한국정밀공학회지 제18권 제1호 (2001년 1월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 18, No. 1, January 2001.

유압 액셜 피스톤 펌프의 실린더 보어 내부 비정상 압력 특성에 관한 실험적 연구

김종기*, 정석훈**, 정재연***

An Experimental Study on Dynamic Pressure Characteristics in the Cylinder Bore of Oil Hydraulic Axial Piston Pump

Jong-Ki Kim*, Seok-Hoon Jung**, Jae-Youn Jung***

ABSTRACT

Dynamic pressure is one of the major sources on noise emission in oil hydraulic piston pump. This paper reports an experimental study of dynamic pressure characteristics in the cylinder bore of oil hydraulic piston pump. We experimently measured dynamic pressure at BDC with delivery pressure, rotational speed and oil temperature. Because the V-grooves in the valve plate is known of noise reduction, we investigated also the effect of V-grooves at the ends of the kidney ports with three types valve plates. We hope this paper help to design of the valve plate in oil hydraulic piston pump.

Key Words : dynamic pressure(비정상압력), cylinder bore (실린더 보어), valve plate(밸브 플레이트), V-notch(V 노치), noise reduction(소음감소)

1. 서 론

전체효율이 높고 광범위한 운전조건에 대응이 수월하며 고속·고압화가 가능한 유압 액셜 피스톤 펌프가 산업기계를 비롯한 건설중장비, 공작기계, 사출성형기 등 산업 전반에 걸쳐 다른 형식의 유압 펌프에 비해 점점 그 사용이 증가되고 있다. 이에 따라, 유압 액셜 피스톤 펌프 설계를 향상시키기 위한 많은 연구들이 행해졌고, 특히, 밸브 플레이트 설계에 대한 많은 연구들은 지금도 계속되고 있으며, 다수의 유용한 설계기술들이 개발되었다. 한편, 산업 유니트들의 무게는 고압화에 따라 감소해가는 경향이지만, 그에 따른 방출 소음은 크게 증가되었다. 최근 들어 이러한 소음문제가 유압 시스템에서 해결해야할 중요한 과제로 대두되고 있으며, 이 문제를 해결하기 위해서는 소음 방출 원인을 밝혀내는 것이 그 첫 번째 단계이다. 따라서 소음 발생 원인에 대한 이론적인 가정들이 이루어졌고[1][2] 이것을 실험적으로 증명하기 위해 노력중이나 지금까지 밝혀진 것은 매우 미미한 상태이다[3][4]. 그 중에서 실린더 보어 내부의 비정상 압력변동은 피스톤 펌프에서 주요 소음 원인 중에 하나로 알려져 있다.

그러나 실린더 블록이 고압이면서 고속으로 회전운동하기 때문에 실린더 보어 내부의 압력변동을

* 전북대학교 정밀기계공학과 대학원
** 벽성대학 자동차과
*** 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

실험적으로 측정하는데는 기술적으로 많은 어려움이 있으며, 이로 인하여 신뢰성 있는 실험적인 연구가 행해지지 못하였다. 따라서, 본 연구에서는 피스톤 펌프의 주요 소음원 중의 하나인 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 실험적으로 측정하여 분석함으로써 액셜 피스톤 펌프의 성능향상을 도모하기 위한 설계 개선에 연구목적을 두고자 하였다.

2. 이론적 고찰

Fig. 1은 유압 액셜 피스톤 펌프의 단면도이다. 그림에서 구동축이 축 끝에서 보아 우회전하는 것으로 가정한다. 구동축이 원동기에 의해 구동되면 구동축과 구면베어링으로 연결된 피스톤이 회전하게된다. 피스톤의 회전에 의해 실린더 블록이 회전하고, 동시에 피스톤은 실린더 보어내를 왕복 운동한다. 실린더 블록 중심이 축 중심과 어느 각도를 가지고 경사져 있기 때문에 회전방향의 좌측 절반 부분에서는 피스톤이 실린더 보어 입구쪽으로 빠져나오면서 밸브 플레이트의 흡입포트로부터 실린더 보어 내로 작동유를 흡입하며, 회전방향의 우측 절반 부분에서는 피스톤이 실린더 보어 안쪽으로 밀려들어가면서 실린더 보어내의 작동유를 밸브 플레이트의 토출포트로 토출시킨다.

