

# 유압 브레이크시스템의 과도맥동압력 제어특성에 관한 실험적 연구 Experimental Study on the Control Characteristics of the Transient Pulsation Pressure in the Hydraulic Brake System

이주성\*, 이계복\*\*, 이충구\*\*  
Joo-Seong Lee\*, Kye-Bock Lee\*\*, Chung-Gu Lee\*\*

## <Abstract>

A method for the control of pulsating pressure transients in the hydraulic brake system has been presented and experimentally verified. This control is accomplished by installing flow restricting devices at appropriate locations in the brake oil pipe line. The experimental results presented are expected to provide a basis for transient control design of hydraulic brake systems.

*Key words* : hydraulic brake systems, pulsating pressure, transients, flow restricting devices

## 1. 서론

유압으로 작동되는 차량용 브레이크시스템에서 그 구성부품에 대한 최적성능설계기술은 다양하게 정량화 되고 체계화 되어 왔다. 즉, 각종 브레이크 종류에 따라 기구적인 측면에서 브레이크 부하용량, 마찰력, 디스크 크기, 브레이크 밸브 등 다양한 형식과 종류로 연구 적용되고 있다.<sup>1)</sup> 그러나 유체의 압력특성을 이용한 브레이크의 유압에너지에 대한 동특성 즉, 유압브레이크시스템의 과도맥동 제어 특성은 아직까지 구체적으로 정량화되어 있다고 볼 수 없다. 따라서 이 부분의 설계시에는 주로 실험에 의존하거나 경험적인 방법을 적용함으로써 최적설계의 어려움은 물론 과도한 개발기간과 개발비용이 불가피한 것이 사실이다. 또한 최적설계의

미비로 차량의 안전성 저하와 함께 차체로 전달되는 과도맥동 압력에 의한 진동 및 충격은 운전자를 안정된 상태에서 운전할 수 없게 한다. 이는 승차감의 저하로 안전운전에도 지대한 영향을 줄 수 있다.<sup>2)</sup> 이러한 브레이크시스템의 맥동제어 설계기술의 연구는 매우 중요한 과제로 부각되고 있으며 독일의 Z-F사는 이러한 과도맥동 제어를 위하여 액추에이터 입구 및 출구의 단면적을 상이하게 적용하여 제어하는 설계방법을 연구하였으며<sup>3)</sup> 일본의 Uchida사는 유압모터의 유량제어를 배압유지 밸브(counter balance valve)를 이용하여 시도함으로써 과도맥동 발생을 억제시키려 하였다.<sup>4)</sup> 미국의 Husco사는 유압회로내의 제어밸브에서 브레이크 스푼(spool)의 형상을 변화시켜 초기 맥동값을 제어하는 방법을 연구하였다.<sup>5)</sup> 이러한 방법

\* 정회원, 충북대학교 대학원 기계공학과 박사과정  
361-771 / 충북청주시흥덕구분평동1366주공6단지 604-604호

Graduate Student, Dept. of Mechanical Engineering,  
Chungbuk National University

\*\* 정회원, 충북대학교 기계공학과

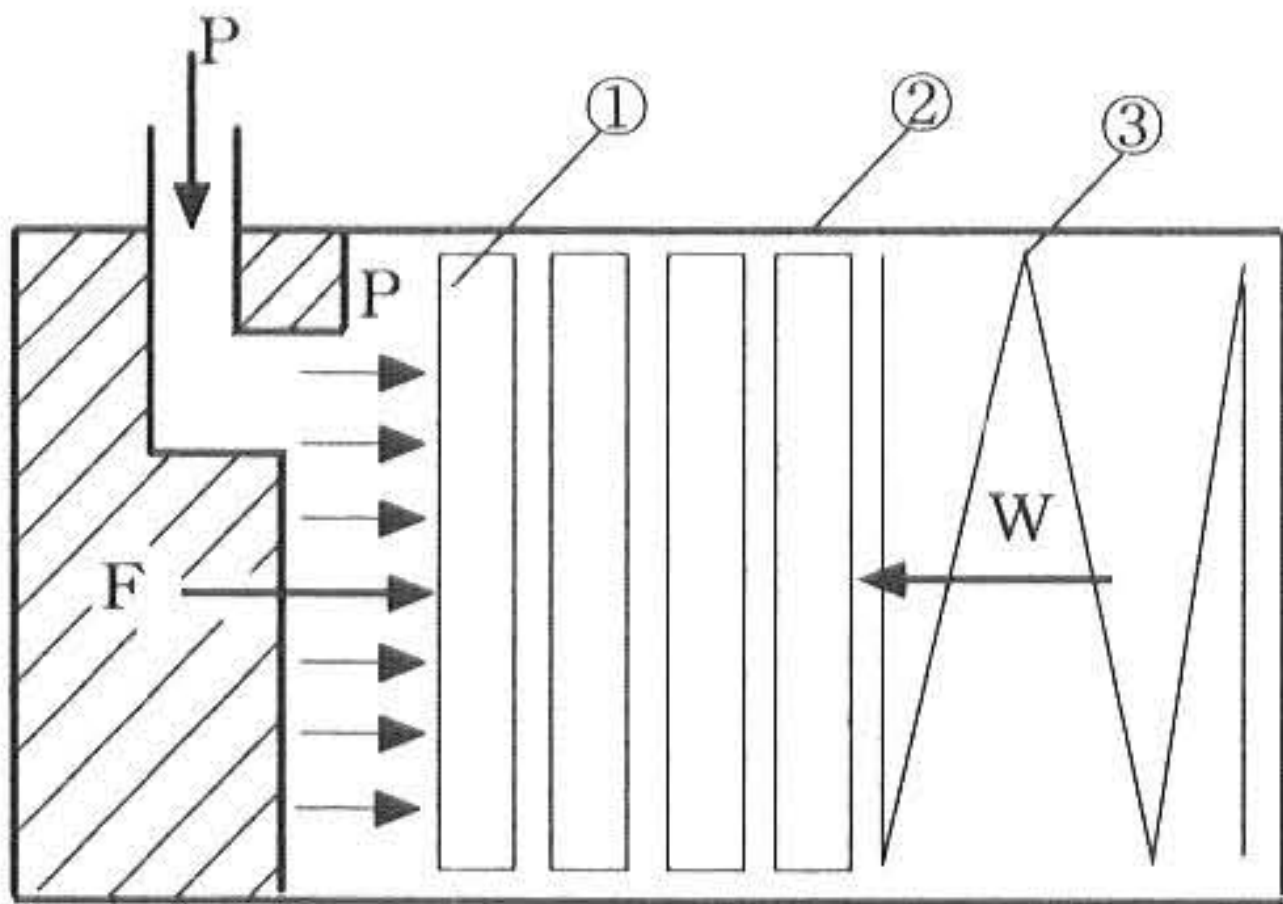
Faculty, school. of Mechanical Engineering, Chungbuk

들은 반드시 실험을 통해서만이 그 성능을 예측하거나 확정할 수 있다는 문제점이 상존하고 있다. 따라서 본 연구에서는 유압브레이크시스템을 실험장치로 구성하고, 오리피스를 삽입하여 브레이크 관로의 단면적을 변화시키는 방법으로 다양한 작동환경을 설정하여 유압맥동의 변화값을 측정하고, 이것을 각 조건별로 정량화하여 유압브레이크시스템의 설계시 과도맥동압력의 최적화 및 저감이 가능하도록 하는 연구를 수행하였다.

