

4-노즐 플랩퍼 밸브 특성에 대한 해석적 고찰

이 재 천 (계명대학교)

An Analytical Investigation of the Characteristics of Four-Nozzle Flapper Valve

Jae-Cheon Lee (Keimyung University)

ABSTRACT

The static characteristics of four-nozzle flapper valves are investigated with both constant flow and constant supply pressure. The ranges, in which linearization of these characteristics would be valid, are discussed. Linearized dynamic model is also derived. Numerical simulations of nonlinear dynamic model are carried out by HyPneu to make an assessment of the effect of input step size in both cases of no-load and blocked-load operation.

Key Words : 4-노즐 플랩퍼 밸브(Four-Nozzle Flapper Valve), 중심개방회로(Open Center circuit), 중립위치 (Null Position), 중립 게인(Null Gain), 중립 압력 민감도(Null Pressure Sensitivity), 안정성 (Stability)

부호 표시 : C_d (유량계수), \bar{P}_L, \bar{Q}_L {무차원 부하 압력($\bar{P}_L = p_L / p_r$) 및 부하유량($\bar{Q}_L = q_L / q_r$)}, \bar{x} {무차원 플랩퍼 이동거리($\bar{x} = x / x_b$)}, a {변수 ($a = C_d \pi d_r \sqrt{2/\rho}$)}, d_n (노즐 내경), p, p_s (급유실 압력과 시스템공급압력), p_r (급유실 압력과 시스템공급압력), p_r (변수 무차원화를 위한 참고압력), $p_i, (i = 1, \dots, 4), p_a, p_b$ (각 포트에서의 압력 \bar{x}), q, q_s (급유실 유량과 시스템공급유량), $q_i, (i = 1, \dots, 4), q_a, q_b$ (각 포트에서의 유량), q_r (변수 무차원화를 위한 참고유량), x (플랩퍼의 이동거리), \bar{x} 무차원 플랩퍼 이동거리($\bar{x} = x / x_b$), x_b (중립위치에서 노즐과 플랩퍼 간의 간극), ρ (오일의 밀도)

1. 서론

중심개방(Open Center) 유압밸브는 중립위치에서 시스템 압유를 저유기로 회유하며, 밸브 위치 전환시 부하 작동에 필요한 압력을 공급한다. 따라서 안전밸브에 의해 항상 일정한 시스템압력을 공급하는 중심폐쇄(Closed Center) 유압 회로에 비해 츠로틀(Throttle) 에너지 손실을 줄일 수 있다[4]. 플랩퍼-노즐 밸브는 제작이 간편하고, 오염물에 민

감하지 않으며, 응답성능이 우수하여, 1940년대 미국 Foxboro사가 개발한 이래[1], 이단 전기유압 서보밸브의 일단계 밸브로써[2-4] 널리 사용되어 왔다. 특히 근래에는 유압서보 시스템 뿐 아니라 중심개방 유압회로[5] 구성을 위한 제어밸브로도 응용되고 있다[6,7].

Williams[6]는 최대 압력 10MPa에서 40W의 출력을 제어할 수 있는 유량제어 서보밸브형 4-노즐

플랩퍼 밸브를 개발, 실험하였다. Williams는 4-노즐 플랩퍼 밸브가 토크모터의 구동력을 줄임과 아울러 스펀밸브의 단점인 스틱 마찰력(Stiction)과 히스테리시스를 제거함으로써 1kW 미만의 중간동력 유압장치에서 기존의 스펀밸브형 서보밸브를 대신할 수 있음을 보였다. 또한 Kassem과 Arafa[7]는 일정한 공급압력 조건에서 4-노즐 밸브가 1kW 이상의 출력을 제공할 수 있음을 보이면서, 4-노즐 플랩퍼 밸브의 선형화된 동특성 모델을 이용하여, 노즐 간 유압관로의 유체 용량(Capacitance)과 관성 저항을 고려한 주파수 응답특성을 조사하였다. 그러나 Williams 및 Kassem 등의 연구는 일정한 공급유량 조건에서의 4-노즐 플랩퍼 밸브의 특성 해석이 결여되었으며, 일정한 공급압력 조건의 해석에서도 플랩퍼-노즐의 제원이 동특성에 미치는 영향이 배제되었다. 따라서 본 연구에서는 유압관로의 영향을 무시할 수 있는 중간동력의 4-노즐 플랩퍼 밸브에 대해 일정한 공급유량 및 공급압력 조건에 대해 각각 정특성과 아울러 동특성을 해석함으로써, 중심개방 유압회로 및 서보시스템에 사용될 수 있는 4-노즐 플랩퍼 밸브의 설계기준을 얻고자 한다.