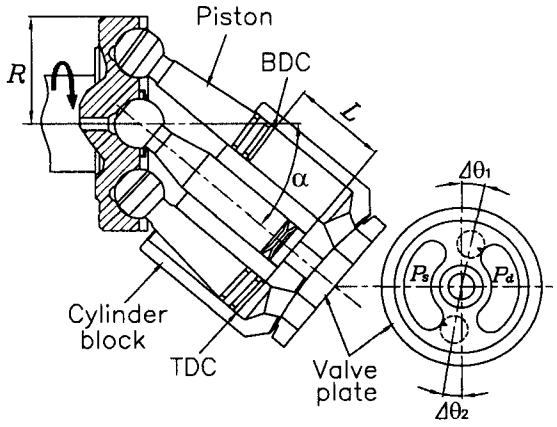

Fig. 1 Schematic diagram of the axial piston pump

그림에서 축 디스크의 반경을 R, 경사각을 α라고 하면 피스톤 행정 L은

$$L=2R\sin\alpha \tag{1}$$

따라서, 피스톤 단면적 A, 피스톤 개수 z로하면, 이론 토출유량은 다음식으로 된다.

$$V_{th}=zAL=2zAR\tan\alpha \tag{2}$$

Fig. 1에 나타낸 것과 같이 피스톤이 BDC로부터 각 θ만큼 회전했을 때 피스톤이 축방향으로 움직인 거리 x는 다음식으로 된다.

$$x=R\sin\alpha(1-\cos\theta)=\frac{L}{2}(1-\cos\theta) \tag{3}$$

Fig. 2는 피스톤 행정과 실린더 보어 내의 압력의 관계를 나타낸다. 피스톤이 BDC 즉, 토출행정의 개시점 a 에서 곧바로 실린더 보어가 밸브 플레이트의 토출포트로 연결되지 않고, 잠시동안 실린더 보어를 밀폐한 상태에서 피스톤이 전진하여 실린더 보어내의 용적이 ΔV_1만큼 예압축되고, 그 결과로서 $\Delta p(=p_d-p_s)$만큼 실린더 보어내 압력이 상승한 순간에 실린더 보어가 밸브 플레이트의 토출포트에 연결된다. 이 경우 실린더 보어내 압력이 Fig. 2와 같이 흡입압력으로부터 토출압력까지 원활하게 상승한다.

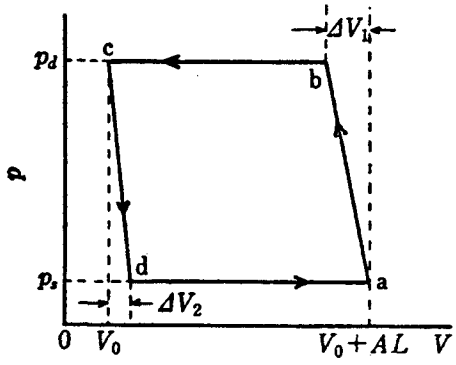

Fig. 2 Relationships between cylinder volume and pressure

BDC에서 이와 같은 예압축을 위해서는 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 BDC를 지나 $\Delta\theta_1$만큼 실린더 블록이 회전했을 때, 실린더 보어를 토출포트에 연결되도록 한다. 실린더 회전각 $\Delta\theta_1$에 상당하는 피스톤 변위 Δx_1은 식(3)으로부터

$$\Delta x_1=\frac{L}{2}(1-\cos\Delta\theta_1) \tag{4}$$

이고, 이 때 예압축량 ΔV_1는 다음식으로 된다.

$$\Delta V_1 = A\Delta x_1 = \frac{AL}{2}(1-\cos\Delta\theta_1) \quad (5)$$

TDC에서 실린더 보어내 작동유의 용적을 V_0로 한다면, BDC에서 실린더 보어내 작동유의 용적은 V_0+AL이므로, 작동유의 압축율을 β로하면, V_0+AL의 작동유압력을 Δp만큼 높이는데 필요한 예압축량은

$$\Delta V_1 = \beta(V_0+AL)\Delta p \quad (6)$$

이다. 윗식의 ΔV_1을 식(5)의 ΔV_1과 같이 놓으면 다음식이 얻어진다.

$$\cos\Delta\theta_1 = 1-2(1+\frac{V_0}{AL})\beta\Delta p \quad (7)$$

따라서, BDC로부터 윗식의 $\Delta\theta_1$만큼 떨어진 위치에 밸브 플레이트 토출포트를 설계하면, 실린더 보어내 압력이 흡입압력으로부터 토출압력으로 원활하게 상승하게 된다.

