

이중압력 조절기 설계

김동수[†]·김강대^{*}·김명섭^{**}

Design of Dual Pressure Regulator

Dong Soo Kim, Kang Dae Kim and Myoung Sub Kim

Key Words: Pressure Regulator(압력 조절기), Energy Saving(에너지 절약), Sandwich Type(샌드위치 타입)

Abstract

In this paper, we designed sandwich type pressure regulator for air pressure control system. As a result of research, we obtained several important conclusions. First, we decided theory of poppet valve and relief valve which are used in sandwich type pressure regulator, and then designed prototype of pressure regulator. Second, we organized circuit diagram of dual pressure regulator of air pressure control system.

1. 서론

압축공기를 작동유체로 하는 공기압 제어시스템은 저가격, 제어성 향상 등의 이유로 단위기계 자동화 및 생산·조립 라인의 공장 자동화 시스템 구성에 광범위하게 활용되고 있다. 기존의 공압 제어시스템은 공압실린더, 속도제어밸브, 방향제어밸브, 압력제어기, 필터, 윤활유공급기 및 기타 배관, 피팅류 등으로 구성되어 있다. 이 시스템의 특징은 압력제어기에서 전체시스템의 압력을 제어할 뿐 실린더가 전·후진할 때 각각의 다른 압력을 공급하지는 못한다. 대신에 최종 작동기의 속도를 제어하는 시스템이다.

이렇게 될 경우 이송, 상승 및 좌임 작업시 전·후진 동작에 동일한 압력으로 구동하게 됨으로

후진시에는 과도한 압축공기의 손실을 가져오게 된다(Fig. 1). 그러나, 본 연구에서 구성할 압축공기 에너지절약형 공압제어시스템은 기존의 시스템에서 속도제어밸브를 없애고 대신에 Sub-Pressure Regulator, 즉 Energy-Saver를 부착함으로써 공압부품 가격은 그대로 유지하면서 공압실린더의 전·후진 작업시 공급압력을 달리함으로써 압축공기의 손실을 방지하는 시스템이다(Fig. 2). 이와같은 시스템은 미국의 Numatic(주), 일본의 SMC(주) 및 프랑스의 Legris(주) 등에서 이미 채택하고 있으나, 국내의 경우는 전무한 실정이며 오히려 과다설계(over-sizing)로 더 많은 에너지 낭비를 초래하고 있는 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 Dual Pressure Regulator를 설계하여 에너지 절약형 공압 제어 시스템을 개발하고자 한다.

2. 설계이론

2.1 기본이론

본 절에서는 Relief Valve와 Poppet Valve로 구성된 Sandwich형 Pressure Regulator의 설계 이론

† 한국기계연구원, 롤투롤인쇄전자공정장비팀
E-mail : kds671@kimm.re.kr
TEL : (042)868-7152 FAX : (042)868-7176

* 한국기계연구원, 롤투롤인쇄전자공정장비팀

** 한국기계연구원, 롤투롤인쇄전자공정장비팀

에 대하여 논하고자 한다.

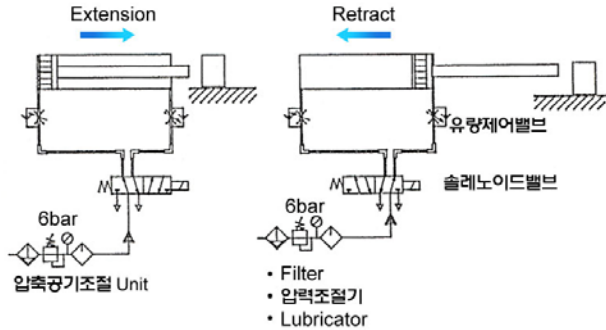


Fig. 1 Air pressure system controlled by speed regulator.