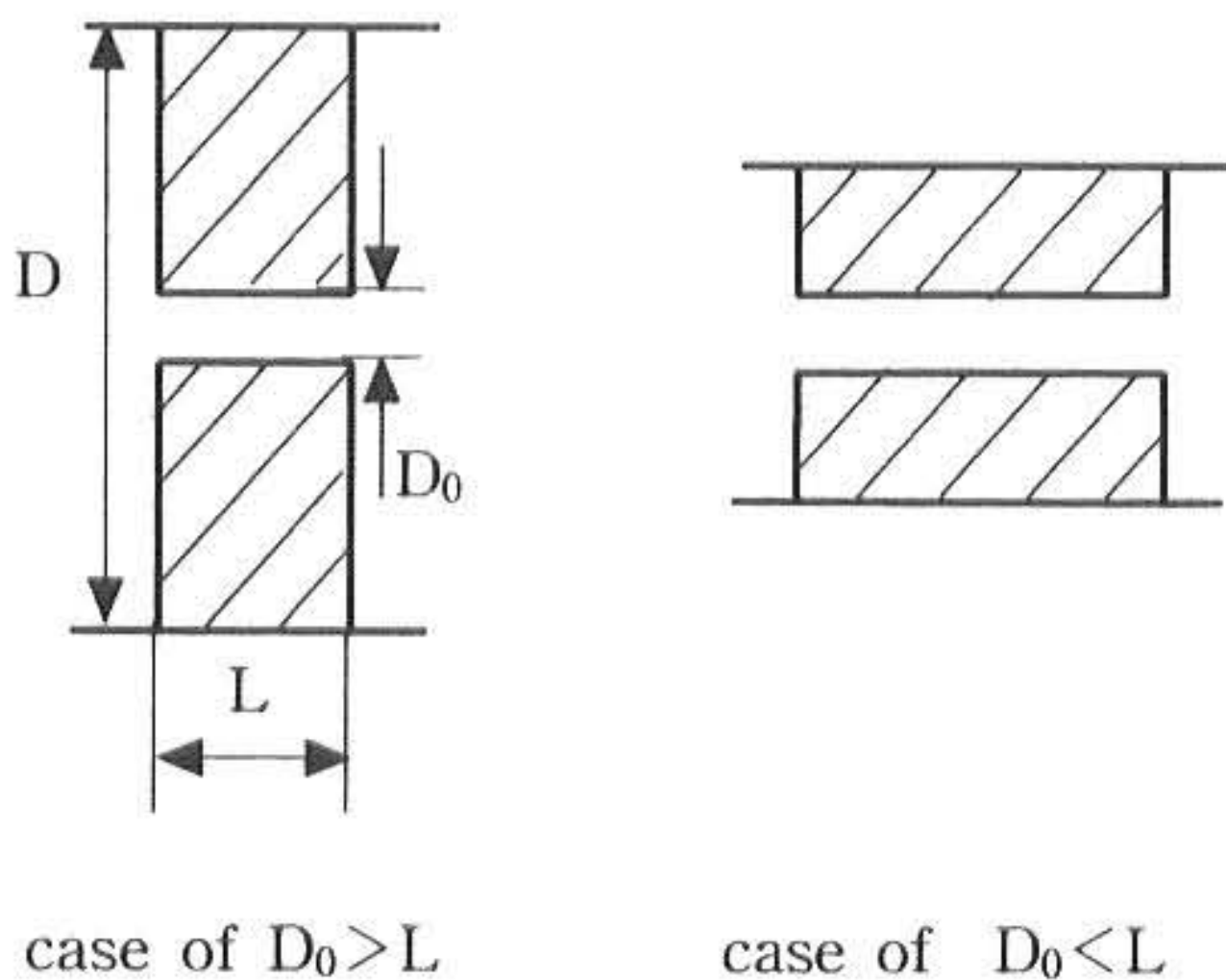
## 2. 실험장치 및 원리

### 2.1 과도맥동 발생원리

유압브레이크시스템에서 브레이크 디스크 하우징 내에는 Fig. 1과 같이 브레이크 작동과 동시에 유압력이 들어오게 되며 이때 작동력  $F=PA$ 로 표시 된다.



① brake disc ② brake housing ③ spring  
Fig. 1 General view of the actuator



case of  $D_0 > L$       case of  $D_0 < L$   
Fig. 2 The orifice type

여기서 P는 유압력, A는 디스크 단면적이며 이때 스프링하중 W와 F와의 관계가  $F=PA > W$ 로 되면 브레이크 디스크는 압축력을 받아 브레이크가 작동 된다. 이러한 작동초기에 브레이크시스템은 과도맥동이 발생 한다.

유압브레이크시스템의 유압력은 여러가지 이유로 인해 맥동이 발생될 수 있다. 그러나 가장 영향이 큰 과도맥동은 브레이크 작동시 초기 압력변화에 따른 것이라고 볼 수 있다. 이러한 초기압력의 급격한 변화를 정량적으로 제어하기 위하여, 유압시스템 내의 단면적을 변화시켜 브레이크를 작동시켜 본다. 이때 과도맥동을 줄이기 위해 오리피스를 사용하게 된다. 정상상태에서 Fig. 2와 같은 오리피스를 적용하여 단면적의 변화를 줄 경우 유속( $V_2$ )은

$$V_2 = [1 - C^2]^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (1)$$

로 된다.<sup>6), 7), 8)</sup> 여기서 C는 면적비이며 다음과 같다.

$$C = \frac{A_2}{A_1} \quad (2)$$

여기서 하첨자 1은 오리피스 통과직전 위치를, 하첨자 2는 vena contractor 위치를 나타낸다. 연속방정식  $Q = A_1 V_1 = A_2 V_2$  와 속도계수  $C_v$  를 고려하면

$$Q = C_v A_2 [1 - C^2]^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (3)$$

식 (3)에 수축계수를 적용하면

$$C_c = \frac{A_2}{A_0} \quad (4)$$

$$Q = C_v C_c A_0 [1 - C^2]^{-\frac{1}{2}} \times \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (5)$$

따라서 식 (5)에 유량계수  $C_d$ 를 적용하여 다시 쓰면

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (6)$$

여기서  $A_0$ 는 오리피스 내경의 단면적,  $P_1$ 은 오리피스 직전의 압력,  $P_2$ 는 vena contractor에서의 압력으로 오리피스 통과 후의 압력과 같은

것으로 본다.  $Q$ 는 통과유량,  $A_1$ 은 오리피스 직전의 단면적,  $V_2$ 는 vena contractor에서의 속도,  $V_1$ 은 오리피스 직전 단면에서의 속도,  $A_2$ 는 vena contractor의 단면적을 각각 나타낸다.