또한, 피스톤의 TDC 즉, 흡입행정의 개시점 c에서도 실린더 보어가 밀폐된 상태로 피스톤이 이동함으로써 실린더 보어내 작동유의 압력을 낮추어 그 압력이 토출압력에서 흡입압력까지 내려갔을 때 흡입포트로 연결시키면 된다. 이 경우, 상사점으로부터 흡입포트의 위치는 다음식의 $\Delta\theta_2$만큼이 된다.

$$\cos\Delta\theta_2 = 1-2\frac{V_0}{AL}\beta\Delta p \quad (8)$$

그러나 식(7)과 식(8)에서 알 수 있는 것과 같이 $\Delta\theta_1$과 $\Delta\theta_2$는 Δp의 함수이기 때문에, 정격압력 이외의 압력으로 운전할 경우 압력의 변화가 원활하지 못하게 되어 소음이 크게된다. 따라서 일반적으로 밸브 플레이트 끝단에 노치를 설계하여 이 노치를 통해 작동유가 흐르게 함으로써 실린더 보어내 압력변화를 원활하게 하고 있다.

Fig. 3은 실린더 보어가 밸브 플레이트의 흡입포트에서 토출포트로 이동을 하는 모습을 나타낸 그림이다. 점선은 피스톤이 삽입되어 있는 실린더 보어를 나타내고 실선은 흡입 및 토출포트를 나타낸다. 1회전하는 동안 각 피스톤은 밸브 플레이트의 흡입 및 토출포트를 지나기 때문에 각 실린더 보어 내부의 압력은 사각 파형의 형태로 변동된다. 만약 피스톤수가 7개이면, 순간적으로 토출측에 있는 세 개 또는 네 개의 피스톤이 가압이 되며, 펌프 1회전당 일곱번의 사각 파형이 나타나게된다.

BDC에서 실린더 보어 내부의 압력변화에 대해서 좀더 자세히 살펴보자. 실린더 보어가 흡입과 토출의 경계인 BDC에 접근하면서 피스톤은 실린더 내부에서 작동유를 흡입하는 쪽으로 움직이게되는데 이때 실린더 보어가 흡입포트를 피스톤이 BDC에 도달하기 전에 지나치면, 실린더 보어 내부에서는 피스톤이 BDC까지는 작동유를 흡입하는 방향으로 작용하기 때문에 순간적으로 작동유를 흡입하지 못하여 낮은 압력이 발생하게 된다. 이와 반대로 만약, 실린더 보어가 흡입포트와 BDC를 지난 후까지 연결되어 있으면, BDC를 지나면서부터 피스톤은 작동유를 토출시키는 방향으로 압축하기 때문에 작동유는 흡입포트 쪽으로 강제로 밀려나가게 될 것이다.

No.	α	β	W
Valve plate1	90°	20°	1.97
Valve plate2	90°	10°	0.95
Valve plate3	60°	10°	0.55

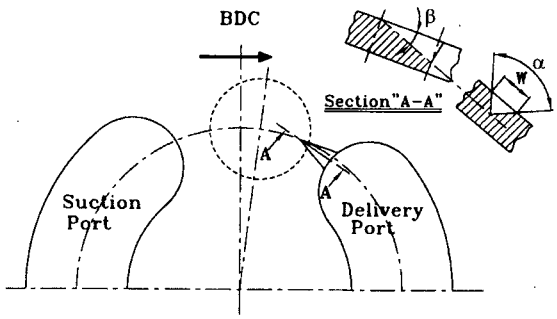

Fig. 3 A cylinder opening to a delivery port with V-notch

또한, 피스톤이 BDC을 지나서 압축을 시작할 때 토출포트와 너무 빨리 연결되면, 낮은 압력의 작동유를 포함하고 있던 실린더 보어 내부는 갑자기 높은 압력에 노출됨에 따라 순간적인 높은 압력이 실린더 보어 내부에서 발생할 것이다. 반대의 경우 토출포트와 너무 늦게 연결되면, 실린더 보어 내부 작동유는 큰 비율로 압축되어 높은 비정상 압력이 실린더 보어 내부에서 발생하게 된다. 비슷한 순간적인 효과가 TDC에서도 발생할 것이다. 만약

