

유압 피스톤 펌프의 폐입 구간에서의 압력 변동 특성

곽재련 · 오석형 · 정재연*

전북대학교 대학원, *군산대학교 기계공학부

**전북대학교 기계항공시스템공학부, 부설 공학연구원 공업기술연구소

Pressure Variation Characteristics at Trapping Region in Oil Hydraulic Piston Pumps

Jae-ryon Kwag, Seok-Hyung Oh*, Jae-Youn Jung**

Graduate School, Chonbuk Nat'l Univ., *Dept. of Mechanical Eng., Kunsan Nat'l Univ.,
**Dept. of Mechanical Eng. & Industrial Technology Research Institute, Chonbuk Nat'l Univ..

Abstract - Design of pre-compression region(trapping region) of the valve plate is an important element to minimize the pressure fluctuation in a cylinder and in discharge process, and pump noise. In this study, we tried to prove what the characteristics of the oil hydraulic pump would be according to the angle of the trapping region. Three kinds of asymmetrical valve plates were used. As a result, we found that by designing the trapping region, the slope of the pressure rise in the cylinder port from low-pressure suction region to high-pressure discharge region is relaxed and the pressure fluctuation width and the discharge pressure pulsation are reduced. Therefore, because the pump gets smooth pressure fluctuation and low fluid impact, the pump noise is reduce.

Key words - trapping region, pressure fluctuation, valve plate, hydraulic pump

1. 서론

유압 액셀 피스톤 펌프의 설계시 가장 중요하게 고려되는 부분중에 하나는 밸브 플레이트이다. 일반적으로 밸브 플레이트의 형상은 양방향 운전이 가능한 대칭형과, 한방향 운전만 가능한 비대칭형이 있고, 그것의 상대 운동부의 형상은 평면 형태와 베어링 패드가 부착된 평면 형태, 그리고 구면 형태 외에도 여러가지 형상들이 있다. 각각의 형상에 따라서 트라이볼로지적 특성이 달라지게 되며 펌프 성능에 직접적으로 영향을 미치기도 한다. 이러한 이유 때문에 밸브 플레이트는

많은 연구자들의 주목을 받았으며, 오랜 시간 동안의 연구와 노력으로 다수의 유용한 설계 기술들이 개발 되었다. 주요 연구 동향은, Helgestad[1][2]등은 액셀 피스톤 펌프의 소음은 실린더 내 압력 변동에 기인한다는 것과, 한 방향 작동 펌프에서 예압축 구간의 설계가 중요하다는 것을 규명하였고, Lin[3]등은 액셀 피스톤 펌프에서 폐입현상에 대한 이론적 접근을 행하였으며, Martin[4]등은 넓은 작동 범위에 걸쳐 원활한 펌프 작동을 위해서는 최적의 포트 타이밍과 도망흡 설계가 중요함을 강조하였으며, Yamaguchi[5]는 액셀 피스톤 펌프에서 폐입현상에 대해

그것들의 성능과 연계하여 이론적으로 정리하였으며, 실험을 통하여 이론해석의 타당성을 증명하였다.

본 연구에서는, 3종류의 밸브 플레이트에서 다른 예압축 각을 설계하여, 이 구간에서의 압력 변동 특성을 실제 구동조건에서 파악하고자 하였다. 특히 예압축 구간의 설계에 의해 실린더 내의 압력 변동과 토출압력의 변동 특성을 파악하고자 하였으며, 소음과의 상관 관계도 규명하고자 하였다.

2. 실험 방법

본 연구에 사용된 피스톤 펌프는 피스톤 개수 9개, 토출유량 0~70cc/rev, 최대 토출압력 35MPa, 최고 회전수 3,000rpm급의 사판식 유압 피스톤 펌프이다. 펌프의 구동은 75KW AC 서보 모터를 사용하였으며, vector inverter를 사용하여 0~2,500rpm까지 무단 변속시켰다. 측정 데이터의 신뢰성을 높이기 위해 모든 부분은 절연 시켰으며, 펌프 토출측에는 압력, 유량, 온도를 측정할 수 있는 센서를 부착하였다.

