

# 유압 피스톤 펌프 · 모터의 특징과 고성능화 Characteristics of the Oil Hydraulic Piston Pumps · Motors and Improvement for High Performance

정 재 연  
J. Y. Jung

## 1. 서 론

유압시스템은 유체의 정압을 이용하여 형성된 밀폐공간의 이동 또는 변화에 의해 유체 에너지와 기계 에너지의 에너지 변환을 행하는 장치로 전기, 전자 시스템에 비해 제어성, 소음, 가격 등의 면에서 열세이지만, 동력밀도가 높아 소형 · 경량화에 유리하기 때문에 우주항공 분야에서부터 건설기계, 선박, 공작기계, 자동차, 산업기계 등 광범위한 분야에서 사용되어져 왔다. 이러한 유압 시스템에서 기계 에너지를 압력 에너지로 변환하는 장치가 유압펌프이며, 20세기 초에 발명되어져 끊임없는 고성능화, 소형 · 경량화, 신뢰성 향상, 저소음화 등의 연구를 통해 오늘에 이르렀다. 유압펌프는 베인형, 기어형, 피스톤형 등 여러 가지 형식이 있지만, 이 중에서 고압에 적합하고 효율이 높은 특징 때문에 피스톤형 유압펌프인 피스톤 펌프가 보다 널리 사용되고 있다. 유럽의 주요 메이커들을 중심으로 끊임없는 발전을 거듭해온 피스톤 펌프는 정격 토출압력이 1976년 30MPa, 1986년 35~40MPa, 현재 40~56MPa로 되었고, 계속하여 고압화에 대한 연구가 진행되고 있다. 이러한 피스톤 펌프가 현재 해결해야할 과제로서는 다음과 같은 것들을 들 수 있다.

- 1) 고압 · 고속화
- 2) 신뢰성의 향상과 오염관리
- 3) 저소음화 및 환경 적합성
- 4) 효율 향상을 통한 성에너지화
- 5) 인텔리젠티화
- 6) 물을 작동 매체로 하는 시스템의 구현

상술한 것들은 과거부터 끊임없이 추구되어져 온 것들이며, 앞으로도 아니 영원히 유압펌프가 풀어야 할 과제인 것으로 생각되며, 친환경적인 측면이나 전기 서보계와의 접목을 통한 성능향상 등도 큰 과제로 대두되고 있다.

피스톤 펌프는 구조상 액셀형, 레이디얼형, 왕복형의 세 가지로 구분되지만 가변용량화가 용이하고, 응

답성이 좋아 에너지절감 측면에서 유리한 액셀형이 가장 많이 사용되고 있다. 액셀형 피스톤 펌프는 구동축과 다수의 피스톤이 삽입되는 실린더 블록과의 위치 관계에 따라 사판식과 사축식으로 구분된다.

대표적인 사판식과 사축식의 피스톤 펌프를 그림 1(사판식 피스톤 펌프), 그림 2(사축식 피스톤 펌프)에 나타내었다.<sup>1)</sup> 사판식, 사축식 모두 기본적인 작동 요소인 피스톤을 실린더 내에서 왕복 운동시켜 기계 에너지를 유체 에너지로 변환하는 원리는 같다.

그러나 사판식은 구동축과 실린더 블록이 동일 축상에 위치하고 사판의 경사에 의해 피스톤이 왕복 운동하는 것에 비해, 사축식은 실린더 블록 중심이 구동축의 축심과 일정한 각도를 가지고 경사져 있는 것에 의해 피스톤이 왕복운동을 하게 된다.

먼저, 그림 1의 사판식 피스톤 펌프에 대해서 살펴보면, 구동축과 실린더 블록은 스플라인 등으로 연결되고, 피스톤은 실린더 블록과 함께 회전하는 동시에 실린더 내부를 왕복 운동한다. 피스톤과 슬리퍼는 구면베어링으로 연결되어 있고, 피스톤의 왕복운동은 캠 형상의 사판에 의해 이루어지며, 슬리퍼 부분이 캠과 접하면서 회전하게 된다. 따라서 사판과 슬리퍼 부분의 윤활이 필요하게 되며, 이를 위해서 슬리퍼에는 교축 및 포켓이 설계되어 있고 교축부를 통해서 실린더 내부로부터 포켓부에 압력을 유도하여 윤활을 행하게 되어있다.

