m³/s] 사이의 관계를 근사적으로 표시하면 아래와 같다.

$$P_s = 1.7 \times 10^9 \times Q_r + 14.6 \times 10^5 \quad (1)$$

방향변환밸브로부터 압력조절장치 입구까지의 관로에서의 연속방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} C_d A_d \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \\ = \beta_{eff} V_1 \dot{P}_1 + \beta_{eff} (V_2 + V_{lub}) \dot{P}_2 \\ + C_{oi} A_{oi} \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}} + C_{lub} A_{lub} \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서 P_1 과 P_2 사이의 관계는 아래와 같다.

$$P_2 = P_1 - R_{l1} Q_{l1} = P_1 - \frac{128 \nu l_{l1} \rho}{\pi d_{l1}^4} Q_{l1} \quad (3)$$

압력조절장치내의 입구 오리피스에서 포핏밸브까지의 유로에서의 연속방정식은 아래와 같으며

$$\begin{aligned} C_{oi} A_{oi} \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}} = \beta_0 V_3 \dot{P}_3 \\ + (C_{popl} A_{popl} + C_{eq} A_{eq}) \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $A_{popl} = \pi \delta (D_s - popl - .5 X_{popl} \sin(2\theta))$, $\delta = X_{popl} \sin\theta$ (θ : 포핏의 半頂角)이다⁹⁾.

압력조절장치내 포핏 밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_{s-popl} (P_3 - P_4) = M_{popl} \ddot{X}_{popl} + B_{popl} \dot{X}_{popl} \\ + K_{popl} (X_{spr-popl-0} + X_{popl}) \end{aligned} \quad (5)$$

포핏 밸브로부터 클러치 조작용 유압실린더까지의 유로에서의 연속방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} (C_{popl} A_{popl} + C_{eq} A_{eq}) \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}} = \beta_{eff} V_4 \dot{P}_4 \\ + \beta_0 A_{pst} X_{pst} \dot{P}_c + A_{pst} \dot{X}_{pst} \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)에서 P_4 와 P_c 사이의 관계는 아래와 같다.

$$P_c = P_4 - R_{l2} Q_{l2} = P_4 - \frac{128 \nu l_{l2} \rho}{\pi d_{l2}^4} Q_{l2} \quad (7)$$

클러치 조작용 피스톤의 운동방정식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} A_{pst} P_c = M_{pst} \ddot{X}_{pst} + B_{pst} \dot{X}_{pst} \\ + K_{pst} (X_{spr-pst-0} + X_{pst}) + F_n \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)에서 클러치 체결시 피스톤에 작용하는 반력 F_n 은 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_n = 0 & \quad \text{when } X_{pst} < X_{pst-max} \\ F_n = A_{pst} P_c - K_{pst} (X_{spr-pst-0} + X_{pst}) & \quad \text{when } X_{pst} = X_{pst-max} \end{aligned} \quad (9)$$

이상의 식 (1)~(9)가 클러치 조작용 유압계의 동특성 해석을 위한 기초 방정식들이다.