토출압력은 펌프 토출측에 부착한 압력계어 밸브(relief valve)를 사용하여 0~35MPa 까지 변화시킬 수 있도록 하였다. 작동유는 VG46을 사용하였으며, 온도를 일정하게 유지하기 위해 열 교환기를 설치하였다. 작동유는 청정성을 유지시키기 위해서 펌프 흡입측 및 탱크로 드레인 되기 직전에 필터를 장착하였다

Fig. 1은 실험용 유압 액셀 피스톤 펌프에 초소형 압력 변환기를 설치한 모습을 보여주는 단면도이며, Fig. 2는 실험장치의 유압 회로도를 나타낸다. 실린더 포트가 밸브 플레이트의 예압축 구간을 지나는 동안, 실린더 내부 압력변동의 측정을 위해 하나의 실린더에

반경방향으로 구멍을 가공하여 고성능 초소형 압력 변환기를 장착하였다. 압력 변환기 데이터 케이블은 실린더 블록이 고속으로 회전하기 때문에 꼬임을 방지하기 위하여 실린더 블록 중심의 축을 통해 회전체로부터 신호를 측정할 수 있는 슬립링(slip ring)과 연결시켰다. 압력 변환기의 신호는 슬립링(slip ring)에서 신호 조정기(signal conditioner)를 통해 레코더로 보내져 아날로그 신호로 볼 수 있고 동시에 디지털 값으로 저장된다. 획득한 데이터는 퍼스널 컴퓨터로 처리 및 분석하였다.

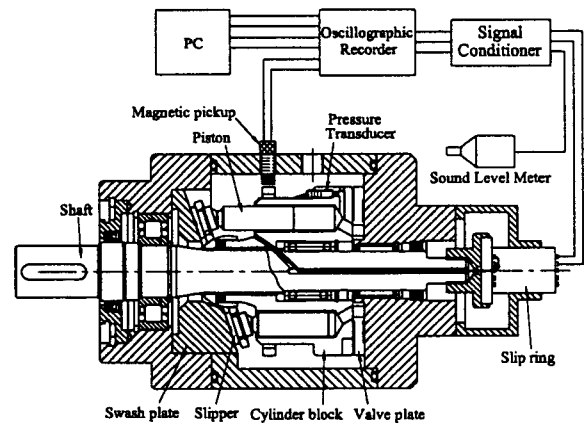


Fig. 1 Section diagram of the test piston pump

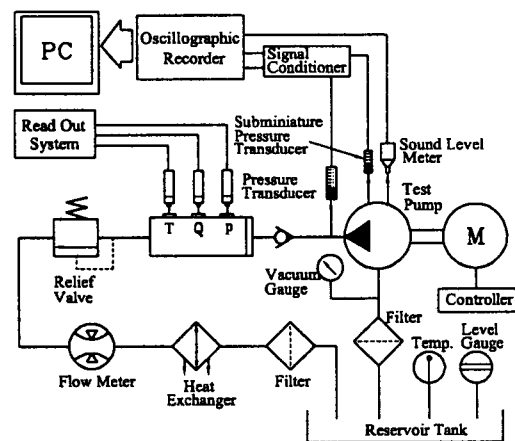


Fig. 2 Hydraulic circuit of the measurement system

예압축 구간을 설계하면, 피스톤이 토출 행정을 시작하여 이 구간을 지나는 동안 작동유를 강제 압축함으로써 실린더 내부 압력이 상승하고, 그 상승된 압력이 토출압력과 같을 때 실린더 포트가 토출포트에 연결되도록 하면 압력변동이 원활해진다. 따라서, 이 구간에서의 압력 변동 특성을 파악하기 위해, 예 압축각이 서로 다른 형상의 밸브 플레이트 3개를 설계 및 제작하였다. 실험용 밸브 플레이트의 형상은 Fig. 3에 나타내었고, 형상은 y-y축을 기준으로 비대칭 형상이다. Fig. 4은 비대칭형 밸브 플레이트의 예압축 구간에서의 압력 변동 현상의 예를 보여준다. 예 압축각(ψ)의 치수는 Table. 1에 나타내었다.