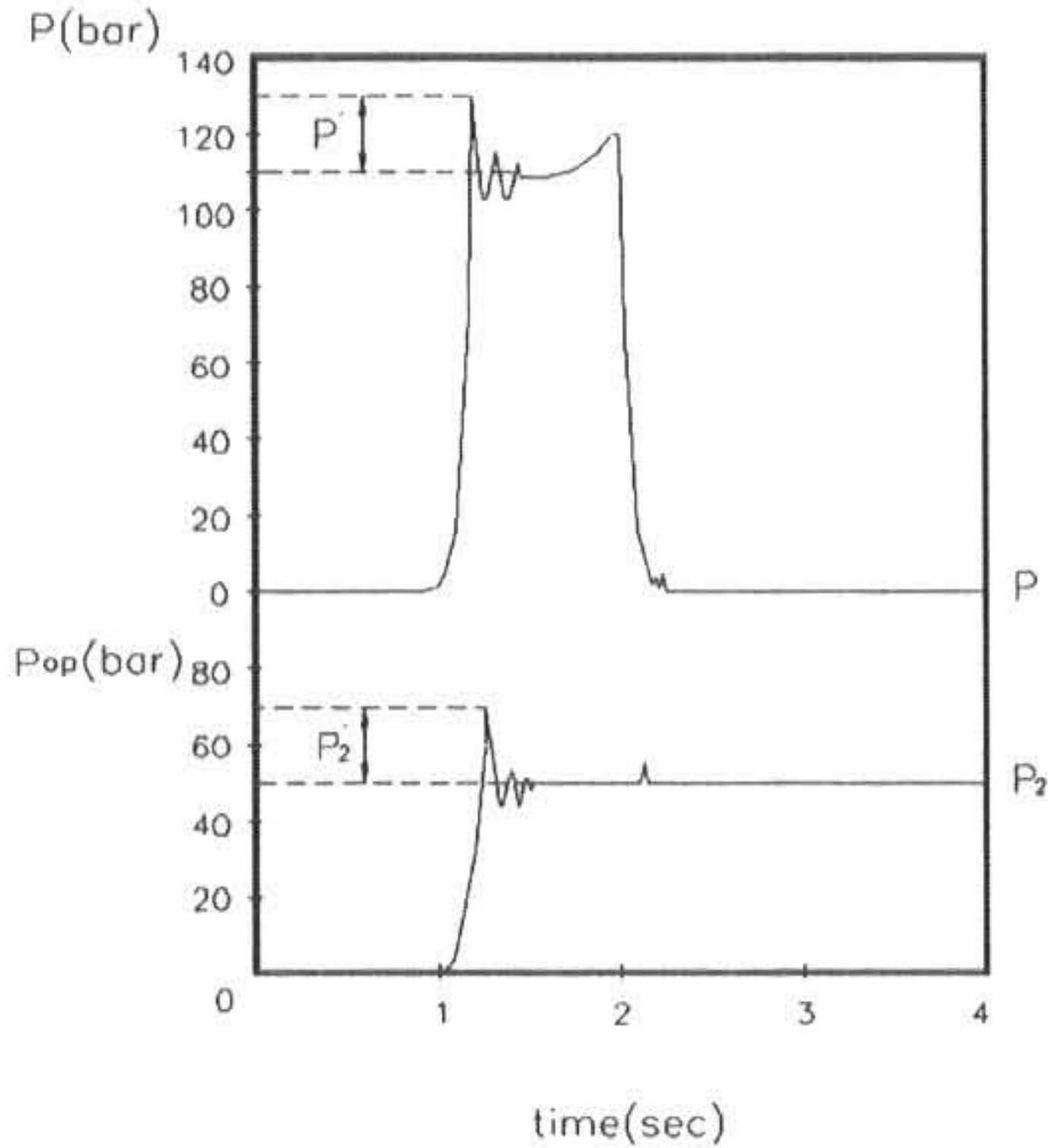
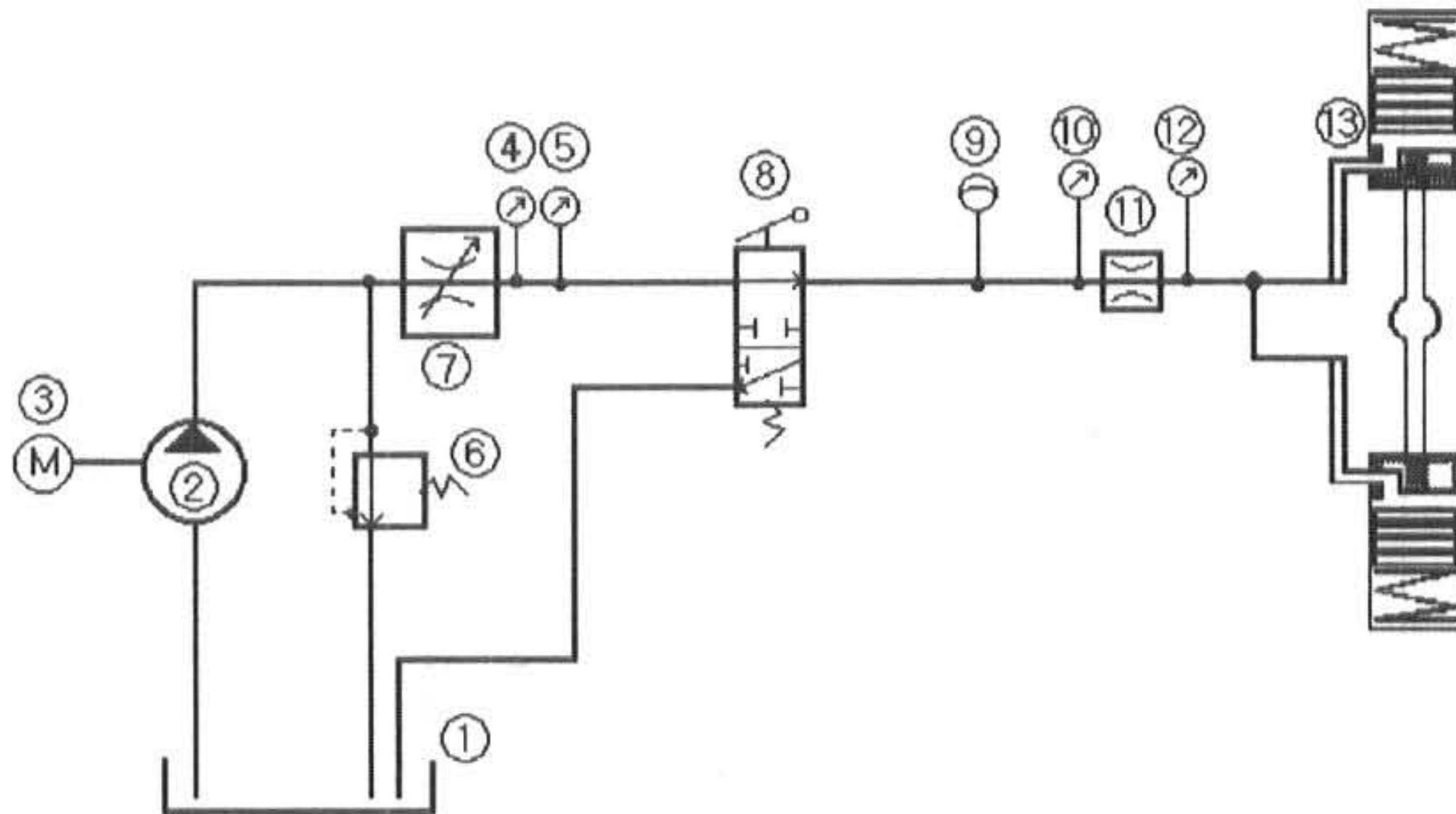


Fig. 3 Typical curve of the transient pulsating pressure in the hydraulic brake system

이와 같이 오리피스는 배관 내의 압력조절에 사용될 수 있다. 본 연구에서는 이러한 오리피스의 특성을 이용하여 브레이크 작동시 발생하는 과도맥동압력을 제어하려고 한다.

Fig. 3은 유압브레이크계통에서 과도맥동의 대표적인 형상을 보여준다. 여기서 압력  $P$ 곡선은 유압브레이크의 파이프라인 중에서 브레이크 밸브와 브레이크 펌프사이의 과도맥동 압력을 보여주는 것이다(Fig. 4의 ④번 게이지압력).