2. 정특성 해석

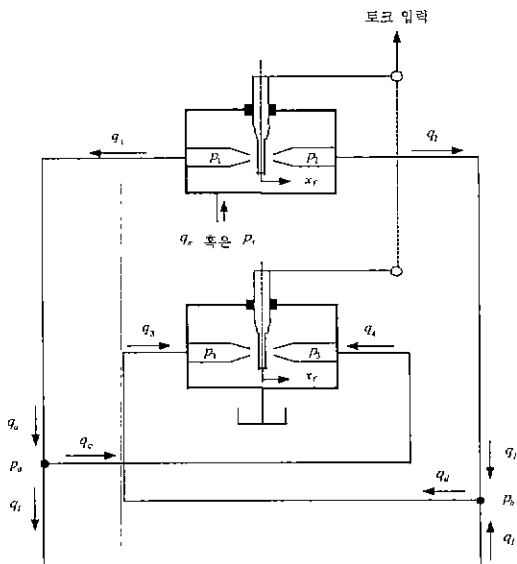


Fig. 1 4-노즐 플랩퍼 밸브의 회로도

Fig. 1은 4-노즐 플랩퍼 밸브의 기본 구성을 보여 준다. 2개의 복노즐(Double-Nozzle) 플랩퍼 밸브는 각각 급유실과 배유실을 형성하며, 각 플랩퍼-노즐 밸브의 좌, 우 노즐들이 각각 다른 플랩퍼-노즐 밸브의 반대 쪽 노즐과 연결됨으로써, 4방향 스펀 밸브와 유사한 브릿지 회로[8]를 구성한다. 플랩퍼의 중립위치에서의 위치오차 (Null-Shift)는 무시한다. 즉, 플랩퍼의 중립위치에서 플랩퍼와 노즐 간의 네 개의 간극은 동일하며, 좌, 우 노즐의 압력은 각각 서로 같다. 토크 변환기 등의 외력에 의해 두개의 플랩퍼는 동시에 같은 간격을 이동함으로써, 좌, 우 노즐 포트의 저항을 증감시켜 차압력을 유도함으로써 부하 압력과 유량을 공급한다.

플랩퍼의 이동거리에 따른 압력-유량 간의 관계식은 아래와 같이 표시된다.

$$q_1 = C_d \pi d_n (x_{f0} + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_1)} \quad (1)$$

$$q_2 = C_d \pi d_n (x_{f0} - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_2)} \quad (2)$$

$$q_3 = C_d \pi d_n (x_{f0} + x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_3} \quad (3)$$

$$q_4 = C_d \pi d_n (x_{f0} - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_4} \quad (4)$$

부하압력은

$$p_L = p_a - p_b \quad (5)$$

이며, 정상상태에서 $p_a = p_1 = p_4$, $p_b = p_2 = p_3$ 이다.

또한, 부하유량은 양방향 동일면적의 액츄에이터인 경우

$$q_L = q_a - q_c = q_d - q_b \quad (6)$$

이며, 정상상태에서 $q_a = q_1, q_b = q_2, q_c = q_4, q_d = q_3$ 이다.

밸브 급유실 유량은

$$q = q_1 + q_2 \quad (7)$$

이며, 정상상태일 때 $q = q_3 + q_4$ 이다.

일정한 공급유량 조건에서 식 (7)의 $q = q_5$ 이며, 일정한 공급압력 조건에서는 식 (1), (2)의 $p = p_s$ 이다.