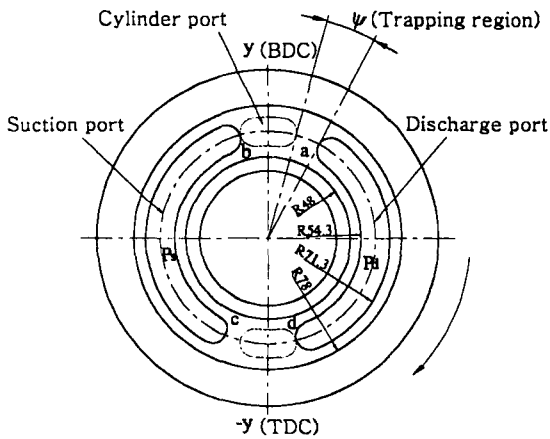


Fig. 3 Configuration of test valve plate

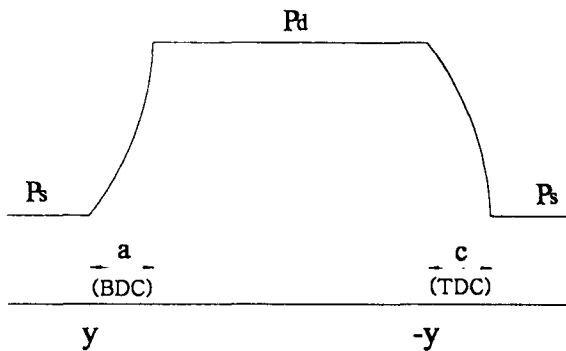


Fig. 4 Trapping phenomena of non-symmetric valve plate

Table. 1 Designs of pre-compression angle in test valve plates

Classification	Pre-compression angle, degree (Ψ)
Valve plate 1 (VP1)	0°
Valve plate 2 (VP2)	5°
Valve plate 3 (VP3)	13°

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 토출압력의 영향

Fig. 5~7은 예압축 각이 각각 0°, 5°, 13°인 밸브 플레이트를 대상으로 실린더 블록이 1회전하는 동안 토출압력에 따른 실린더 내부 압력변동을 5MPa씩 증가 시키며 5~30MPa까지 측정 한 결과 그래프이다.

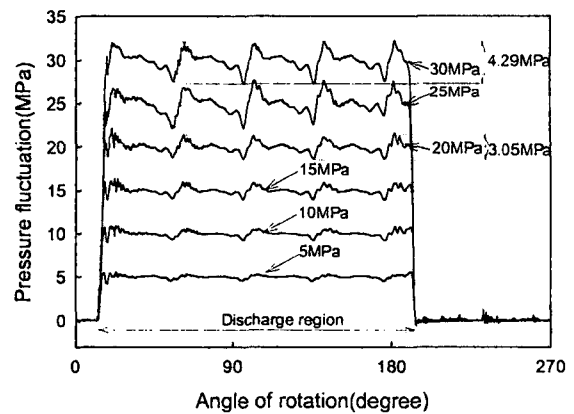


Fig. 5 Variations of pressure fluctuation in a cylinder at 1500rpm(VP1)

그래프를 통해 알 수 있듯이, 모든 토출압력 범위에 걸쳐 동일 토출압력 조건에서 VP1의 압력변동 폭에 비해 VP2, VP3의 압력변동 폭이 크게 감소하여 나타난다. 토출압력 20MPa의 경우, VP1의 압력변동 폭은 3.05MPa이고, VP3의 압력변동 폭은 3.41MPa이다. 예압축 구간이 없는 VP1을

기준으로 했을 때, 13°의 예압축 구간을 갖는 VP3의 압력변동 폭은 전체적으로 30% 정도 감소함을 알 수 있다.