또한, 작동압력인  $P_2$ 곡선은 유압브레이크의 배관라인 중에서 브레이크밸브와 메인브레이크 디스크 사이에 설치된 오리피스 통과 후 압력을 나타낸다(Fig. 4의 ⑫번 게이지압력). 이때 압력  $P$ 와  $P_2$  값이 상이한 것은 브레이크계통의 특성상 브레이크밸브(Fig. 4의 ⑧번)에 압력리듀싱밸브(pressure reducing valve)를 적용하기 때문이다. 즉 브레이크 페달에 해당하는 Fig. 4의 ⑧번 브레이크 밸브는 기본적으로 압력 리듀싱밸브를 내장시키고 있으며, 브레이크 펌프에서 토출된 브레이크 압력  $P$ 는 ⑧번 브레이크 밸브를 통과하면서 작동압력  $P_2$ 로 된다. 여기서 작동압력  $P_2$ 가 브레이크를 정상적으로 작동시



- ① Oil tank ② Hydraulic pump ③ Motor ④ Pressure gauge
- ⑤ Flow rate gauge ⑥ Pressure control valve
- ⑦ Flow rate control valve ⑧ Main brake valve ⑨ Accumulator
- ⑩ Pressure gauge ( $P_1$ ) and flow rate gauge ( $Q_1$ )
- ⑪ Orifice ⑫ Pressure gauge ( $P_2$ ) and flow rate gauge ( $Q_2$ )
- ⑬ Main brake disk

Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

키고 있는 동안, ⑧번 브레이크밸브 내에 있는 프라이어리티 밸브(priority valve)가 브레이크 밸브 내의 P<sub>2</sub> 압력포트를 막는다. 동시에 브레이크 펌프 송출압력 P는 리턴시켜 펌프압력을 제로화 한다. 이는 브레이크 작동압력을 브레이크 펌프 구동압력에 직접 의존할 경우 발생할 수 있는 위험을 최소화 하고자 한 것이다.

2.2 실험장치의 개요

Fig. 4는 본 실험에서 사용한 실험장치를 나타낸 것이다. 전기모터에 의해서 구동된 펌프는 오일을 가압하여 주브레이크 밸브로 보낸다. 이때 유압계통 내의 압력과 유량설정은 압력제어 밸브와 유량제어밸브를 이용하였다. 이 유량 및 압력은 여러 가지 실험조건에 따라 오리피스를 통하여 메인브레이크 디스크로 유동되도록 하였으며 메인브레이크밸브를 작동시켜 실험하였다. 이러한 실험결과는 각 압력계와 유량계에 의해 기록될 수 있게 하였다.

2.3 실험조건

본 실험은 다음과 같은 조건으로 실험하였다.

- ① 실험장소의 온도는 실내온도로 한다.
- ② 작동유의 온도는 50~60℃를 기준으로 한다.
- ③ 브레이크계통 압력은 최고 60 bar까지로 한다(브레이크밸브 통과후 압력기준).
- ④ 브레이크 계통 유량은 최고 60 l/min까지로 한다.
- ⑤ 구동축은 무부하상태로 한다.
- ⑥ 유압계통내 유속은 3~4 m/s로 한다.
- ⑦ 오리피스는 직경비를 D<sub>0</sub>>L인 경우와 D<sub>0</sub><L인 경우로 구분 적용한다.

(D<sub>0</sub> : 오리피스 내경, L : 오리피스 두께)

Table 1은 실험에 사용한 오리피스의 단면적비

$$C_2 (= \frac{A_0}{A_1}) \text{와 실험조건이다. 여기서 } A_0 \text{는}$$

오리피스 내경의 단면적이다.

본 실험에서는 유량 및 압력센서를 오리피스 전후에 설치하여 실험값을 측정후 컴퓨터에 저장하여 멀티레코더로 프린트하였으며 측정오차는 ±0.25%이다.<sup>9)</sup> 이때 사용압력계의 대역폭 (band width)은 30 kHz를 사용하였고, 유량계는 기어방식을 사용하였다.

Table 1. Experimental conditions

No	parameter	conditions
1	operating pressure(bar)	20, 30, 40, 50
2	flow rate(l/min)	20, 30,40, 50, 60,
3	$C_2 = \frac{A_0}{A_1}$	C <sub>21</sub> =1.00 C <sub>22</sub> =0.64 C <sub>23</sub> =0.36 C <sub>24</sub> =0.16 C <sub>25</sub> =0.04