상기 식 (1)-(7)을 무차원화하여 일정한 공급유량 및 공급압력 조건에서의 유량 대 압력 특성 관계식을 구하면 각각 다음 식 (8), 식 (9)와 같다. (부록: 관계식 유도 과정 참조)

$$\bar{P}_L = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1 - \bar{Q}_L}{1 - x} \right)^2 - \left(\frac{1 + \bar{Q}_L}{1 + x} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$\bar{Q}_L = \frac{1}{2} \left[(1+x)\sqrt{1-\bar{P}_L} - (1-x)\sqrt{1+\bar{P}_L} \right] \quad (9)$$

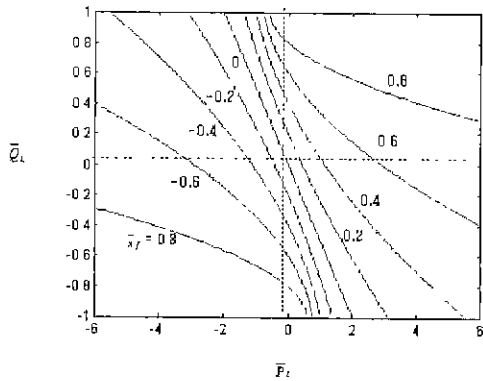


Fig. 2 일정한 공급유량 조건에서의 밸브 정특성: 부하유량과 부하압력의 관계

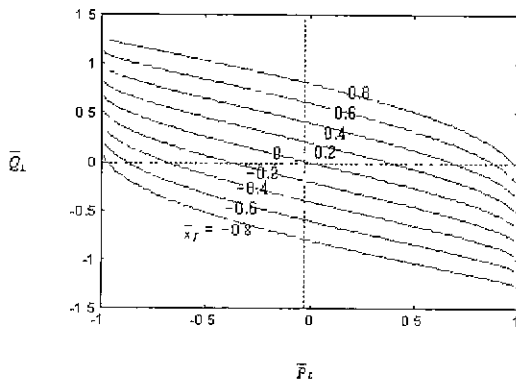


Fig. 3 일정한 공급압력 조건에서의 밸브 정특성: 부하유량과 부하압력의 관계

Fig. 2와 Fig. 3은 일정한 공급유량 조건 및 일정한 공급압력 조건에서의 4-노즐 밸브의 정특성을 각각 보여준다. Fig. 2와 Fig. 3에서 보듯이, 4-노즐 밸브의 부하 유량과 압력은 일정한 공급유량 조건에서 플레퍼가 중립위치에서 멀어지는 영역($\bar{x} > 0.3$)에서 매우 비선형적인 반면, 일정한 공급압력 조건에서는 $|\bar{P}_L| < 0.5$ 영역에서 플레퍼의 위치에 상관없이 거의 선형적임을 보여준다. 또한 Fig.

2와 Fig. 3은 4-노즐 플레퍼 밸브가 일정한 공급유량 및 공급압력 조건에서 모두, 무부하($\bar{P}_L = 0$) 유량이 플레퍼의 이동거리에 따라 선형적으로 증가함을 나타낸다.