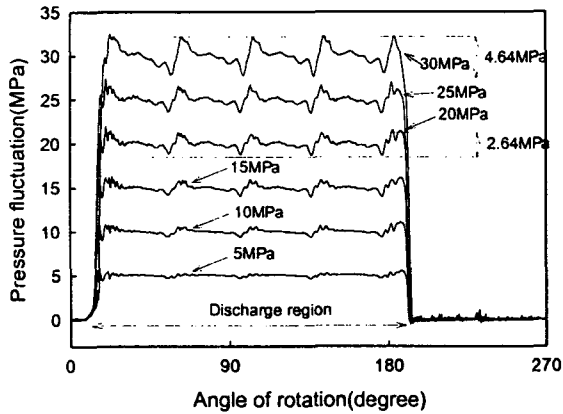


Fig. 6 Variations of pressure fluctuation in a cylinder at 1500rpm(VP2)

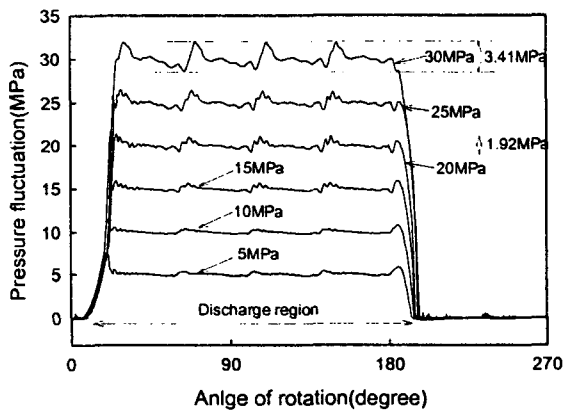


Fig. 7 Variations of pressure fluctuation in a cylinder at 1500rpm(VP3)

3.2 압력 맥동 비교

Fig. 8은 회전속도 1500rpm, 토출압력 10MPa의 조건에서 VP1, VP2, VP3의 실린더 내부 압력변동의 차이를 비교한 그래프이다. 그래프를 통해 저압의 흡입영역에서 고압의 토출영역으로 전환하는 압력상승 기울기가 뚜렷한 차이를 보이고 있음을 알 수 있다.

VP1에 비해 VP2, VP3의 압력상승 기울기가 훨씬 완만하게 나타난다.

한 가지 특이한 것은 가장 완만한 압력상승 기울기를 갖는 VP3의 경우가 상승초기의 압력 오버슈트는 가장 크게 나타난다는 것이다. 이것은 예압축 구간을 설계할 때 나타나는 역효과로 예압축 구간을 지나는 동안 상승되는 실린더 내부 압력이 토출압력보다 큰 경우 발생한다. 즉, 토출압력이 예압축에 의해 상승하는 압력보다 낮으면 큰 압력오버슈트가 발생하여 오히려 좋지 않은 결과를 초래한다.

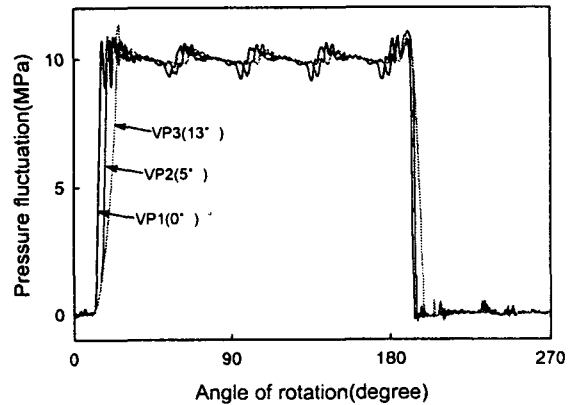


Fig. 8 Comparison of pressure fluctuation in a cylinder at 10MP

Fig. 9는 회전속도 1500rpm, 토출압력 20MPa의 조건에서 VP1, VP2, VP3의 실린더 내부 압력변동의 차이를 비교한 그래프이다. 역시 VP3의 경우가 가장 완만한 압력상승 기울기를 갖는다. 토출압력 10MPa의 경우 VP3에서 나타났던 상승초기 압력 오버슈트가 나타나지 않는데, 이것은 토출압력의 증가가 예압축 되어 상승하는 압력보다 높은 조건이 되었기 때문으로 생각된다.