TDC를 지나 실린더 보어가 흡입포트와 너무 빨리 연결되면, TDC를 지난면서부터 피스톤이 작동유를 흡입하는 방향으로 움직이지만, 실린더 내부에는 토출압력을 갖는 작동유가 포함되어 있기 때문에 순간적으로 흡입포트쪽으로 흘러나가게 되고, 그 반대로 만약 실린더 보어가 흡입포트와 너무 늦게 연결되면, 실린더내 작동유의 압력이 순간적으로 아주 낮은 레벨까지 저하되어 캐비테이션의 원인이 될 것이다. 이러한 BDC 및 TDC에서의 비정상 압력 발생은 액셜 피스톤 펌프의 소음 및 진동의 주요 원인으로 되고 있다. 따라서 흡입, 토출포트의 경계점에서 발생하는 이러한 비정상 압력을 최소화 시키면 펌프 소음 및 진동을 감소시킬 수 있을 것이다. 그 방법중에 V-노치의 설계가 일반적이며, 본 논문에서는 토출압력, 회전속도, 작동유 온도 및 V-노치의 형상에 따른 실린더 내부 비정상 압력변동을 실험적으로 측정하여 각 작동조건과 V-노치의 형상이 실린더 내부압력 변동과 어떠한 관계를 가지고 있는가를 규명하고자 하였다.

3. 실험장치 및 방법

Fig. 4는 실험장치 유압 회로도이다.

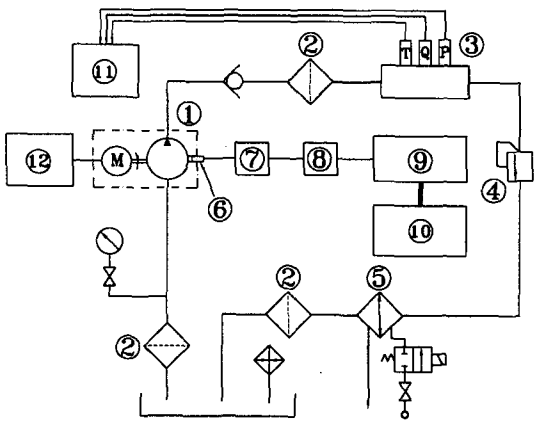

Fig. 4 Test hydraulic circuit

피스톤 펌프의 구동은 75KW AC 서보 모터를 사용하였으며, vector inverter controller를 사용하여 0에서 2,500rpm까지 무단 변속시킬 수 있다. 펌프와 모터는 체인 커플링으로 연결하였으며, 펌프 토출측에는 압력, 유량, 온도를 측정할 수 있는 센서를 부착하였다. 토출압력은 펌프 토출측에 부착한 압력제어 밸브(relief valve)를 사용하여 무부하에서 20MPa까지 변화시킬 수 있도록 하였다. 또한, 작동유의 온도를 일정하게 유지하기 위해서 열 교환기를 설치하였으며, 작동유의 청정성을 유지시키기 위해서 펌프 흡입측 및 탱크로 드레인 되기 직전에 필터를 장착하였다.