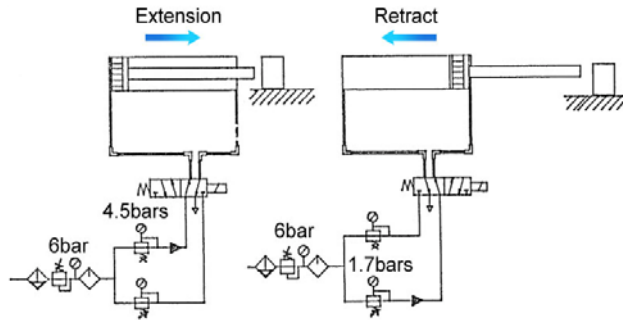


Fig. 2 Air pressure system controlled by dual pressure regulator.

Fig. 3의 Dual Supply Pressure Regulator 설계도에서와 같이 작동 원리는 핸들을 돌려 조절 스프링을 누르면 스템을 통하여 스프링 힘으로 밸브를 열고 이때에 1차 측에서 2차 측으로 공기가 흐르게 된다. 핸들을 많이 돌릴수록 높은 압력이 흐르게 되는데 이것만으로는 감압밸브의 기능이 충분하지 못하다. 2차측의 공기 소모량은 항상 변하고 있으므로 2차측 압력이 조절압력보다 낮아질 경우가 있다. 따라서 2차측으로 공기가 흘러 들어가면 2차 압력에 의해 다이어프램을 밀어 올려 조절스프링 힘과 동일한 점에서 밸브의 포켓이 정지되는 메커니즘으로 구성되어 있으며, 이렇게 해야만 2차 압력이 강하더라도 조절스프링에 의해 다이어프램이 눌러서 밸브의 포켓이 그만큼 많이 열리게 되며 2차 압력이 일정하게 유지된다. 또한, 다이어프램 중간에 Relief Valve를 부착하였는데 이는, 부하의 변동으로 2차 압력이 상승할 경우 Relief를 통해 공기를 배기시켜 줌으로써 2차 압력의 설정치를 고압에서 저압

으로 바꾸어주게 되며, 인위적으로 조절하기 어려운 2차 압력을 쉽게 변경시켜 준다.

입력조절장치를 설계하기 위해서는 다음식이 필요하다.

$$K_{as}X_{as} - A_dP_2 = F_L \quad (1)$$

$$A_{ps}P_2 - A_{pb}P_2 - K_{vs}X_{vs} = F_u \quad (2)$$

식 (1)과 (2)에서 힘의 평형방정식은 다음과 같다.

$$(K_{as}X_{as} - A_dP_2) + (A_{ps}P_2 - A_{pb}P_2) - K_{vs}X_{vs} = 0 \quad (3)$$

식 (3)에서 조절하고자 하는 압력, P_2 는 다음식과 같이 표현할 수 있다.

$$P_2 = \frac{K_{as}X_{as} - K_{vs}X_{vs}}{A_d} = \frac{F_{as} - F_{vs}}{A_d} \quad (4)$$

공기 소모량의 과다로 인하여 원하는 압력, P_2 가 강하하므로 밸브의 포켓 변위가 Δx 만큼 이동하므로, 2차측 압력이 P_2' 로 저하하는 경우는

$$P_2' = \frac{K_{as}(X_{as} - \Delta x) - K_{vs}(X_{vs} + \Delta x)}{A_d} \quad (5)$$

2차 압력 변화량은

$$P_2 - P_2' = \frac{(K_{as} + K_{vs})\Delta x}{A_d} \quad (6)$$

가 된다. 식 (6)에서 A_d 가 클수록, 스프링상수 값이 작을수록 Δx 가 커져서 밸브 포켓의 열림이 커지고, 2차 압력의 회복도 빠르며 유량특성 또한 좋아진다. 식 (3)에서 1차 압력, P_1 의 압력이 삭제되어 있으나, P_2 의 압력 변화에 약간의 영향이 있다. 위의 식들을 근거로 하여 원하는 압력, P_2 에 대한 다이어프램과 스프링 힘의 관계를 살펴보면 Table 1과 같으며 이를 토대로 설계한 Dual Pressure Regulator의 사양은 Table 2와 같다.