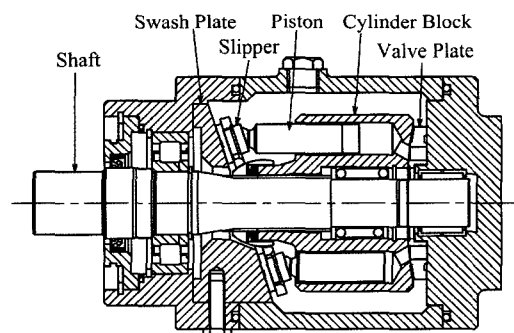


그림 1 사판식 액셀 피스톤 펌프

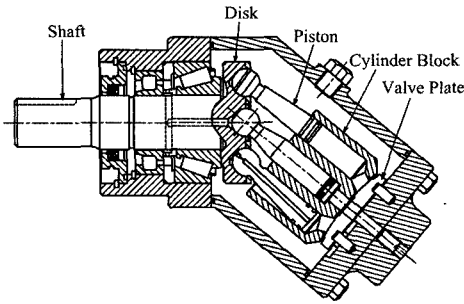


그림 2 사축식 액셀 피스톤 펌프

여기서 피스톤 및 슬리퍼가 구동축 주위의 큰 회전반경을 가지고 회전하기 때문에 양자에 큰 원심력 및 모멘트가 발생하게 되는 단점이 있다. 작동유는 밸브 플레이트에 설계된 포트로부터 흡입·토출되며, 사판 경사각의 변화에 의해 쉽게 가변 용량화할 수 있고, 가변 용량부의 관성 모멘트가 작아 고속 제어가 가능하다는 큰 특징이 있다.

그림 2의 사축식은 사판식과 비교할 때 가장 큰 차이점이 사판과 슬리퍼가 없다는 것이다. 피스톤에 왕복운동을 주기 위해 실린더 블록이 구동축에 대해 경사져 있으며, 피스톤은 구동축의 디스크 부분과 구면 베어링으로 연결되어 있다. 따라서 구동축이 회전하면, 피스톤과 실린더 블록이 회전하게 되고 경사각에 의해 피스톤은 실린더 내부를 왕복 운동하여 작동유를 흡입·토출하게 된다. 또한, 피스톤이 실린더 블록의 구동을 위해서 테이퍼 형상으로 되어있으며, 피스톤 링이 삽입되어 있어 고압의 조건에서도 실링이 이루어진다는 특징이 있다. 사축식도 실린더 블록의 경사각을 조절하여 쉽게 가변 용량화 할 수 있으며, 사판식에 비해 베어링부가 적기 때문에 효율이 좋고, 고압의 운전조건하에서도 내구성이 좋지만 가변용량부의 관성모멘트가 크고, 설치면적이 넓다는 단점도 있다.

사판식 및 사축식의 전 효율은 90~95% 정도이고, 사판식이 사축식에 비해 구조가 간단하며, 사판의 관성 모멘트가 작아 응답성이 좋고 고속제어에 적합하다는 장점 때문에 보다 널리 사용되고 있다. 그러나 작동유 중에 혼재하는 이물질의 영향을 받기 쉽고, 정압 베어링부가 많아 마찰·마모의 문제가 중요하게 되기 때문에 이 부분에 대한 대책이 요구된다.

일반적인 유압기기의 상대운동부는 실(seal)과 윤활의 상반된 기능이 요구되며, 광범위한 운전조건에 대해서 이 상반된 기능을 지배하는 윤활 특성이 기기의 성능에 결정적인 영향을 준다. 사판식 피스톤 펌프의 주요 상대운동부로는 다음과 같다.