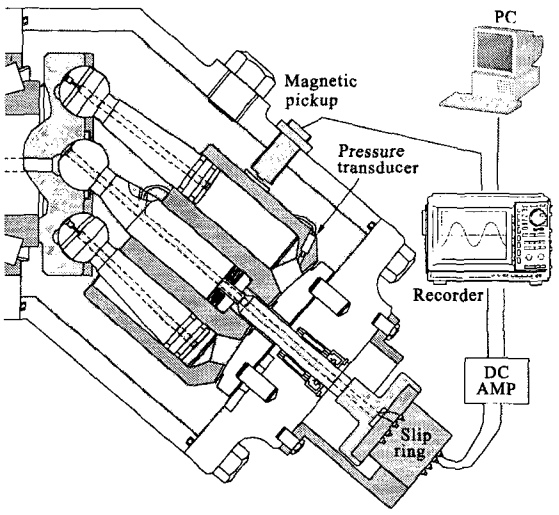

Fig. 5 Schematic diagram of the test apparatus

Fig. 5는 실험용 유압 액셜 피스톤 펌프에 초소형 압력 변환기를 설치한 모습을 보여주는 단면도이다. 실린더 보어 내부 압력변동의 측정을 위해 하나의 실린더 보어에 반경방향으로 구멍을 가공하여 고성능 초소형 압력 변환기를 장착하였다. 압력변환기 선은 실린더 블록이 고속으로 회전하기 때문에 꼬임을 방지하기 위하여 실린더 블록 중심의 센터 피스톤을 통해 회전체로부터 신호를 측정할 수 있는 슬립링(slip ring)과 연결시켰다. 압력 변환기 신호는 슬립링(slip ring)장치를 통해 증폭기(AMP)를 거쳐 오실로그래픽 레코더로 보내져 아날로그 신호로 볼 수 있고 동시에 디지털 값으로 저장된다. 획득한 데이터는 퍼스널 컴퓨터로 처리 및 분석하였다. 실험을 위해 서로 다른 V-노치를 갖는

밸브 플이트 세 개를 설계 및 제작하였고, 그 중에서 토출압력, 회전속도, 온도에 대한 영향은 valve plate 2를 사용하여 측정하였다. V-노치의 주요 치수는 Fig. 2에 나타내었고, 실험조건 및 고성능 초소형 압력 변환기의 주요 특성들에 대해서는 Table. 1과 Table. 2에 나타내었다.

Table 1 Test conditions

Item	Range
Pressure (MPa)	10~20
Rotational speed (rpm)	600~1,000
Temperature (℃)	30~60
V-groove in valve plate	Three type

Table 2 Specification of pressure transducer

Item	Specification
Range(5volts)	0~35 MPa
Resolution	0.7 kPa
Sensitivity	0.007 (mV/MPa)
Linearity	≥1% of F.S
Temp. Range	-73 ~ 121℃

4. 실험결과 및 고찰

4.1 토출압력의 영향

Fig. 6은 valve plate 2를 사용하여 토출압력에 따른 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 측정한 결과를 보여주고 있다. 그림으로부터 토출압력의 증가에 따라 흡입에서 토출로 전환되는 경계점인 BDC에서 설정압력에 비해 대단히 높은 비정상 압력이 형성되고 있으며, 그 피크값은 설정압력의 약 20%정도임을 확인할 수 있다. 이렇게 실린더 보어 내부에서 발생하는 순간적인 비정상 압력은 펌프 소음과 진동에 직결되며, 결과적으로 펌프 성능에 영향을 미치게 되므로 최대한 그 피크 압력값을 설정압력에 근접시키는 것이 필요하다.

실린더 보어 내부 비정상 압력의 발생 메카니즘에 대해 좀더 자세히 고찰해보자. 실린더 보어 내부 작동유는 BDC를 지나 토출포트로 연결될 때까지 피스톤에 의해 압축되다가 어느 순간 토출포트로 연결되면서 실린더 보어내 낮은 압력과 토출포트내 높은 압력의 순간적인 부딪침에 의하여 예기치 못한 높은 비정상 압력이 실린더 보어 내부에서 발생하게 된다. 또한, 토출압력의 증가에 따라 실린더 보어가 순간적으로 마주치는 압력도 증가하게 됨으로써 BDC에서 비정상 압력도 증가하는 것으로 판단되며, 그 증가율은 토출압력의 약 20% 정도임을 알 수 있다.

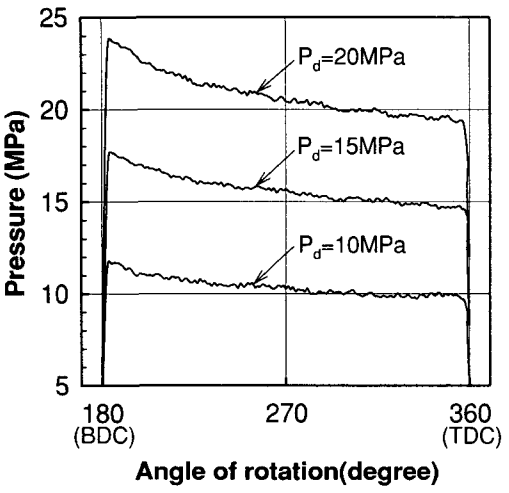

Fig. 6 Variation of pressure overshoot with delivery pressure at 1000rpm, 40℃(valve plate 2)

4.2 회전속도의 영향

회전속도에 따른 실린더 보어 내부 비정상 압력 변동을 조사하기 위해 valve plate 2를 사용하여 동일압력 및 동일온도 조건에서 회전속도를 변화시키면서 측정하였고, 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 그림으로부터 BDC에서 실린더 보어 내부 비정상 압력의 크기는 회전속도의 증가에 따라 증가하고 있음을 알 수 있다.