위의 기초 방정식에서 각 오리피스 및 밸브의 유량계수는 실험을 통하여 구하였다. Fig.6은 압력조절장치내 입구 오리피스의 유량계수를 나타

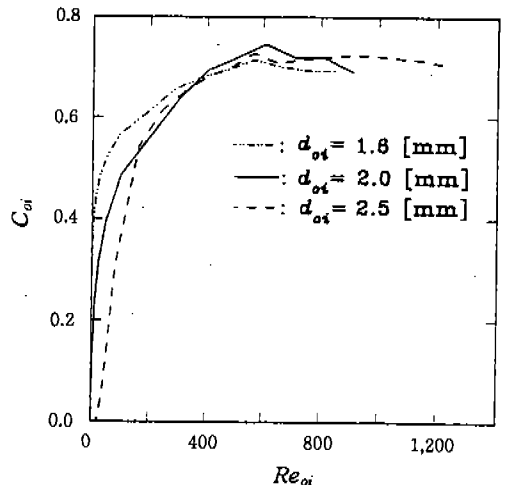


Fig.6 Flow coefficient of the inlet orifices in the pressure modulator

낸 것이다. 실험에 사용한 입구 오리피스 직경은 $D_{oi}=1.6, 2.0, 2.5\text{mm}$ 이며, 이들 오리피스 개구부의 길이는 모두 4.0mm 이다. 식 (10)은 각각의 입구 오리피스 유량계수를 레이놀즈 수 $Re_{oi} = Q_{oi}D_{oi}/(A_{oi} \nu)$ 를 사용하여 3차식으로 나타낸 것으로 계수 a, b, c, d 는 Fig.6의 실험치로부터 근사적으로 구했다. 균압용 오리피스들의 유량계수도 동일한 방법으로 측정하였다.

$$C_{oi} = a Re_{oi}^3 + b Re_{oi}^2 + c Re_{oi} + d \quad (10)$$

포핏 밸브의 유량계수는 $Re_{pop} \delta / (D_{s-pop} / 2)$ 의 함수로 표시하는 것이 편리한 것으로 알려져 있다^{8,9)}. 본 연구에서는 포핏 밸브의 유량계수를 구하는 실험에서 포핏의 변위를 10단계로 달리하면서 실험을 수행하였으며, 실험에서 얻어진 유량계수 계측치를 Fig.7에 나타내었다. 포핏 밸브 유량계수의 실험식으로 식 (11)과 같은 함수를 가정하였으며, 실험식의 계수 a, b 는 실험치에서 구했다.

$$C_{pop} = a(1 - \text{EXP}(b Re_{pop} \delta / (D_{s-pop} / 2))) \quad (11)$$

실제로 식 (11)을 사용하여 임의의 X_{pop} 값에

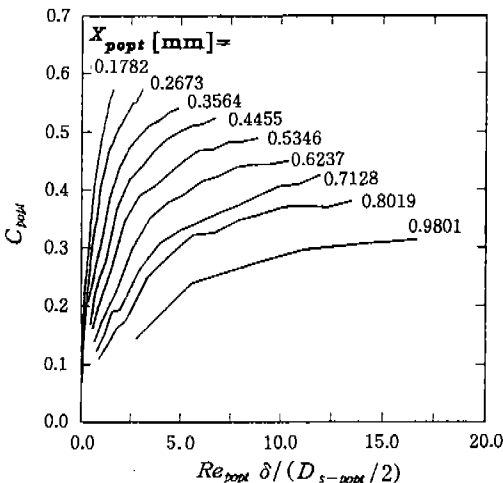


Fig.7 Flow coefficient of the poppet valve in the pressure modulator

서의 C_{pop} 값을 계산할 때는 주어진 X_{pop} 수치에 이웃하는 두개의 X_{pop} 값에 대한 C_{pop} 값들을 먼저 계산한 후 이들 수치로부터 보간하여 구하였다.

5. 실험 및 시뮬레이션

실제로 식 (1)~(9)를 해석하려면 각 식들에 포함된 물리 수치들을 미리 측정해 둘 필요가 있다. 또한, 이론 해석 프로그램 개발을 완성하려면 프로그램 개발 과정에서 대상 유압계로부터의 정확한 실험 데이터들이 필수적으로 요구된다. 그런데, 실제 변속장치내의 클러치 조작용 실린더에서는 피스톤 변위, 실린더내 압력과 같은 물리 수치들의 측정이 매우 어려우며, 그 이유는 클러치 조작용 실린더가 고속 회전이 가능한 구조이고, 또한 밀폐 구조로 되어 있기 때문이다¹⁾.

따라서 본 연구에서는 저자들이 제안하는 압력 조절장치의 성능 확인을 위한 제 1 단계 연구로서 먼저 장치의 구조를 더욱 단순화시킨 모델 실험 장치를 대상으로 한 실험 및 이론해석을 수행하고, 이어서 1단계 연구 성과를 실제 변속 장치에 적용하는 2단계 연구를 수행하기로 한다.