Fig. 10은 보다 자세한 상승 기울기 차이를 살펴보기 위해 압력 상승초기의 영역을 확대해 나타낸 그래프이다. 상승기울기를 시

간으로 환산해 보았다. VP1의 경우 흡입압력에서 토출압력까지 상승하는 시간이 6×10^{-4} (s)이고, VP3의 경우 15.5×10^{-4} (s)이다. 13°의 예압축 구간을 설계하면, 압력상승 시간은약 2.6배 정도 느려짐을 알 수 있다.

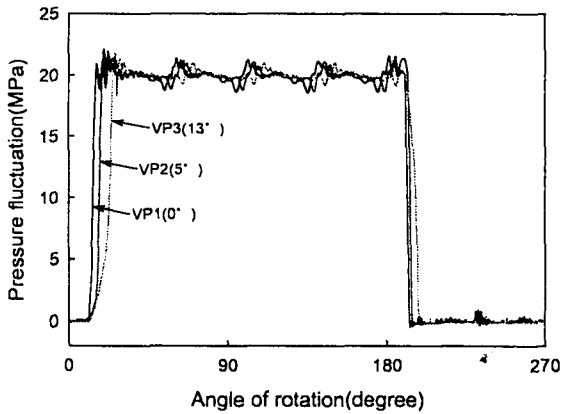


Fig. 9 Comparison of pressure fluctuation in a cylinder at 20MP

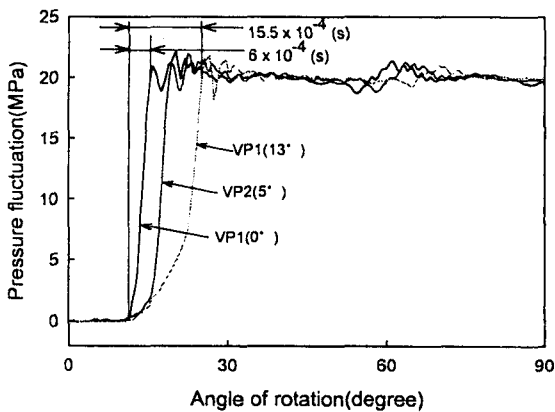


Fig. 10 Comparison of pressure rising times in a cylinder at 20MP

Fig. 11은 회전속도 1500rpm, 토출압력 30MPa 조건에서 VP1, VP2, VP3의 토출 압력맥동을 비교한 그래프이다. VP1의 경우가 가장 크고, VP3의 경우가 가장 작은 토출 압력맥동 특성을 보인다. VP1의 토출 압력맥동

을 기준으로 했을 때 VP3의 토출 압력맥동은 약 12%정도 감소되어 나타남을 알 수 있었다.

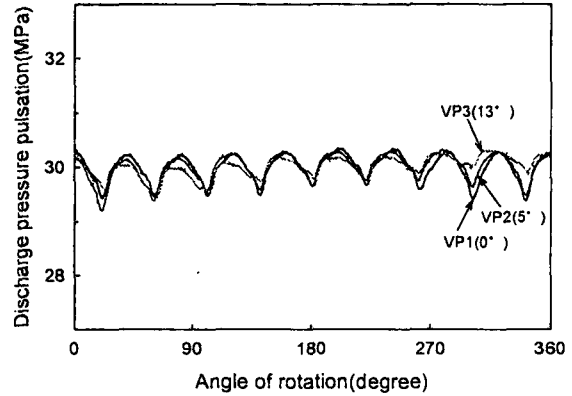


Fig. 11 Comparison of discharge pressure pulsation at 30MP

Fig. 12는 회전속도 1500rpm에서 토출압력의 변화에 따라 측정된 소음레벨의 차이를 나타낸 그래프이다. 예압축 구간이 없는 VP1이 전체 토출압력 영역에 걸쳐 가장 높은 소음레벨 값을 갖고, 예압축 구간이 13°인 VP3이 가장 낮은 소음레벨 값을 갖는다.