3. 실험결과 및 고찰

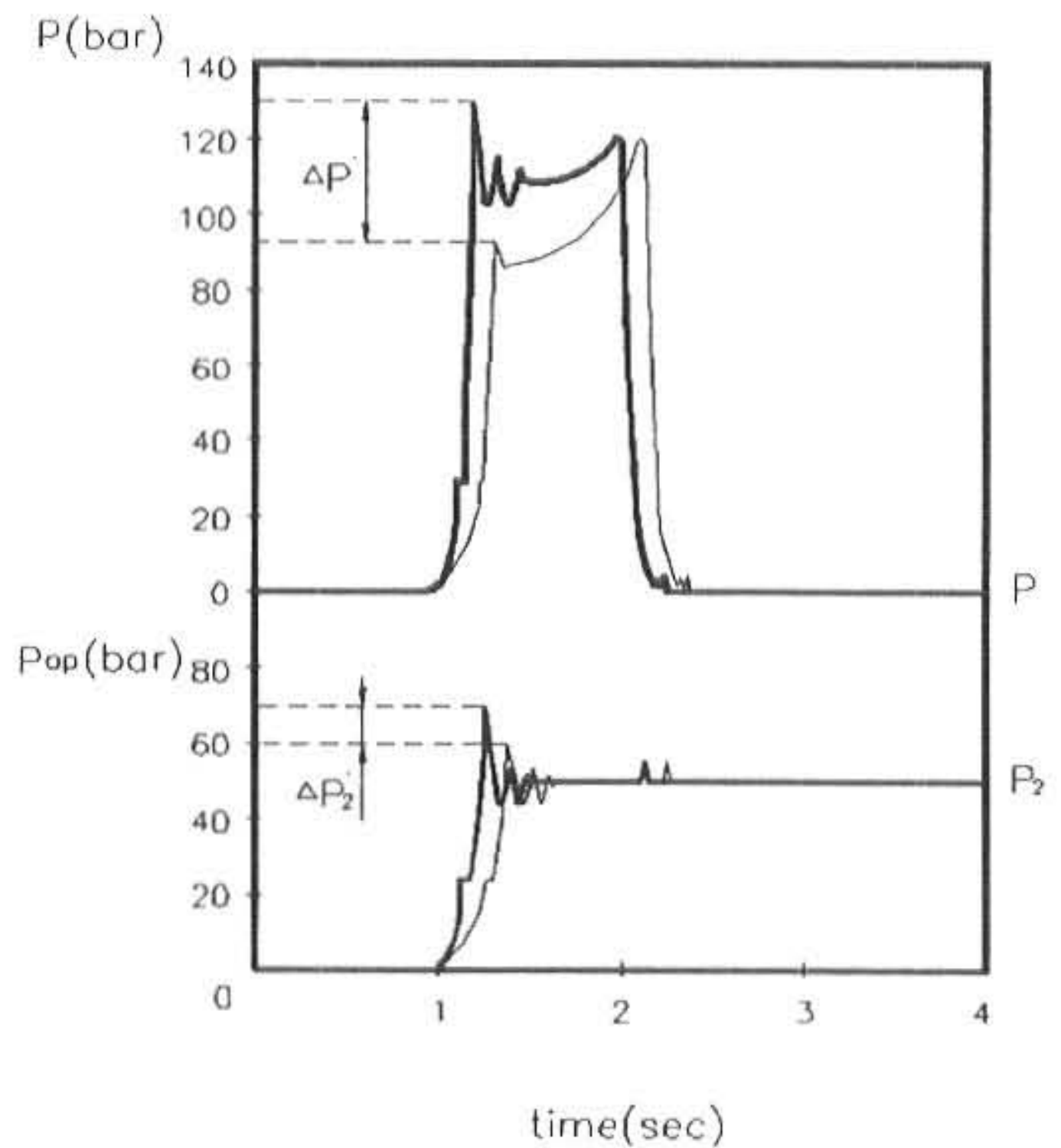


Fig. 5 Typical pressure variation by brake system operation

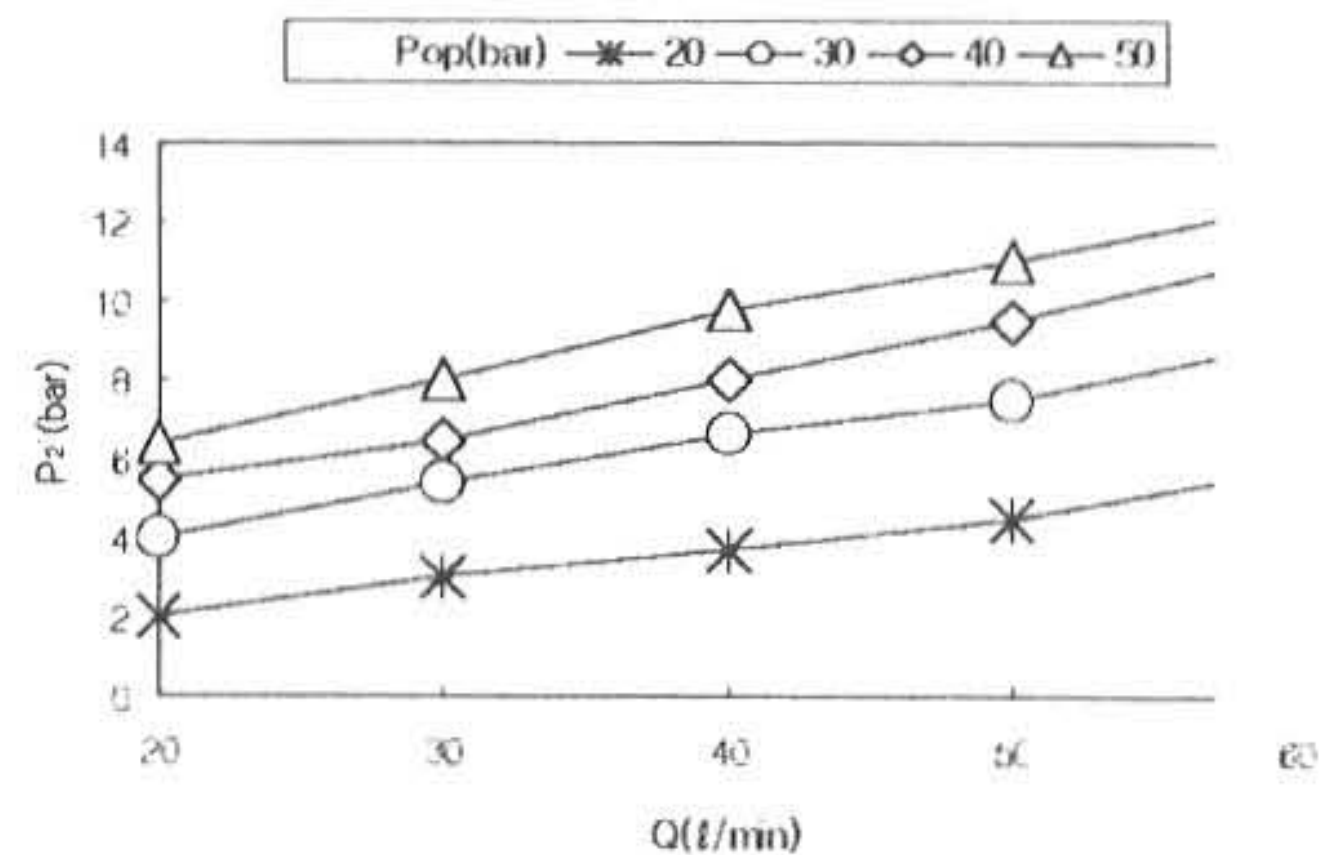


Fig. 6 The test results of the transient pulsating pressure for the flow rate variation(orifice : D<sub>0</sub>> L)

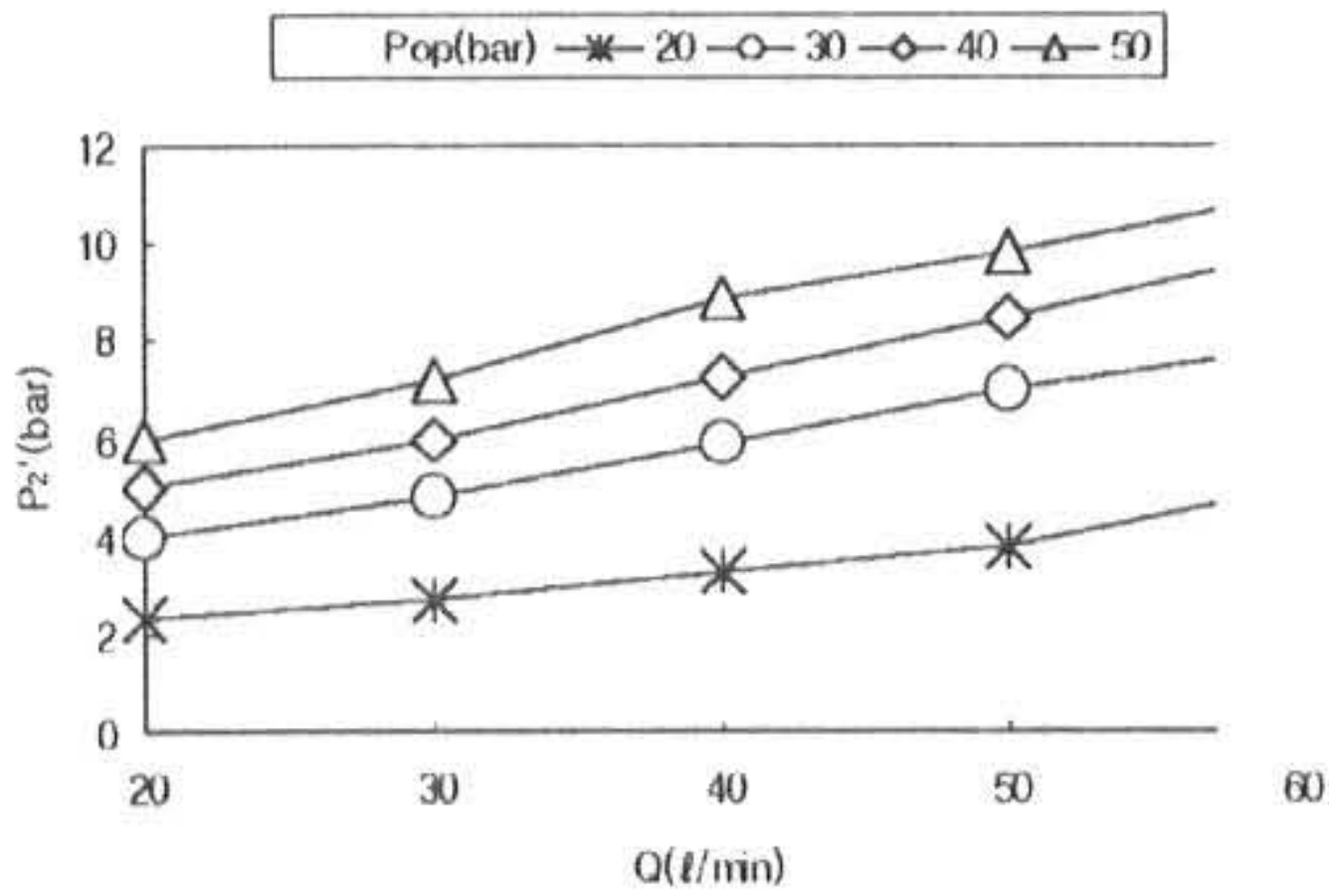


Fig. 7 The test results of the transient pulsating pressure for the flow rate variation (orifice :  $D_0 < L$ )