- 1) 피스톤과 실린더 사이
- 2) 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이
- 3) 슬리퍼와 사판 사이
- 4) 피스톤과 슬리퍼의 구면 베어링부

여기서 전체 손실 가운데 2)의 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 손실이 40% 정도로 생각되며, 이 부분의 동력손실을 최소로 하는 최적의 밸브 플레이트 설계가 기기의 성능 향상의 관점에서 중요하게 된다. 밸브 플레이트에 대한 실린더 블록의 상대 미끄럼 속도는 23m/s에 달하고 있으며, 피스톤에 의해 밸브 플레이트 쪽으로 실린더 블록을 압착하는 힘은 밸브 플레이트의 고압포트와 랜드에서 압력 및 유막에 의한 동압효과로 지지되는 것으로 판단된다. 이 경우 미끄럼 면에 동압 패드를 설계하면 베어링 기능이 향상되지만, 제조 단가 상승의 요인이 될 수 있다. 최근에는 실린더 블록 운동의 안정화 및 보다 원활한 윤활성 확보를 위해 구면 밸브 플레이트의 사용이 늘어나고 있는 경향이 있다. 이러한 밸브 플레이트의 설계는 대부분 현장경험을 토대로 각 메이커들마다 독자적으로 설계하고 있으며, 설계향상을 위해서는 많은 시간적 경제적 노력이 요구된다. 위에 열거한 주요 상대 운동부의 윤활문제에 관하여는 다음 장에서 상세히 설명한다.

## 2. 유압 피스톤 펌프의 고압화

유압기술의 역사는 펌프의 고압화에 대한 도전이라고 해도 과언이 아니다. 여기서 압력과 기기의 질량과의 관계를 우선 정리할 필요가 있을 것이다. 유압 펌프의 흡입 성능에 관한 캐비테이션의 한계를 나타내기 위하여  $C_p$ 값을  $C_p = \eta_{\max} V^{1/3}$ 로 정리할 수 있다. 여기에서  $\eta_{\max}$ 는 펌프의 최대 회전수(rpm),  $V$ 는 용적이며 펌프가 스스로 흡입할 수 있는 경우  $C_p = 12 \times 10^3$ 정도가 최대값으로 알려지고 있다. 펌프의  $V$ 와 질량  $M$ 과의 관계는  $V/M \approx C$ (일정)의 관계로 일반화되어 있고, 펌프의 출력  $L$ 이 펌프의 작용 압력  $\Delta P$ (입출구의 압력차)와 유량( $\propto V$ )의 곱으로 나타내어짐을 이용하면, 유압 펌프 동력밀도의 최대치  $(L/M)_{\max}$ 는  $(L/M)_{\max} \propto \Delta P / V^{1/3}$ 로 나타낼 수 있다.

$C_p$ 값을 한정 했을 때, 동력밀도는  $\Delta P$ 에 비례하게 된다. 이와 같이 에너지 변환기기의 동력의 고밀도화에는 고압화가 필수적이고, 이를 반영하여 유압 시스템의 우수한 점이 나타나게 되는 것이다.