이는 회전속도가 증가함에 따라 BDC를 통과하는 실린더의 순간속도가 증가되고 실린더 보어 내부 피스톤의 순간 압축율도 증가되며, 따라서 작동유의 압축이 더욱 빠른 속도로 이루어지게 되고 그에 따라 비정상 압력도 커지게 되는 것으로 생각된다. 즉, 회전속도의 증가에 따라 비정상 압력의 기울기 및 피크값이 증가하게 되기 때문에 고속 운전조건에서 펌프의 소음이 그 만큼 증가하게 된다는 사실을 알 수 있다.

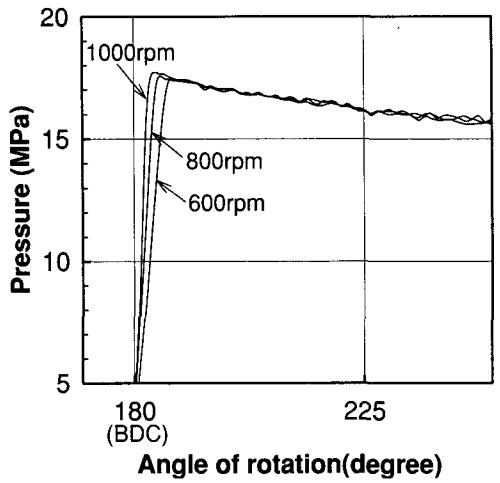

Fig. 7 Variation of pressure overshoot with rotational speed at 15MPa, 40℃(valve plate 2)

4.3 온도의 영향

Fig. 8은 vavle plate 2를 사용하여 작동유 온도에 대한 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 측정한 결과를 나타낸다. 그림으로부터 작동유 온도의 상승에 따라 BDC에서 비정상 압력의 피크값이 급격히 증가하고 있음을 알 수 있다.

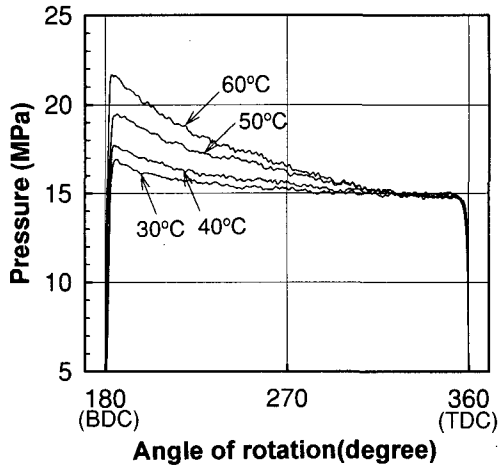

Fig. 8 Variation of pressure overshoot with oil temperature at 1000rpm, 15MPa (valve plate 2)

온도의 상승은 작동유 점도의 하강을 초래한다. 즉, 온도상승에 따른 작동유 점도 하강으로 압력이 낮은 실린더 내부에서 피스톤에 의한 작동유의 압축율이 크게 증가하기 때문에 비정상 압력도 큰 폭으로 증가하게 되는 것으로 생각된다. 따라서, 너무 낮은 작동유 온도는 윤활적인 측면에서 문제가 될 수 있지만, 너무 높은 작동유의 온도는 펌프 소음 측면에서 좋지 않기 때문에 적정한 작동유의 온도 유지가 중요함을 알 수 있다.