본 실험장치에서 브레이크 디스크의 작동초기에 발생하는 과도맥동은 Fig. 3과 같은 압력파형을 나타내게 된다. 즉, 브레이크 밸브를 작동시키면 브레이크 배관 내에 유압이 형성되고, 작동압력에 도달하면 브레이크 밸브 통과전의 압력  $P$ 는 오일탱크로 리턴(return)되고 브레이크 디스크측 작동압력  $P_{OP}$ 는 그 압력을 유지하고 있게 된다. 브레이크 밸브 작동을 원위치로 하면 브레이크 작동압력  $P_{OP}$ 는 다시 0 bar로 떨어지게 된다. 여기서  $P_2'$  값이 과도맥동치를 나타내며 계통의 조건 및 작동조건에 따라 변한다. 이러한 과도맥동은 유압계통의 안정성을 위해 설계시 최소화해야 하며 이를 위해 적절한 제어방법이 필요하다. 본 연구에서는 유압브레이크계통의 단면적을 오리피스를 이용하여 변화시키는 방법을 통하여 제어특성을 실험하였다.

Fig. 5는 오리피스에 의한 브레이크계통의 단면적변화를 준 결과이다. 굵은 실선으로 표시된 커브는 Fig. 3의 커브와 동일한 것이며, 가는 실선으로 표시된 커브가 오리피스를 적용했을 때 나타나는 커브의 형상이다. 이는 오리피스 유무에 따라 브레이크밸브(Fig. 4의 ⑧)의 통과이전 및 이후에 각각  $\Delta P'$  및  $\Delta P_2'$ 만큼의 과도맥동변화가 발생됨을 보여준다.

1) 각 압력별 유량변화시 과도맥동 변화 특성

일정 면적비를 기준으로 하여 각 압력별로 유량을 변화시킬 경우 발생하는 과도맥동의 실험

결과는 Fig. 6 및 Fig. 7과 같다.

면적비  $C_{24} (= \frac{A_0}{A_1})$ 는 0.16을 기준하였으며

Fig. 6은 오리피스가  $D_0 > L$ 인 경우이고 Fig. 7은 오리피스가  $D_0 < L$ 인 경우이다. 이때 모든 작동압력에서 유량  $Q$ 가 증가함에 따라 과도맥동압력  $P_2'$ 는 증가하는 특성을 보여준다.

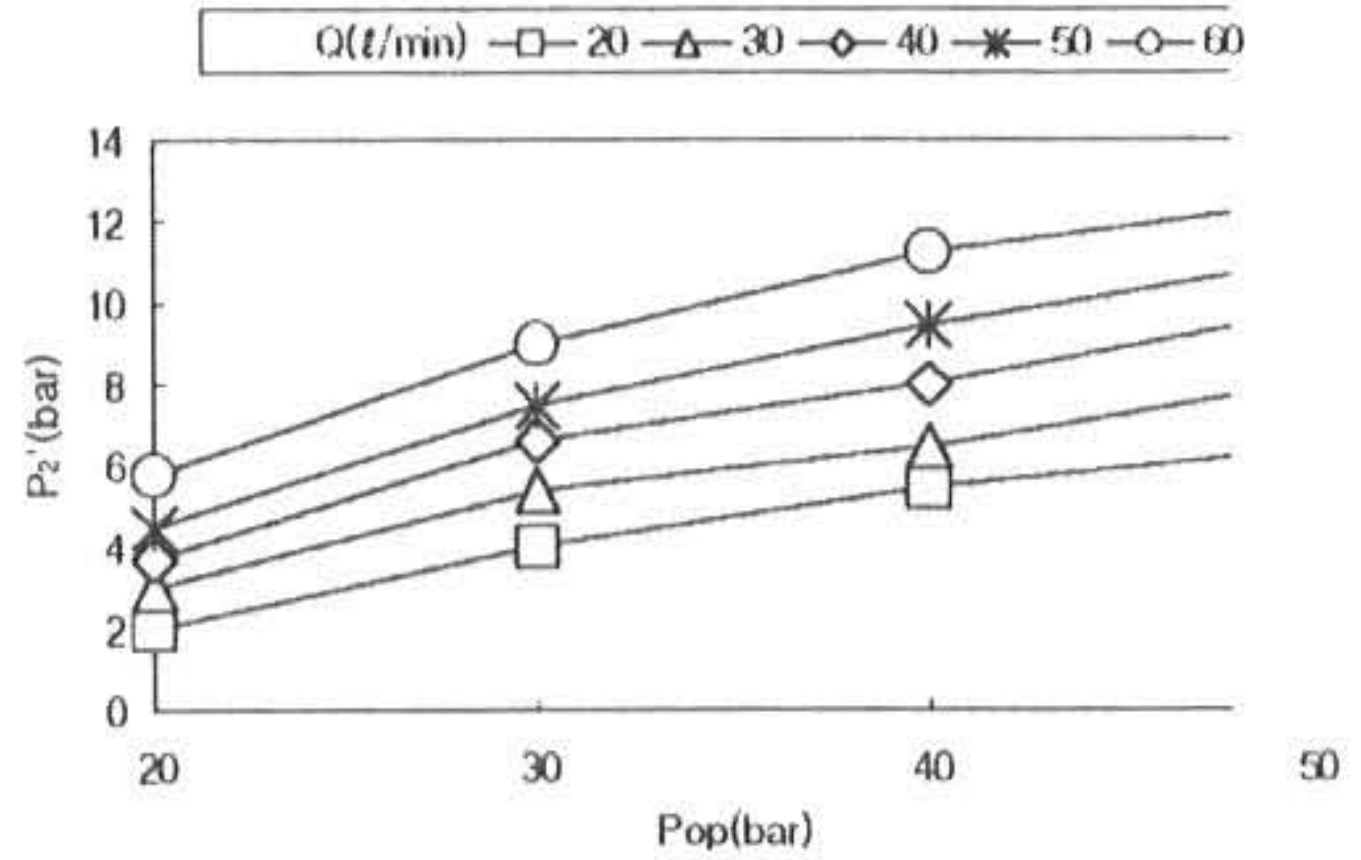


Fig. 8 The test results of the transient pulsating pressure for the pressure variation (orifice :  $D_0 > L$ )