5.1 1단계 연구(모델 실험 장치 사용)

압력조절장치내의 입구 오리피스, 포핏 밸브, 포핏 밸브 정부의 균압용 오리피스 등의 설계 치수가 클러치 조작용 실린더내 압력 변화에 어떠한 영향을 미치는가를 정량(定量)적으로 파악하는 것이 1단계 연구의 목적이다.

Fig.1 및 Fig.5에 나타난 대상 변속장치 유압

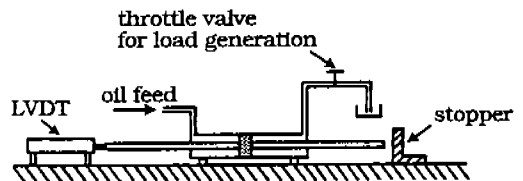


Fig.8 Hydraulic cylinder used in preliminary experiment instead of the clutch control cylinder in the actual transmission

계에서 실험 결과를 얻기가 어려운 부분은 클러치 조작용 유압 실린더 부분이므로, 이 부분을 일반적인 양로드형 유압 실린더로 대체한 모델 실험 장치를 제작하여 실험을 수행하고, 이에 대한 이론 해석도 수행하였다. 대체된 유압 실린더 부의 개략도는 Fig.8과 같으며, 여기서 사용된 유압 실린더는 수압 단면적이 12.56cm²인 저마찰형 실린더이다.

이 실험 장치에서는 실제 변속장치에서의 유회용 유압 관로 부분(Fig.1 및 Fig.5)은 없었으며, 유압 실린더에 가해지는 부하는 작동유 회귀 유로에 설치한 교축 밸브에 의한 유체 마찰 저항 부하로 모의하였다. 그리고 Fig.8에 표시된 스톱퍼(stopper)는 피스톤을 일정 구간 변위시킨 후에 급격히 정지시킬 목적으로 사용된다.

실험 수행시 포핏 밸브를 지지하는 스프링력의 세기는 스프링 상수 K_{popl} 와 스프링의 초기 변위 $X_{sp-popl-0}$ 에 의하여 설정할 수 있다. 이 스프링력의 세기와 클러치 조작용 실린더내의 압력이 상승하는 동안에 포핏 밸브가 닫히게 되는 포핏 밸브 전·후의 압력차 $\Delta P (= P_3 - P_1)$ 사이에는 근사적으로 다음 식이 성립한다.

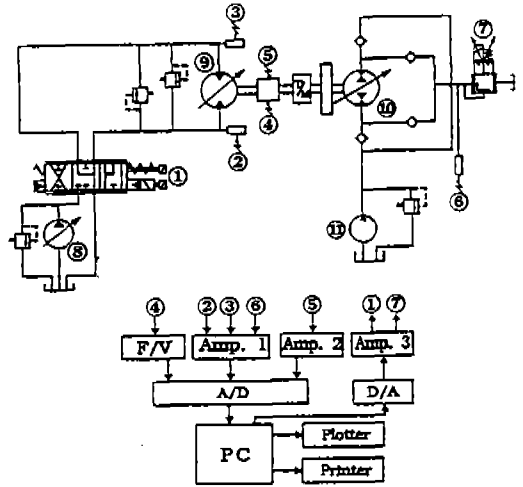
$$\Delta P = P_3 - P_1 \approx K_{popl} X_{sp-popl-0} / A_{s-popl} \quad (12)$$

이하의 본 논문에서는 포핏 밸브 지지용 스프링력을 표시하는 방법으로 식 (12)에 의한 ΔP 로의 환산치를 사용하기로 한다.

시뮬레이션에는 식 (1)~(9)에서 변속장치 유회용 유로와 피스톤 지지용 스프링에 관련된 항들을 제외시켜 얻어진 식들을 사용하였으며, 4계 Runge-Kutta법을 사용하여 수치해석하였다. 식 (1)~(9)에 포함된 각종 오리피스 및 밸브들의 유량계수들은 예비 실험에서 얻어진 실험식을 사용하여 구하였다.

5.2 2단계 연구(실제의 변속 장치 사용)

2단계 연구에서는 위에서 얻어진 지식을 기초로 하여 이 압력조절장치를 실제 변속장치에 적용할 때의 변속 특성 개선 효과를 조사하는 연구를 수행한다.