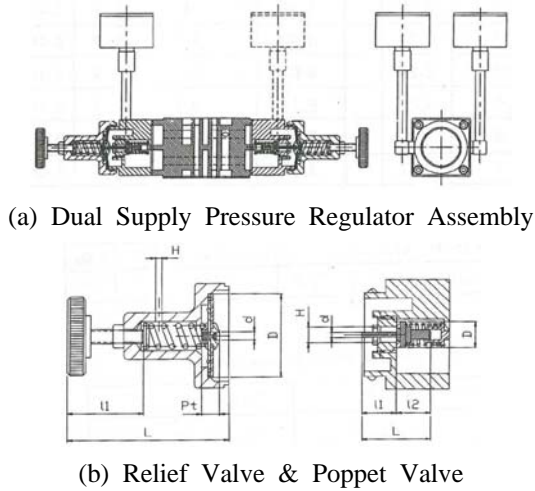


Fig. 3 Dual pressure regulator drawing

Table 1 Relationship of Diaphragm & Spring Force

P_2 (kgf/cm^2)	A_d (cm^2)	F_{as} (kgf^2)	F_{vs} (kgf^2)	$X_{as}=X_{vs}$ (mm)	K_{as}	K_{vs}
1	2.27	3.5	1.23	0.5	7	2.46
2	2.27	7.0	2.46	1.0	7	2.46
3	2.27	10.5	3.69	1.5	7	2.46
4	2.27	14.0	4.92	2.0	7	2.46
5	2.27	17.5	6.15	2.5	7	2.46
6	2.27	21.0	7.38	3.0	7	2.46
7	2.27	24.5	8.61	3.5	7	2.46
8	2.27	28.0	9.84	4.0	7	2.46
9	2.27	31.5	11.07	4.5	7	2.46
10	2.27	35.0	12.3	5.0	7	2.46

Table 2 Dual Pressure Regulator Design

Item	Dimension(mm)
Main Body	75.5x44x44
Poppet Valve	Ø3.4xØ1.0x6.5
Poppet Distance	Ø2.5x24.5
Relief Valve	Ø2.5xØ1.0x36
Diaphragm	Ø13.5x1
Fitting Size	Ø3xM7x0.75x55
End Cap Assembly	M5x20
Connection Size	1/4 inch

2.2 회로 설계

앞서 기술한 설계이론을 통하여 본 연구 목표인 밸브에 Sub-Pressure Regulator를 Sandwich형으로 부착하는 이중압력 조절장치를 설계하였다. 설계사양은 접속구경 1/4 inch용 밸브에 적합한 구조로하여 압력을 조절하는 Screw에 Relief Valve와 Poppet Valve를 복합하는 방식으로 하였으며, P-Port에서 입력된 압축공기를 A 및 B-Port의 실린더 포트에 Input되는 압력을 조절하는 회로로 구성하여 설계하였다.