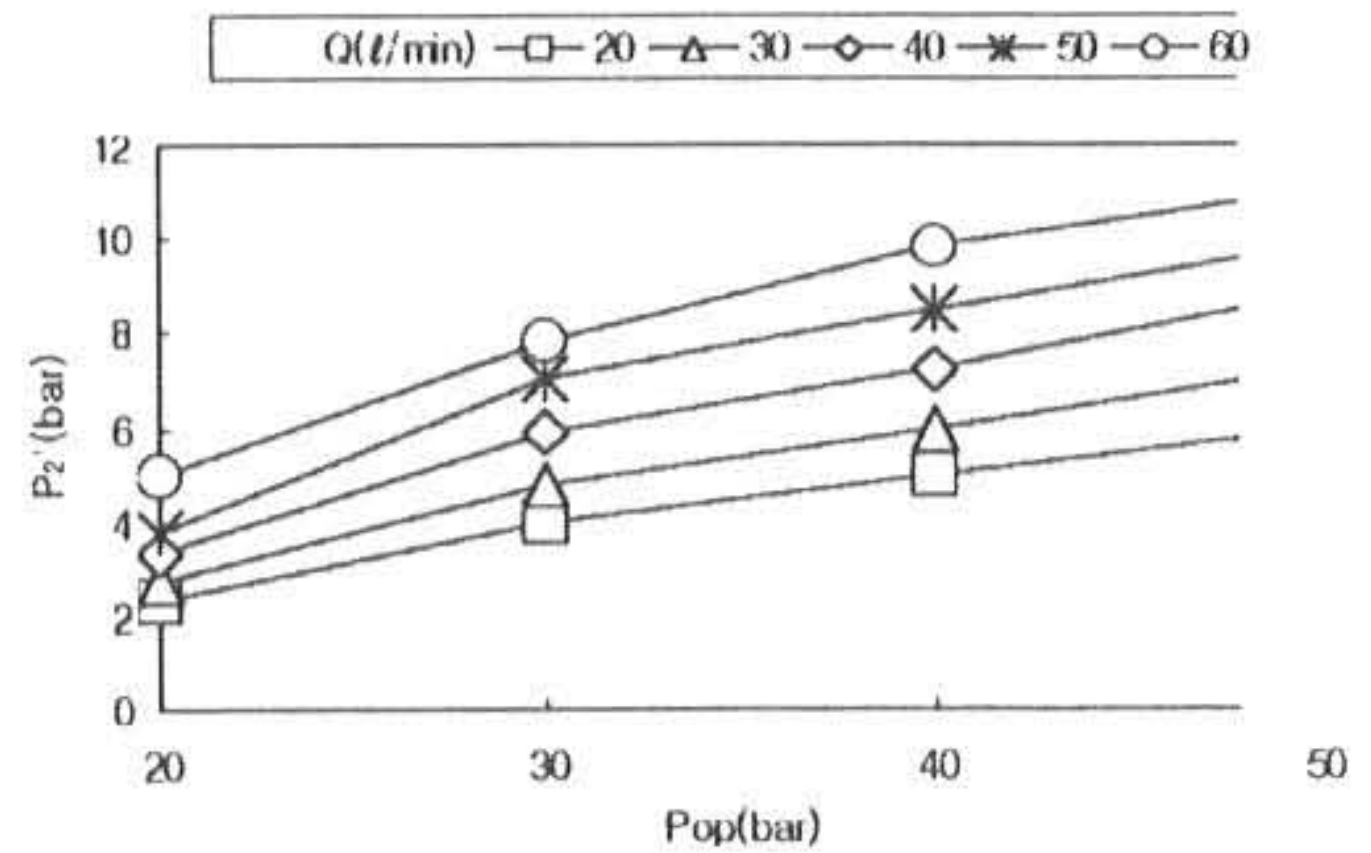


Fig. 9 The test results of the transient pulsating pressure for the pressure variation (orifice :  $D_0 < L$ )

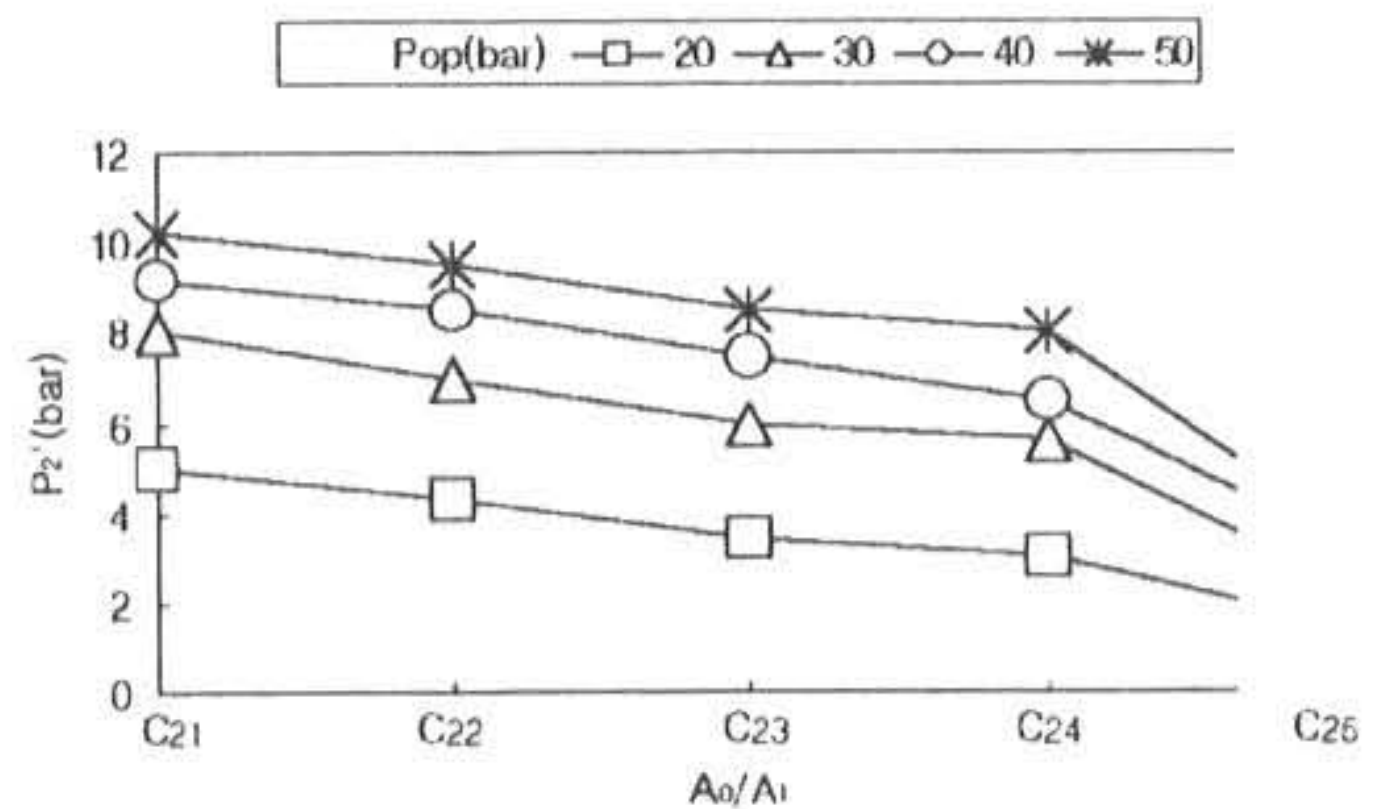


Fig. 10 The test results of the transient pulsating pressure for the area ratio variation (orifice :  $D_0 > L$ )

2) 각 유량별 압력변화시 과도맥동 변화 특성

일정 면적비를 기준으로 하여 각 유량별로 압력을 변화시킬 경우 발생하는 과도맥동의 실험 결과는 Fig. 8 및 Fig. 9와 같다.