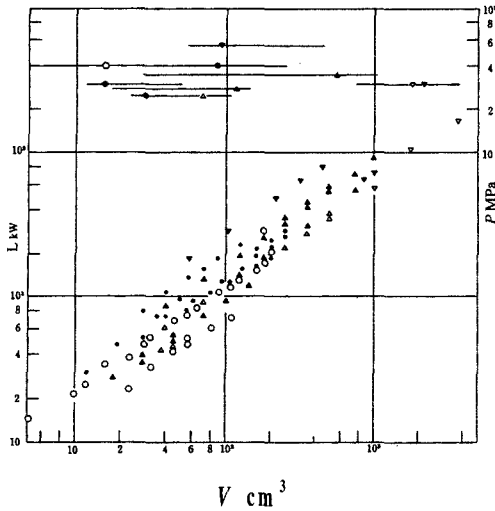


그림 3 액셀 피스톤 펌프의 용적  $V$ , 출력  $L$  및 정격 압력  $P$

그림 3에 유럽의 렉스로스그룹의 액셀 피스톤 펌프 용적  $V$ 와 출력  $L$ , 정격압력  $P$ 를 나타낸다.<sup>2)</sup> 그림에서 보는 바와 같이 토출압력은 계속해서 고압화의 경향을 보이고 있고, 최고압력은 1976년에는 35MPa, 1986년에는 40~45MPa 그림에 나타난 제품에는 45~60MPa까지 되어 있다.(정격 압력 보다 최고 압력은 대략 5MPa정도 높다)  $C_p$ 값은  $12 \times 10^3$ (rpm, cc/rev)을 약간 밑돌고, 최대값은  $16 \times 10^3$ 으로 나타나 있다.

동력밀도의 경우,  $V$ 가 32cc/rev인 정용량 펌프에서 7.5kW/kg을 모터에서는 10.6kW/kg를 가진다.  $V$ 가 32cc/rev인 경우에는 더욱 고밀도화 되어 23.7kW/kg 까지 높아진다.

유압시스템에서 현재 가장 높은 압력을 발생시키는 펌프로는 미국에서 항공기용으로 개발 중인 펌프로 56MPa의 발생 압력으로 이 펌프의  $C_p$ 값은  $25 \times 10^3$ (rpm, cc/rev)로 되어 있다.

그림 4는 항공기용 유압시스템에서 각 항목별 질량을 현재 여객기에서 주로 사용하는 유압 21MPa과 비교한 것으로 작동유와 배관계통의 질량 감소가 지배적임을 알 수 있다.<sup>3)</sup>

그림 5는 건설 중장비인 유압 굴착기에 있어서의 고압화의 상황을 나타낸 것으로 끊임없이 고압화 지향으로 진전되어 왔음을 알 수 있다.<sup>4)</sup> 그림에서 A, B, C는 일본, D, E는 유럽의 제작회사들이다. 펌프 제어와 관련해 보면 배제용적(펌프 1회전당의 토출유량) 제어 메커니즘의 응답성이 중요사항이라 할 수 있다.

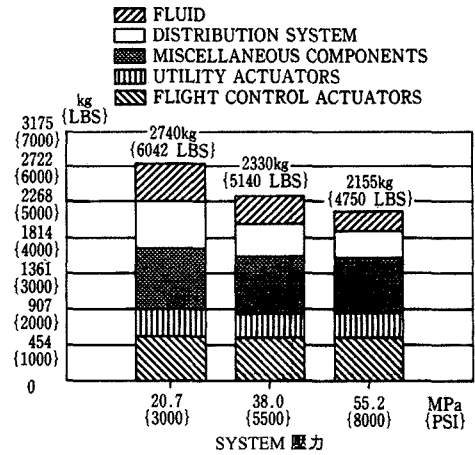


그림 4 항공기용 유압시스템의 압력과 질량

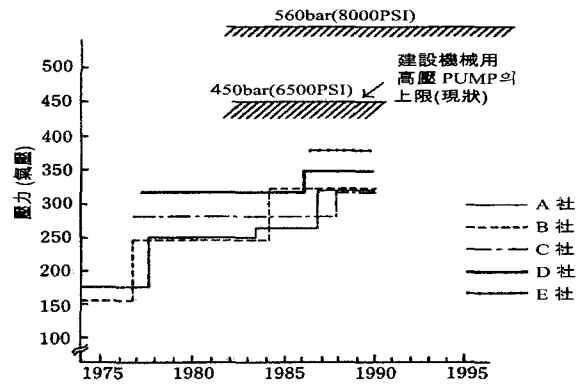


그림 5 유압 굴착기 펌프의 압력 변화

그림 6에 유럽의 메이커가 생산한 사판식 유압 피스톤 펌프의 사판(swash plate) 경사각 응답특성을 나타낸다.<sup>5)</sup> 응답성으로  $-3^\circ$ 에서 22Hz,  $-90^\circ$ 에서 50Hz로 평가할 수 있는 성능을 나타내고 있다. 최대 배제용적이 71cc/rev이고 플라스틱 사출성형기에 탑재된 사판식 피스톤 펌프의 경우로써 고속 응답 밸브와 동등한 성능을 갖고 있음을 보여주고 있다.