- ① proportional directional control valve
 - ②,③,⑥ pressure transducers
 - ④ rotary encoder
 - ⑤ torque meter
 - ⑦ proportional press. control valve
 - ⑧ main hydraulic pump
 - ⑨ hydraulic motor for load generation
 - ⑩ hydraulic pump/motor for load generation
 - ⑪ booster pump
- F/V : frequency to voltage converter
 Amp.1 : dynamic strain amplifier
 Amp.2 : torque amplifier
 Amp.3 : prop. valve driving amplifier

Fig.9 Hydraulic circuit, measurement & control circuit of the transmission test bench

저자들은 본 연구의 수행에 앞서 선행 연구에서 대상 변속장치의 변속 특성을 실험실내에서 간편하게 수행할 수 있게 하는 실험 시설인 건설차량 주행용 동력 전달계 실시간 시뮬레이터를 설계, 제작하였다⁷⁾. 이러한 실험 시설이 필요한 이유는, 실험에 필요한 각종 계측기 및 분석 기기를 실제 차량에 직접 장착하여 도로상을 주행하면서 실험하기란 매우 곤란하고, 또한 재현성이 있는 객관적인 실험 데이터를 얻기가 어렵기 때문이다. 따라서, 2단계 연구는 대상 변속장치가 설치된 변속장치 특성 실험 시설을 사용하여 수행하였다.

Fig.9는 변속장치 특성 실험 시설의 유압 회로

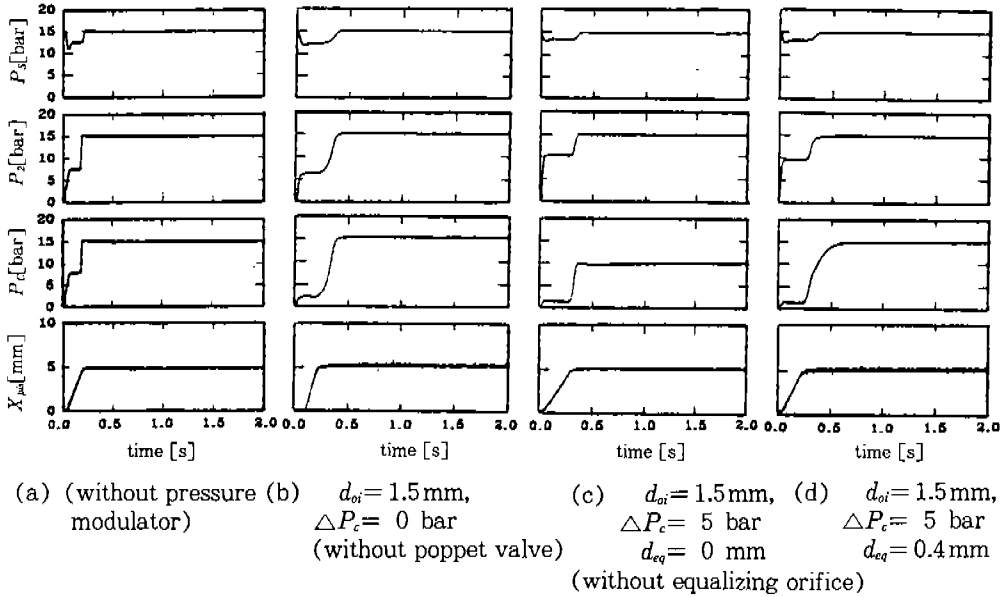


Fig.10 Experimental results of the characteristics of the clutch control system

및 계측 회로를 나타낸 것이며, 이 시설을 사용함으로써 변속장치 구동 속도와 부하 토크를 원하는 값으로 설정한 상태에서 변속시 변속장치 구동축의 회전 속도, 토크 등을 간편하게 측정할 수 있다.

실험에서는 변속장치 구동 속도와 부하 토크를 원하는 값으로 설정한 상태에서 변속장치를 운전하면서 1→2단 혹은 2→1단 변속을 수행하고, 그 때의 클러치 조작용 유압 실린더 입구측 압력 (Fig.5에서 P_1), 변속장치 구동 속도, 변속장치 구동 토크 등의 변화를 계측하였다.