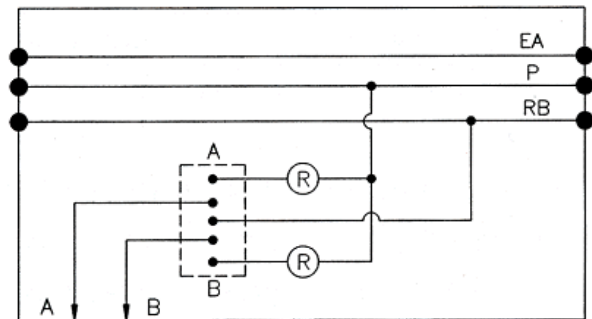


Fig. 4 Circuit diagram of dual pressure regulator

2.3. 에너지 절약형 시스템의 압축공기절약효과 비교

Fig 5는 압축공기 절약형 시스템의 개략도이다. 먼저 Pressure Regulator를 부착하지 않은 기존 시스템에 대한 압축공기 소비량, Q_1 을 구해 보기로 한다. 즉, 실린더 전·후진 동일하게 공급압력, $P_s=6kgf/cm^2$ 로 작동할 경우에 대하여 실린더의 체적, $V_1 = A \times Stroke = \frac{\pi \times 80^2}{4} \times 500 = 0.628\text{Liter}$ 이다. 전·후진시 압축공기 소비량, $Q_1 = 2V_1 \times P = 0.628l \times 2 \times 7 = 8.792\text{Liter}$ 가 된다. 이때의 추력, $F_1 = PA = 7 \times \frac{\pi \times 80^2}{4} = 35kgf$ 로 전·후진 거의 동일하다. 그러나, Regulator를 부착한 경우에 대해 살펴보면 압력 $4kgf/cm^2$ 공급하여 전진할 경우 압축공기 소비량, $Q_2 = 0.628l \times 1 \times 5kgf/cm^2 = 3.14\text{Liter}$ 가 되며 이때 전진시 추력, $F_2 = 5 \times \frac{\pi \times 80^2}{4} = 25kgf$ 로 외부 하중 $20kgf$ 를 충분히 움직일수 있다. 압력 $1kgf/cm^2$ 공급하여 후진할 경우 압축공기 소비량, $Q_3 = 0.628l \times 1 \times 2kgf/cm^2 = 1.256\text{Liter}$ 이

며, 이때 후진시 추력, $F_3 = 20 \times \frac{\pi \times 80^2}{4} = 10kgf$ 가 된다. 따라서 압축공기 절약효율, η 는 다음과 같이 50% 절약가능함을 알수 있다.

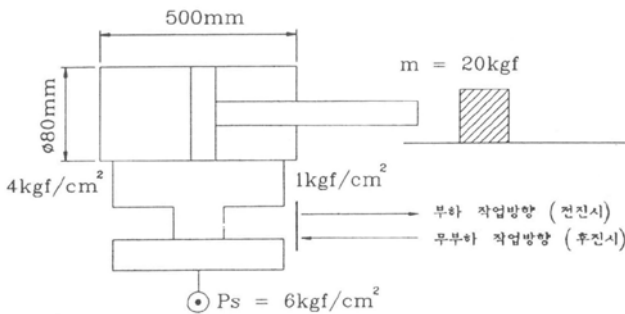
$$\eta = \frac{Q_1 - (Q_2 + Q_3)}{Q_1} = \frac{8.792 - 4.396}{8.792} \times 100 = 50\%$$


Fig. 5 Illustration of dual pressure regulator energy saver system.

따라서 현재 공장자동화 시스템 구성에 있어서 압축공기의 특징인 신속성 및 제어성 향상등의 이유로 많이 사용되고 있다는 측면에서 볼 때, 압축공기 Energy-Saver형 공압제어 시스템 구성효과는 대단한 에너지를 절약할 수 있다는 사실에서 그 중요성이 매우 크다.

4. 결 론

본 연구에서는 에너지 절약형 이중압력 조절기에 대하여 다음과 같은 연구를 수행하였다.

1. 샌드위치 타입의 이중압력 조절장치인 포켓 밸브와 릴리프 밸브의 설계이론을 정립하였다.
2. 샌드위치 타입의 이중압력 조절장치의 설계이론을 바탕으로 압력조절 회로를 설계하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부와 에너지관리공단의 에너지자원기술개발사업으로 진행중인 "압축공기시스템 에너지 절약 요소기술개발" 과제 지원으로 이루어 졌으며 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

1. J.Kain, C.Wartelle, 1973, "Dynamique des verins pneumatiques", CETIM publication.
2. MILLER Fluid power company(USA), 1983, "Engineering aids and cylinder modifications", 7552-383.
3. PARKER Fluid power company(USA), 1980 "Selecting a stop-tube", industrial pneumatic technology p.65~68.
4. D.BOUTEILLE, P.BERTRAND, "Les automatismes electro-pneumatiques et pneumatiques", Editions de l'usine nouvelle.
5. THOSHIHARU KAGAWA, 1993, "Temperature change of air in pneumatic system", in Fluid Power.
6. A.ROMITI, RAPARELLI, 1990, "Dynamic modelling and simulation of pneumatic systems", Fluid Power, 9th internation symposium.