4.4 V-노치의 영향

V-노치의 형상에 따른 실린더 보어 내부 압력 변동을 측정하였으며, 그 결과를 Fig. 9에서 Fig. 11까지 나타내었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 같은 압력 조건에서 회전속도를 달리했을 때, 실린더 보어 내부 압력변동을 나타내었다. Fig. 9에서는 가장 큰 노치각 α와 β를 갖는 valve plate 1이 압력 상승률이 가장 급하고, 그에 따라 비정상 압력도 가장 크게 형성되는 것을 알 수 있다. 반면, valve plate 2가 가장 작은 α와 β를 갖는 valve plate 3보다 압력 상승률과 비정상 압력 크기가 가장 작음을 볼 수 있다. 이것은 valve plate 3가 V-노치의 설계각이 가장 작아 실린더 보어가 밸브 플레이트 토출포트와 가장 급격하게 연결됨으로써 비정상 압력 크기가 가장 클 것이라는 예상과는 맞지 않는 결과이다. 즉, 본 실험의 운전조건인 회전속도 600rpm, 토출압력 15MPa, 작동유 온도 40℃의 조건에서는 본 실험 밸브 플레이트중 valve plate 2가 실린더 내부 비정상 압력이 가장 작음을 확인할 수 있다.

한편, Fig. 10은 동일압력 및 동일온도 조건에서 회전속도를 증가시켜 얻은 결과 그래프로서, Fig. 9와 전체적인 경향 및 비정상 압력크기는 비슷하나 압력 상승률 기울기가 약간 커지는 것을 볼 수 있다. 이것은 회전수의 영향에서 전술한 바와 같이 운전 조건중 회전수의 증가는 피스톤의 순간 압축율을 증가시키기 때문으로 생각된다.

Fig. 11은 Fig. 10과 비교하여, 동일 회전속도 및 동일온도 조건에서 토출압력을 변화시켰을 때 측정한 결과를 보여주고 있다. valve plate 1이 가장 큰 비정상 압력을 나타내고 있으며, valve plate 3가 가장 작은 비정상 압력을 나타내고 있다. 즉, 회전속도 1000rpm, 토출압력 20MPa, 작동유 온도 40℃의 운전조건에서 실린더 내부 비정상 압력을 최소로 할 수 있는 것은 valve plate 3임을 나타낸다.

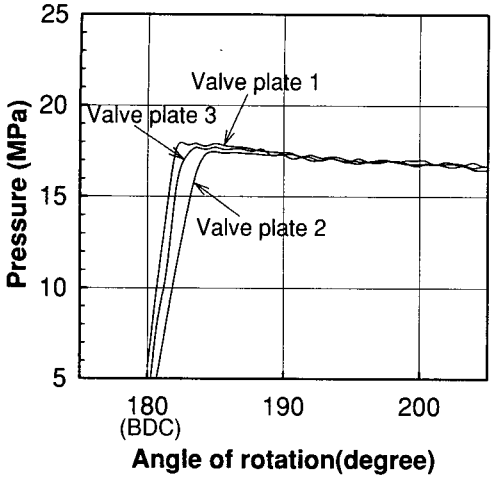

Fig. 9 Variation of pressure overshoot with V-notch at 600rpm, 15MPa, 40℃

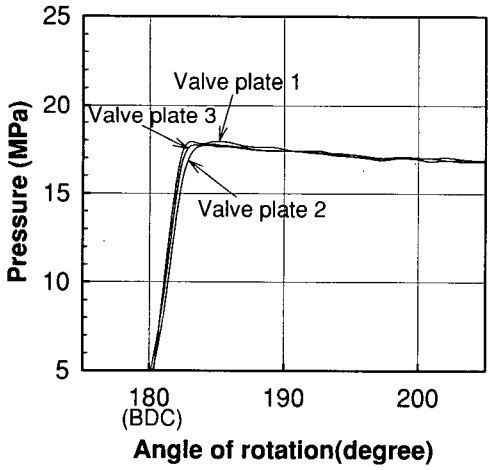

Fig. 10 Variation of pressure overshoot with V-notch at 1000rpm, 15MPa, 40℃

이상으로부터 실린더 내부 비정상 압력을 최소화할 수 있는 V-노치 형상이라는 것이 모든 운전조건에 대해 해당되는 것이 아니라 어떤 특정 운전조건에 대해서만 존재한다는 사실을 의미한다. 따라서 모든 조건을 만족하는 V-노치 형상을 설계한다는 것은 불가능하며, 사용자가 요구하는 어느 한 정된 운전 조건에 맞추어 V-노치 형상을 설계하면, 그 운전조건에서는 실린더 내부 비정상 압력을 최소화 할 수 있음을 알 수 있다.