또한, 비교·고찰을 목적으로 기존 클러치 제어 유압계를 가진 변속장치에 대해서도 같은 실험 조건하에서 실험을 하였다.

6. 결과 및 고찰

변속장치 클러치 체결용 유압계에서 실제 차량의 실린더를 일반적인 유압 실린더로 대치한 간략화된 실험 장치를 사용한 1단계 연구 실험 결과의 대표적인 예를 Fig.10에 나타내었다.

Fig.10(a)는 압력조절장치를 사용하지 않고 직접 유압 실린더에 압력을 인가했을 때의 실험

결과로서 피스톤이 움직이는 동안의 P_c 가 그림 (b), (c), (d)의 경우에 비하여 높으며, 피스톤이 스톱퍼에 닿는 순간에 매우 급격히 압력이 상승됨을 알 수 있다. Fig.10(b)는 압력조절장치 내의 포핏 밸브를 제거한 상태, 즉 입구 오리피스(직경 : 1.5mm)만이 압력 조절 작용을 수행할 때의 실험 결과이다. 이 실험 결과로부터 피스톤이 움직이고 있는 동안은 입구 오리피스의 작용으로 P_c 가 약 2 bar로 유지되며, 피스톤이 스톱퍼에 닿는 순간에도 입구 오리피스의 작용으로 어느 정도 압력 상승율을 조절할 수 있음을 알 수 있다. Fig.10(c)는 입구 오리피스(직경은 (b)에서와 동일)와 포핏 밸브(스프링 지지력이 밸브 입·출구 차압으로의 환산치 5 bar)가 압력 조절작용을 수행하는 경우로서 P_c 가 10 bar에 도달하면 포핏 밸브가 폐쇄되어 P_c 가 더 이상 상승하지 않음을 알 수 있다. Fig.10(d)는 포핏 밸브 정부(頂部)에 균압용 오리피스(직경:0.4mm)가 설치된 점을 제외하고는 앞의 (c)의 실험 조건과 동일한 경우의 결과를 나타낸 것이다. 균압용 오리피스의 영향으로 피스톤이 약 5mm의 구간을 자유 이동하는 동안의 소요 시간이 다소 단축되었으며, 피스톤이 스톱퍼에 닿는 순간의 압

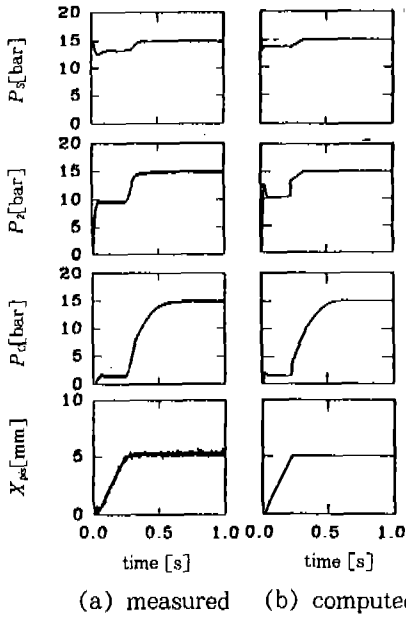


Fig.11 Comparison of experimental results and numerical results of the characteristics of the clutch control system

역 상승 소요 시간이 약 350ms로서 (a), (b), (c)의 경우에 비하여 매우 길어졌음을 알 수 있다. 또한 Fig.10(d)를 자세히 관찰하면 압력 상승 곡선상에 변곡점이 존재함을 알 수 있으며, 이 변곡점의 시점에서 포핏 밸브가 완전히 폐쇄되고 그 이후에는 전적으로 균압용 오리피스에 의하여 P_c 상승율이 결정되는 것으로 생각된다.

Fig.11에는 Fig.10(d) 실험 조건에서의 실험 결과와 이론 해석 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 이론 해석 결과는 실험 결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며, 따라서 이론 해석에 의하여 저자들이 제안한 압력조절장치에 관련된 설계 인자의 변화가 클러치 조작용 유압계의 동특성에 미치는 영향을 손쉽게 조사할 수 있음을 확인하였다.