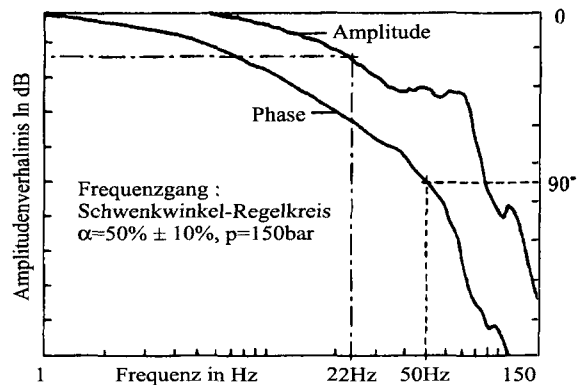


그림 6 사판식 유압 피스톤 펌프의 사판 경사각 응답 특성

### 3. 고압·고속화의 한계

유압구동은 동력 전달매체인 작동유체를 유압기기를 구성하는 정지부품과 운동부품간의 윤활제로서 사용하게 되는데, 체적효율을 확보하기 위하여 극히 얇은 유막두께를 요구받게 된다.

유압 펌프·모터에 있어 윤활과 시일(seal) 문제는 성능을 좌우하는 대단히 중요한 사항 중의 하나이며, 그 중요 상대 운동부는 그림 7의 ①~③과 같다.<sup>6)</sup> 이들의 압력과 속도의 한계를 보면, 일반적으로 그림 8과 같이 나타내어진다. 고압·고속의 영역에 있어서는 상대 슬라이딩 부분의 열적 밸런스를 고려하는 즉 ②번의  $pv$ 값으로 표현되는 한계가 있다. 압력만을 고려한다면, 연속 최고 압력은 재료의 피로한계로, 허용 최고압력은 항복한계에 의해서 결정되어지게 된다. 또한, 최고 회전 속도는 캐비테이션 한계에 의하여 ③번으로 결정되어진다. 저속·고압 영역에서 자주 운전되는 유압모터에서는 상대운동부에 유체막을 형성시켜야 하므로, 한계 값으로 허용최소의  $1/n/p$ 값( $1$ :점도,  $n$ :회전수,  $p$ :면압)이 존재하게 된다(그림 8 중 ①, ④).

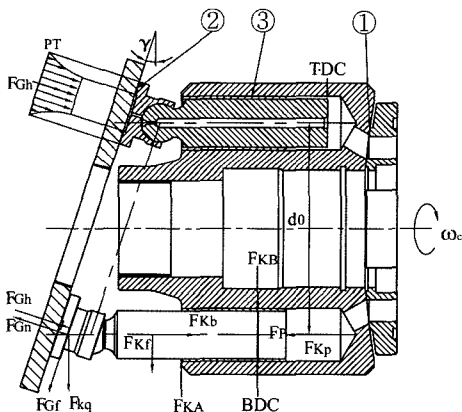


그림 7 사판식 피스톤 펌프의 작용력 분포와 중요 상대 운동부

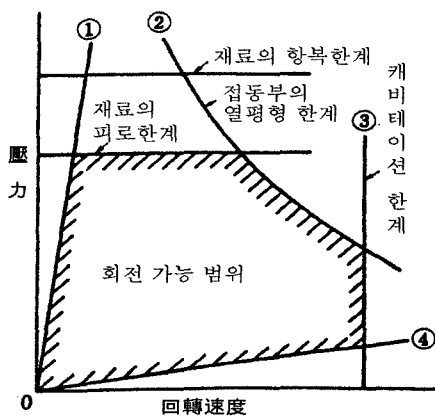


그림 8 유압 펌프 및 모터의 압력과 회전 속도의 한계

### 4. 액셀 피스톤 펌프·모터의 성능을 결정하는 주요 상대 운동부의 트라이볼로지 특성

액셀 피스톤 펌프·모터는 고압화, 고속화에 가장 적합한 시스템으로, 가변용량화 또한 타 시스템에 비하여 우수하므로 현재의 과제를 해결할 수 있는 중요한 시스템으로 알려지고 있다.