면적비  $C_{24} (= \frac{A_0}{A_1})$ 는 0.16을 기준하였으며

Fig. 8은 오리피스가  $D_0 > L$ 인 경우이고 Fig. 9는 오리피스가  $D_0 < L$ 인 경우이다. 여기서 과도맥동  $P_2'$ 는 작동압력  $P_{OP}$ 가 증가함에 따라 모든 유량조건에서 오리피스의 형상에 관계없이 증가하는 특성을 보여준다.

3) 각 압력별 면적비 변화시 과도맥동 변화특성

일정유량을 기준으로 하여 각 작동압력별로 브레이크계의 면적비를 변화시킬 경우, 발생하는 과도맥동의 실험결과는 Fig. 10 및 Fig.

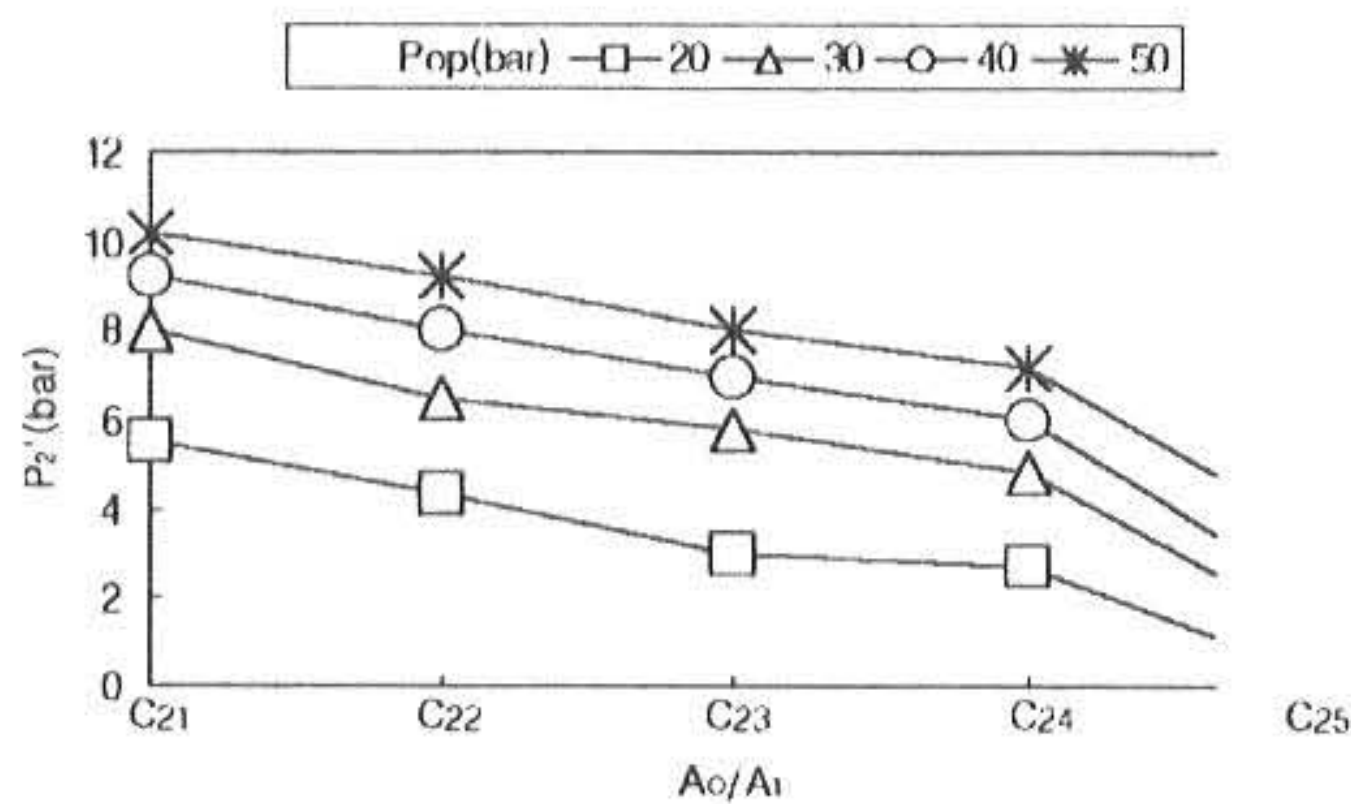


Fig. 11 The test results of the transient pulsating pressure for the area ratio variation(orifice :  $D_0 < L$ )

11과 같다. 작동유량은 30 l/min을 기준하였으며 Fig. 10은 오리피스가  $D_0 > L$ 인 경우이고 Fig. 11은 오리피스가  $D_0 < L$ 인 경우이다. 모든 작동조건에서 오리피스와 배관직경비가 작아짐에 따라 과도맥동도 감소하는 특성을 보여주며 특히, 면적비  $C_2 < 0.16$ 에서는 과도맥동  $P_2'$ 의 감소값이 더욱 크게 나타남을 보여준다.

4. 결론

유압을 이용한 브레이크 계통에 발생하는 작동초기의 과도맥동을 유압브레이크 계통 내에 설치한 오리피스의 단면적 변화를 이용하여 제어하는 실험을 수행하였다. 브레이크 작동압력과 유량변화에 따라 실험을 통해 다음과 같은

과도맥동 제어 특성을 얻었다.

- 1) 오리피스 면적비가 일정한 경우, 모든 작동압력에서 유량이 증가함에 따라 과도맥동은 증가하는 특성을 갖는다.
- 2) 오리피스 면적비가 일정한 경우, 각 유량별로 작동시 작동압력이 증가함에 따라 과도맥동  $P_2'$ 는 증가하는 특성을 갖는다.
- 3) 모든 작동조건에서 오리피스의 배관직경비가 작아짐에 따라 과도맥동은 감소하는 특성을 보여주며 특히,  $C_2 < 0.16$ 에서는 각 작동압력에서 과도맥동의 감소하는 경향이 더욱 커진다.
- 4) 본 실험에서는  $D_0 < L$ 인 오리피스를 사용한 경우가  $D_0 > L$ 인 경우보다 과도맥동  $P_2'$ 값이 낮게 나타났다. 이것은  $D_0 < L$ 인 오리피스의 경우가 마찰에 의한 압력강하량이 더 증가되어 작동압력이 낮아지기 때문인 것으로 사료된다.

후기

본 실험을 위해 협조하여 주신 미국의 유압전문회사인 Sun hydraulics Co.의 R&D Part 및 Q. C Part에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 川北和明, 機械要素設計, 朝倉書店, pp.190-220 (1984).
- 2) 青木和彦, 自動車用ブレーキの安全性, 機械の研究, pp.1-35 (1976).
- 3) Z-F, Hydrostatic powershift transmission, Z-F, Passau, pp.20-23 (1995).
- 4) Uchida, ピストンポンプ / モータ Catalogue, U.C.D, pp.40-110 (1995).
- 5) Husco, Hydraulic components catalogue, Husco, (1994).
- 6) H. E. Merritt, Hydraulic control system, John Wiley & Sons, pp.29-42 (1967).
- 7) A. B. Goodwin, Fluid power systems, Macmillan press Ltd., pp.78-112 (1976).
- 8) 田中裕久, 油空壓のデジタル制御と應用, 近代圖書, pp.43-59 (1991).
- 9) Hydro Technik, Operation manual-Measuring Instruments, Hydro Technik, pp.1-81 (1989).

(2000년 8월 16일 접수, 2001년 2월 2일 채택)