Fig.12 및 Fig.13은 2단계 연구에서 대상 변속장치가 설치된 변속 특성 실험 시설에서 수행한 실험 결과의 대표적인 예를 나타낸 것이다. 그림에는 1단축 및 2단축 클러치 조작용 실린더 입구 압력(Fig.5에서 P_1)과 차속 및 변속장치

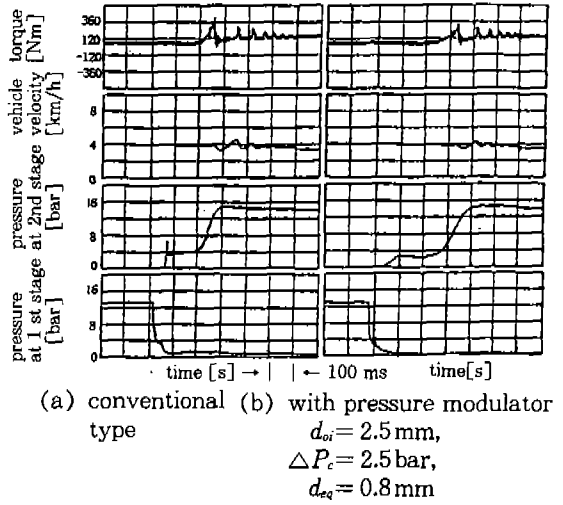


Fig.12 Shift characteristics of the transmission(shift : 1st→2nd stage, initial vehicle velocity : 4km/h, initial driving torque : 50Nm)

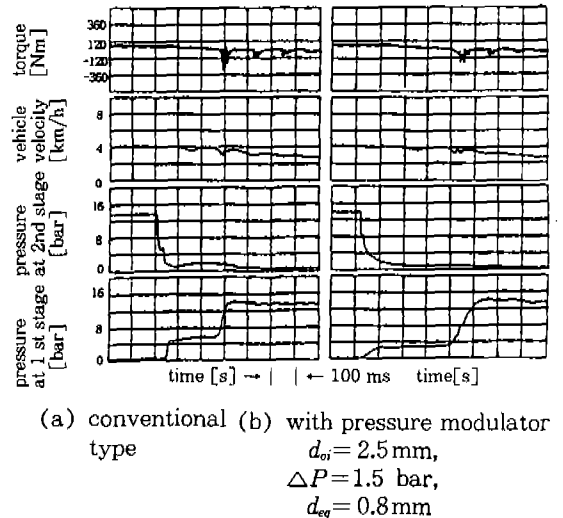


Fig.13 Shift characteristics of the transmission(shift : 2nd→1st stage, vehicle velocity : 4km/h, initial driving torque : 50Nm)