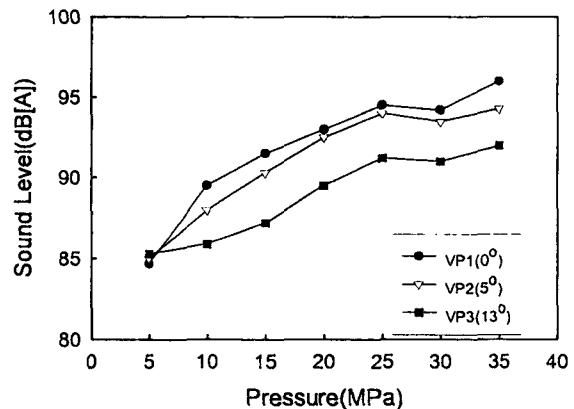


Fig. 12 Comparison of sound level at 1500rpm

특히 10~15MPa 범위에서 소음 감소 현상이 두드러지게 나타나는데, 이것은 예압축각 13°가 이 압력 범위에 대해 최적의 예압축 구

간이기 때문이다.

전체적으로 VP3은 VP1에 비해 약 4dB[A]정도 소음감소 효과를 나타낸다. 그러나 5MPa 이하의 저압영역에서는 오히려 VP3이더 큰 소음레벨을 나타내는데, 이것은 예압축 구간을 지날 때 상승하는 실린더 내부 압력이 토출압력보다 높아서 상승초기에 압력 오버슈트가 증가하기 때문이다.

4. 결 론

본 연구는 밸브 플레이트의 예압축 구간의 설계가 압력변동에 어떠한 영향을 미치는지 파악하고자 하였으며, 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 예압축 구간의 설계로 실린더 내의 압력변동 폭을 줄일 수 있음을 확인하였으며, VP3의 경우 VP1을 기준으로 했을 때 30% 정도의 압력변동 폭이 감소함을 알 수 있었다.
2. 예압축 구간이 비교적 큰 VP3의 경우 가장 작은 토출 압력 맥동 특성을 보임을 확인할 수 있었다.
3. 예압축 구간이 없는 VP1을 기준으로, 압력 맥동이 가장 작은 VP3이 가장 작은 소음 레벨 특성을 보임을 알 수 있었다.

결국, 밸브 플레이트에 예압축 구간의 설계는 실린더 포트가 저압의 흡입영역에서 고압의 토출영역으로 전환되는 하사점(BDC)에서 압력상승 기울기를 완화시키고, 실린더 내부 압력변동 폭 및 토출 압력맥동을 감소 시킨다. 따라서 원활한 압력변동이 이루어지고 유체 충격이 감소하여, 펌프 소음이 저감됨을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] Helgestad, B. O., Foster, K. and Bannister, F. K., "Noise in an Axial Piston Pump," Noise emitted by fluid power equipment-its causes and control, 1973, pp. 51-62(Institution of Mechanical Engineers, London).
- [2] Helgestad, B. O., Foster, K., and Bannister, F. K., "Pressure Transients in an Axial Piston Hydraulic Pump," Proc. Int. of Mech. Engrs., 1974, Vol. 188, No. 17, pp. 189-199.
- [3] Lin, S. J., Akers, A., Zeiger, G., "The Effect of Oil Entrapment in an Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control, 1985, Vol. 107, pp. 246-251.
- [4] Martin, M. H., and Taylor, R., "Optimized Port Plate Timing for an Axial Piston Pump," Paper B5, International Fluid Power Symposium, Durham, England. 1978.
- [5] Yamaguchi, A., "Studies on the Characteristics of Axial Plunger Pumps and Motor,"(1st report, Effects of Trapping Phenomena on the Characteristics), Bull. J.S.M.E., 1966, Vol. 9, No. 34, pp. 305-313.