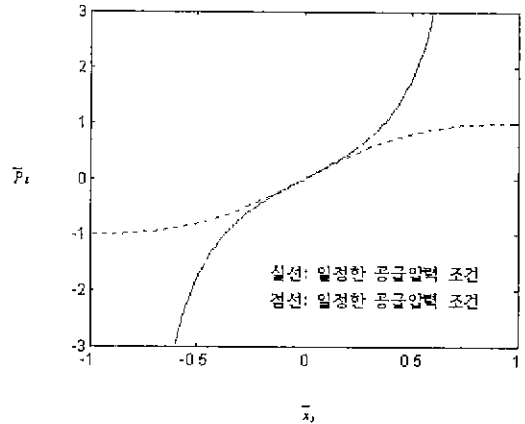


Fig. 4 부하막힘상황($\bar{Q}_L = 0$)에서의 밸브 정특성

한편 Fig. 4는 4-노즐 플레퍼 밸브의 무하막힘상태(Blocked Load Condition)에서 플레퍼 이동거리에 따른 부하압력의 크기를 나타낸다. Fig. 4에서 보듯이 일정한 공급압력 조건에서의 4-노즐 플레퍼 밸브는 일반 스피드밸브형 서보밸브와 같이 플레퍼가 중립위치에서 멀어질수록 압력계인($d\bar{P}_L / d\bar{x}$) 값은 감소한다[4]. 그러나 일정한 공급유량 조건에서는 플레퍼가 중립위치에서 멀어질수록 압력계인의 크기는 오히려 증가한다. 이것은, 4-노즐플레퍼 밸브가 일정한 공급유량 조건에서 중심개방 유압시스템의 일반적 단점인 부하압력 발생의 더딤과 플레퍼의 중립편위 (Null-Shift) 현상을 보완해 줄 수 있음을 나타낸다.

3. 선형 동특성 모델

플레퍼가 중립위치로부터의 작은 거리를 이동함에 따라 발생하는 부하유량은 일반적으로 다음과 같이 표시할 수 있다 [3].

$$q_c = (K_v q_v / x_0) x - (K_p q_v / p_s) p_L \quad (10)$$

즉

$$\bar{Q}_L = K_v \bar{X} - K_p \bar{P}_L$$

식 (10)의 K_v 와 K_p 는 각각 무차원화된 무부하

유량 및 압력계인으로써, 식 (8)과 $K_v=1, K_p=0.5$ (9)에 중립위치에서의 Taylor 급수변환을 적용하면 이다.

한편 밸브 중립위치에서 식 (1)-(4)에 대해 급수 변환을 적용하여 아래와 같이 선형화할 수 있다.

$$\delta q_1 = k_v x + k_p (\delta p - \delta p_1) \quad (11)$$

$$\delta q_2 = -k_v x + k_p (\delta p - \delta p_2) \quad (12)$$

$$\delta q_3 = k_v x + k_p \delta p_3 \quad (13)$$

$$\delta q_4 = -k_v x + k_p \delta p_4 \quad (14)$$

따라서, 부하유량은

$$q_L = \delta q_1 - \delta q_4 = 2k_v y + k_p \delta p - k_p (\delta p_1 + \delta p_4) \quad (15)$$

이며, 작은 부하 압력에 대해

$$p_L = \delta p_1 - \delta p_2 = 2\delta p_1 = \delta p_1 + \delta p_4 \quad (16)$$

이므로, 아래 식 (17)이 성립한다.

$$q_L = 2k_v y - k_p p_L + k_p \delta p \quad (17)$$

일정한 공급압력 조건에서 $2\delta p = \delta p_1 + \delta p_2 = \delta p_4 + \delta p_3 = 0$

이며, 일정한 공급유량 조건에서도 식 (11)-(14)로부터 $q_L = 2k_v x - k_p p_L$ 이다. 즉, 공급실의 압력이 크게 변화하지 않는 한, 식 (10)의 선형식이 적

용될 수 있음을 알 수 있다. 이 경우, 식 (10)과 식 (17)을 비교하여 아래 관계식을 얻는다.

$$k_v = 0.5 K, q_r / x_{j0} = 0.5 q_r / x_{j0}, k_p = K_p q_r / p_r = 0.5 q_r / p_r \quad (18)$$

4. 시뮬레이션

Fig. 5는 HyPneu[9]를 이용한 4-노즐 밸브의 구성도이다. 시스템 구성을 위한 기본 체원은 [10]에서 소개한 전형적인 이단 전기유압 서보밸브의 데이터를 이용하였다.

Fig. 6은 부하막힘 조건에서 일정공급 압력의 4-노즐 밸브의 각 노즐의 유량 변화를 보여준다. Fig. 6에서 보듯이 약 3초 후에 도달하는 정상상태에서는 정특성 해석의 결과처럼 $q_1 = q_4, q_2 = q_3$ 임을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 무부하 조건에서의 유량 동특성을 보여준다. 일정공급 압력의 무부하 조건에서는 약 1ms에 정상상태에 도달하는 우수한 응답성을 보여주고 있다.