구동 토크의 변화를 나타내었다. 각 그림에서 (a)는 기존 변속장치를, (b)는 기존 변속장치에 압력조절장치를 추가했을 때의 실험 결과를 나타

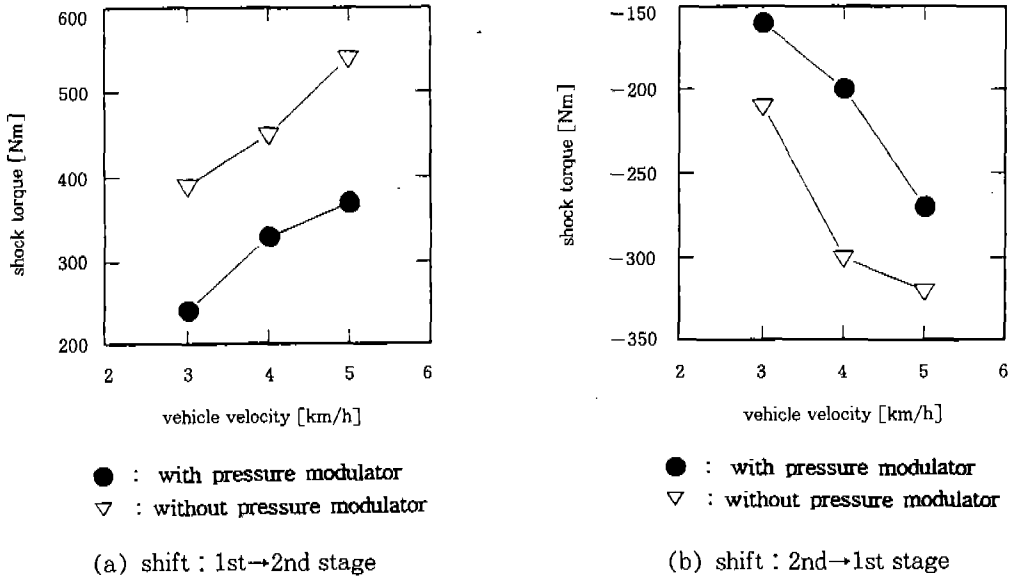


Fig.14. Comparison of maximum torque value during powershift got by experiment on the transmission test bench(initial driving torque : 50Nm)

낸 것이다.

Fig.12는 1단으로부터 2단으로 변속시의 실험 결과이며, 변속 직전의 차속 및 구동 토크는 4km/h, 50Nm이다. 2단측 클러치 조작용 실린더 입구 압력을 비교할 때, 그림 (b)에서는 클러치 급속 체결 시간(Fig.3(a)에서 ②의 구간)이 약 150ms로서 그림 (a)의 경우보다 2배 정도 길어졌음을 알 수 있다. 이와 같이 클러치 급속 체결 시간을 증가시켜 줌에 따라 변속 구동 토크의 충격치도 그림 (a)에서 450Nm 정도이던 것이 그림 (b)의 330Nm 정도로 대폭 감소하였으며, 차속의 과도적인 변화폭도 현저히 감소하였음을 알 수 있다. 그리고 1단측 클러치 조작용 실린더 입구 입력은 압력조절장치내의 체크 밸브의 기능에 의하여 신속히 하강함을 알 수 있다.

Fig.13은 2단으로부터 1단으로 변속시의 실험 결과로서, 이 경우에도 변속 직전의 차속 및 구동 토크는 4km/h, 50Nm이다. 1단측 클러치 구동용 실린더 입구 압력 파형에서 피스톤 자유이동 시간은 그림 (a), (b) 모두 Fig.12의 경우에 비하여 길어졌으며, 그 이유는 대상 변속장치의 2단 클러치용 피스톤의 행정이 1.54mm인데 비

하여 1단 클러치용 피스톤의 행정은 2.4mm로 더욱 길기 때문이다. Fig.13도 Fig.12에서와 마찬가지로 그림 (b)의 경우에는 클러치 급속 체결 시간이 매우 길어졌으며, 따라서 변속장치 구동 토크의 충격치도 큰 폭으로 감소하였음을 알 수 있다.

Fig.12와 Fig.13에서 토크의 충격치 발생 양상을 비교하면, 1→2단 변속(up-shift)에서는 정(正)방향의 충격치, 2→1단 변속(down-shift)에서는 부(負)방향의 충격치가 기록되었으며, 이러한 현상은 기존 문헌의 결과와 일치한다¹⁰⁾.

Fig.14는 기존의 변속장치와 변속장치에 압력조절장치를 부가했을 때의 실험에서 얻어진 변속시 충격 토크의 최고치를 비교한 것으로 변속 직전의 변속장치 구동 토크는 (a), (b) 공히 50Nm이다. 실험 결과로부터 실험한 전 차속의 영역에서 1단에서 2단 그리고 2단에서 1단 변속시 모두 압력조절장치를 사용함으로써 충격 토크의 최고치를 대폭 감소시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