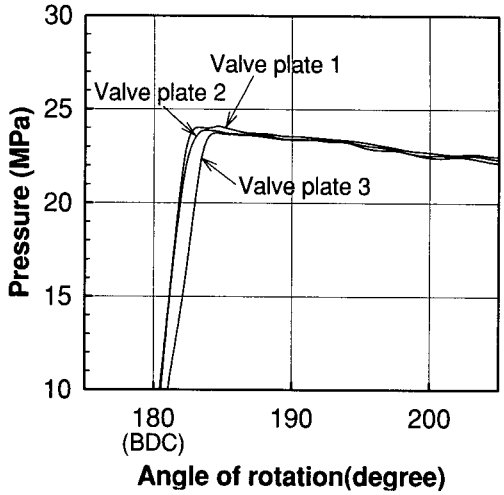

Fig. 11 Variation of pressure overshoot with V-notch at 1000rpm, 20MPa

결국, 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 최소로 할 수 있는 V-노치 형상은 회전속도와 토출압력에 따라 변화됨을 알 수 있다. 이는 회전속도와 토출압력의 변화에 따라 피스톤의 순간적인 압축에 의한 예압축율 및 공급 유량의 증가율이 변화하여 비정상 압력을 변화시키는 것으로 판단된다. 그러므로 밸브 플레이트 설계에 있어서 V-노치의 형상을 요구되는 운전조건에 맞추어 설계한다면, 실린더 내부 비정상 압력변동을 최소화할 수 있고, 따라서 피스톤 펌프의 저소음화를 이룰 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

흡입에서 토출로 전환되는 동안에 실린더 보어 내부 비정상 압력변동이 크면 클수록, 펌프는 더 큰 소음문제를 수반한다. 따라서, 넓은 작동 범위에 대해 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 최소화하는 것은 소음을 저감하는 하나의 방법이 된다.

실린더 보어 내부 압력변동은 실린더 보어 내부 압력이 토출 또는 흡입압력과 동등하게 될 때 토출 및 흡입포트로 전환된다면, 가장 이상적으로 최소화 될 수 있을 것이다. 그러나, 그것은 토출압력, 회전속도 등에 따라 변화되기 때문에 가장 최적의 조

건을 찾아야 하며, 밸브 플레이트에 V-노치의 사용이 일반적인 방법이다. 따라서, 본 논문은 펌프의 소음 저감 대책을 마련하기 위한 초보적인 단계로 토출압력, 회전속도, 작동유 온도 및 V-노치의 형상에 따른 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 실험적으로 측정하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 실린더 보어 내부 비정상 압력은 토출압력의 증가에 따라 토출압력의 약 20%정도의 일정한 비율로 증가되고, 회전속도의 증가에 따라서도 증가됨을 확인할 수 있었다.

2. 작동유 온도의 증가는 실린더 보어 내부 비정상 압력의 급격한 증가를 초래하기 때문에 펌프 작동중 항상 적정한 작동유의 온도 유지가 펌프 소음저감에 매우 중요함을 확인할 수 있었다.

3. 실린더 보어 내부 비정상 압력변동을 최소화할 수 있는 V-노치의 형상은 토출압력과 회전속도에 따라 변하기 때문에 밸브 플레이트의 BDC 및 TDC로부터 예압축 구간을 고려한 흡입· 토출포트 위치 설계와 더블어 사용자가 요구하는 운전조건에 맞추어 V-노치 형상을 설계한다면, 피스톤 펌프의 저소음화가 가능함을 확인할 수 있었다.

후기

본 연구는 전북대학교 자동차신기술연구소 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Helgestad, B.O., Foser, K., and Bannister, F.K., "Pressure transients in an axial piston hydraulic pump," Proc. Inst. of Mech. Engrs., Vol. 188, No. 17, pp. 198-199, 1974.
2. Lin, S.J., Akers, A., and Zeiger, G., "The effect of oil entrapment in an axial piston pump," Transactions of the ASME, Vol. 107, pp. 246-251, 1985.
3. Edge K.A., Darling, J., "Cylinder pressure transients in oil hydraulic pumps with sliding plate valves," Proc. Inst. of Mech. Engrs., Vol. 200, pp. 45-54, 1986.
4. Hiroshi KOSODO al., "Experimental research on pressure-flow characteristics of the V-notch," Fluid power system, Vol. 29, No. 1, pp. 16-22, 1998.