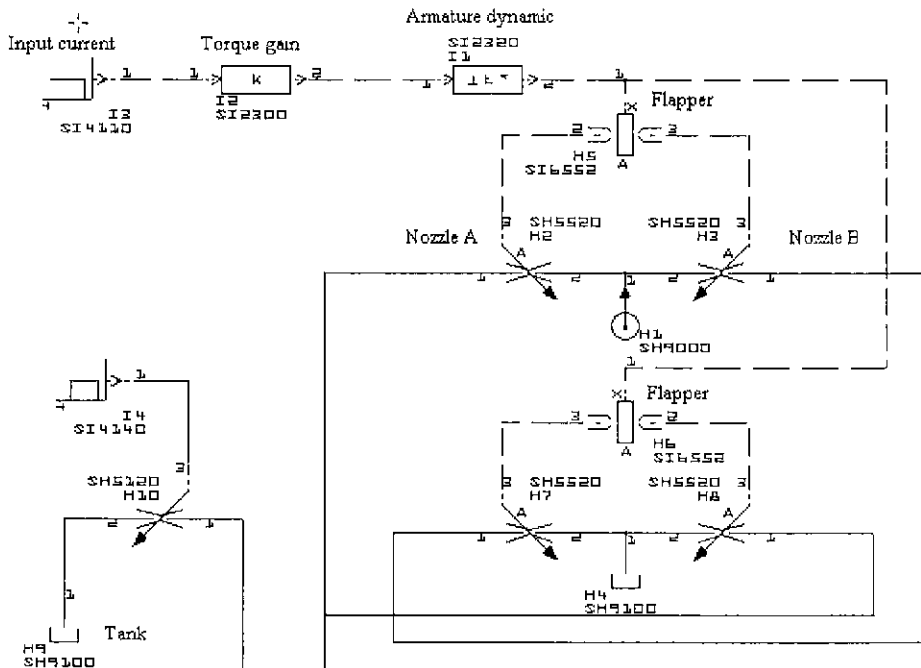


Fig. 5 HyPneu를 이용한 4-노즐 밸브의 구성도

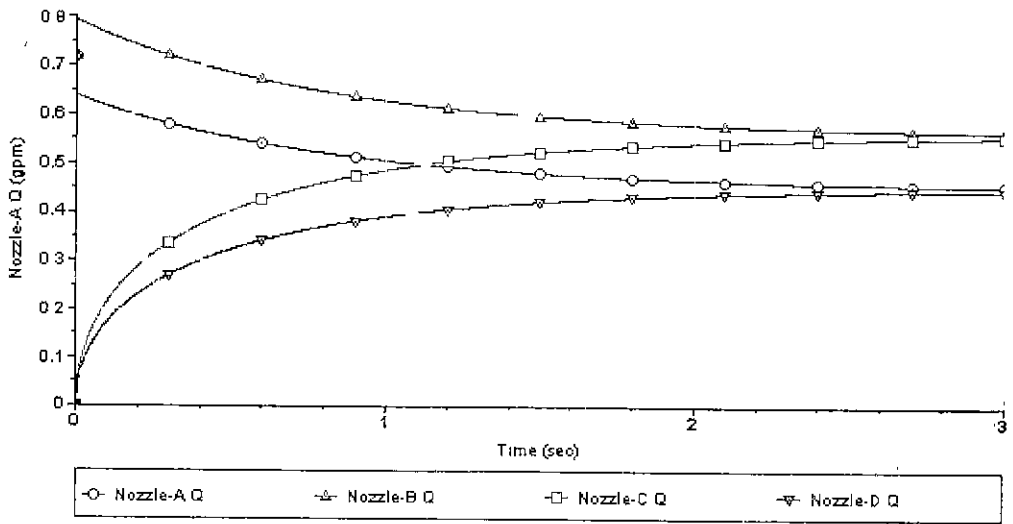


Fig. 6 일정공급압력, 부하막힘 조건에서의 각 노즐별 유량변화

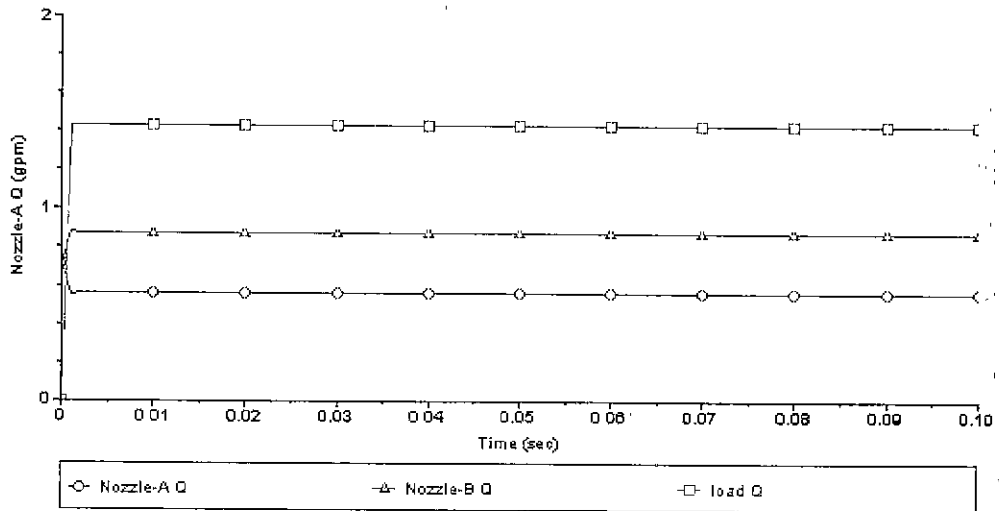


Fig. 7 일정압력 무부하조건에서의 유량 변동

4. 결론

본 연구에서는 4-노즐플랩과 밸브의 정특성과 동특성에 대해 해석적 방법과 시뮬레이션으로 분석하였다. 4-노즐밸브는 증립위치 부근에서의 우수한 성능과 오염에 민감하지 않은 장점으로 인하여 스프링

브를 대체할 수 있는 적용 사례의 개발이 기대된다.

후기

본 연구는 과학기술부, 한국과학재단 지정 계명대

학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한
것입니다.

참고문헌

1. Feng, T.-Y., "Static and dynamic control characteristics of flapper nozzle valves", *Trans. I. ASME, Journal of Basic Engineering*, pp. 275-284, 1959.
2. Maskrey, R. H. and W. J. Thayer, "A brief history of electrohydraulic servomechanism", *Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 100, pp. 110-116, 1978
3. 이제천, "전기유압 서보밸브 플래퍼-노즐에 대한 변동 배유 오리피스스의 영향 해석", *한국정밀공학회지*, 제16권, 제2호, pp. 50-59, 1999.
4. 김고도, 김수태, "전자유압 서보 유량제어밸브의 설계 및 동특성 향상에 관한 연구", *한국정밀공학회지*, 제17권, 제2호, pp. 151-160, 1999.
5. Henke, R. W., *Introduction to Fluid Power Circuits and Systems*, Addison-Wesley Pub. Co., pp. 19-25. 1970.
Systems and Equipment Conference, Los Angeles, Moog Technical Bulletin 106, 1965.
6. Williams, L J., "High performance single-stage servovalve", SAE Aerospace Fluid Power
7. Kassem, S. A. and Arafa, H. A., "Static and dynamic characteristics of four-nozzle flapper valves", *Proc. 10th Conf Fluid Mechanisms*, pp. 159-172, Brno, Czechoslovakia, 1982.
8. Merritt, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 79-83, 1967.
9. BarDyne, Inc., *HyPneu User's Manual Component Library Tutorials*, 2000.
10. Fitch, E. C. and Hong, I. T., "*Hydraulic Component Design and Selection*", BarDyne, Inc., 1997.