한편, Fig.12(a) 및 Fig.13(a)의 기존 변속장치 실험에서의 클러치 급속 체결 시간을 볼 때,

변속조절장치를 사용하지 않음에도 불구하고 수십 ms의 클러치 체결 시간이 소요되고 있다. 그 이유는 Fig.1에서 알 수 있는 바와 같이 클러치 제어용 유압 관로계에는 Fig.1 ⑤와 같은 비교적 복잡한 형상의 밸브 기구가 있어, 클러치 조작용 실린더로 유동하는 작동유가 이 밸브 기구들을 지날 때 생기는 유동 손실에 기인하는 것으로 생각된다. Fig.1 ⑤의 밸브 기구들은 Fig.1 ⑥원심식 거버너와 연계되어 쉬프트 록(shift lock) 기능을 수행하게 되는데, Fig.1 ⑤, ⑥의 구성 요소들은 매우 정교한 기계 가공을 필요로 하고, 대상 차량의 용량 변화에 따른 설계 변경에 고급 기술을 필요로 하는 등의 문제점이 지적되고 있다⁷⁾. 따라서 이러한 쉬프트 록 제어 장치를 전기적 속도 센서와 차량 탑재용 컴퓨터에 의한 제어 장치가 대신하게 하고, 여기에 본 연구에서 개발한 압력조절장치를 부가하게 되면 기술적으로 한단계 성숙된 유압 굴삭기용 변속 제어 장치가 실현될 수 있을 것으로 예상된다.

7. 결 론

이상의 실험 결과로부터 저자들이 제안한 압력조절장치에 의하여 변속장치 클러치 체결용 유압 실린더내의 압력 상승율은 매우 간편하게 조절할 수 있음을 확인하였다. 또한 제안한 압력조절장치를 실제의 유압 굴삭기용 변속장치에 적용하여, 우수한 변속 조절(shift smoothness) 기능이 얻어짐을 확인하였다.

이 압력조절장치는 구조가 매우 간단하므로 제조 가격이 저렴하고, 고장의 우려가 적으며, 공간 효율이 높은 장점을 가지고 있다.

비례전자 감압밸브나 고속 온/오프 밸브로 클러치 조작용 유압계를 제어할 경우에는 압력 상승 기율을 원하는 값으로 정밀하게 제어하는데 유리하기는 하나, 압력 제어 시작 시점을 결정하기 위하여 특별한 센서⁸⁾를 필요로 하는 등 장치가 복잡하고 제조 가격이 고가로 되는 결점이 있다. 유압 굴삭기와 같이 변속 제어 성능이 다소 떨어지더라도 내구성이 우수하고 저렴한 가격의 압력 조절장치를 필요로 하는 경우에는 저자들이

제안한 압력조절장치가 매우 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. 삼성중공업(주), "휠굴삭기 MX6W-2정비 지침서", pp. 15~195, 1991.
2. K. B. Harmon and R. H. Schaefer, "Shift Modulation of Allison Automatic and Powershift Transmissions", SAE 730839, pp. 2781~2790, 1973.
3. K. Rosenbecker and G. Scoott, "A Hydrostatic Transmission for Medium Power Application", SAE861289, pp. 1~4, 1986.
4. E. Mann, "New Technology for Powershift Transmissions in Hydrostatic Driven Wheel Excavator and Wheel Loaders", SAE901555, pp. 1~10, 1990.
5. Y. Asayama and 4 others, "Research into Electronically Controlled Transmission-Report No.2 : Application to Dump trucks -", Komatsu Technological Trans., Vol. 34, No. 122, pp. 193~202, 1988.
6. Y. Katoh and H. Tanaka, "Electro-Hydraulic Pressure Control of an Automatic Transmission Using a PWM Switching Valve", Oil Hydraulics & Pneumatics in Japan, Vol. 21, No. 2, pp. 63~68, 1989.
7. 윤소남, "건설차량용 유압식 반자동 변속장치의 동특성 개선에 관한 연구", 부산수산대학교 박사학위논문, pp. 9~66, 1994.
8. 市川, 清水, "ポペット弁の流量係数について", 日本機械學會論文集, Vol. 32, No. 222, pp. 317~319, 1965.
9. 이일영, 오세경, "方向制御 로직 밸브의 동특성에 관한 研究", 한국어업기술학회지, Vol. 24, No. 4, pp. 172~179, 1988.
10. 박영일, 이장무, "차량용 변속장치의 변속과도 특성해석", 자동차공학회지, Vol. 14, No. 2, pp. 44~53, 1992.