근년 들어 유압 펌프·모터의 고성능화가 이루어지면서 고토크 밀도, 고출력 밀도, 대출력값을 끊임없이 요구하고 있다. 이를 만족시키기 위해서는 압력과 유량 중 어느 하나이든지, 또는 둘 다 증대시킬 필요성이 있게 되어 결국 고압화·고속화가 요구되어지게 되었다. 단위 중량당 발생시킬 수 있는 토크와 동력을 그림 9~10에 나타낸다. 토크, 동력 둘 다 전동기에 비해 그 밀도가 10배 가까이 크게 나타남을 알 수 있다.

이와 같은 요구에 의해 상대운동면의 트라이볼로지(마찰, 마모, 윤활에 관련된 특성)가 가혹한 상태에 이르게 된다.

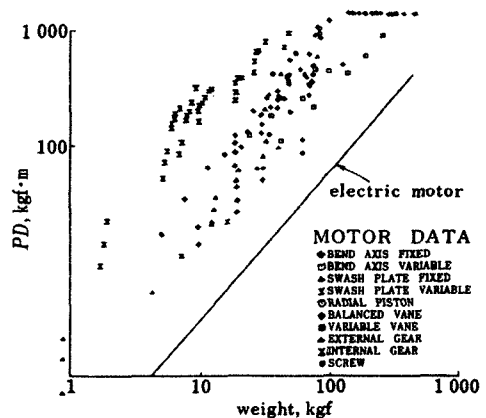


그림 9 유압 모터와 전기 모터의 토크 밀도

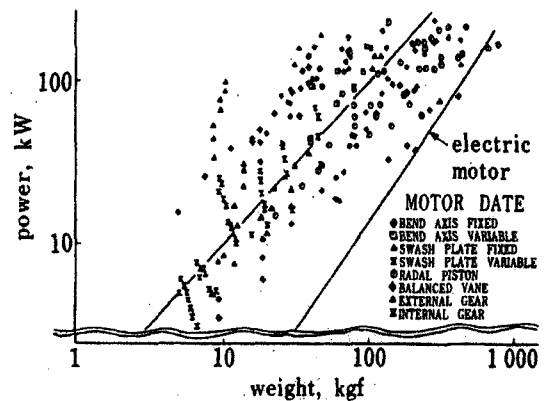


그림 10 유압 모터와 전기 모터의 동력 밀도

이들 주요 상대 운동부를 크게 분류하면,

- 1) 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이
- 2) 피스톤과 실린더 블록 사이
- 3) 피스톤 슈와 사판 사이
- 4) 사판과 사판 축 사이가 된다.

이들 각각의 운동면에서의 특성을 고찰해 보기로 한다.

첫째, 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에서는 두 면의 상대 속도가 가압흡입의 경우 10~23m/s, 가압 없는 경우 12~15m/s에 이른다. 또한 실린더 블록을 밸브 플레이트 쪽으로 밀어붙이는 힘은, 고압측 피스톤 전체 단면적×압력에 대하여 95% 정도는 밸브 플레이트 고압 포트와 실 랜드 부분의 압력으로 지지하고 부족분은 윤활막의 동압효과로 지지하게 된다.

이 경우, 상대운동면에 동압 패드가 있는 경우에는 유막의 교축 효과에 의해 베어링 기능이 주요하게 발휘되는데, 제조 단가를 줄이기 위하여 동압 패드를 안 붙이는 경향이고 또한 실린더 블록의 운동의 안정화를 위하여 평면에서 구면 밸브 플레이트가 채용되어져 가는 추세이다.

최근 들어 사판식 유압 펌프의 성능 향상을 위하여 성능에 핵심적인 영향을 주는 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 윤활막의 두께와 압력 분포를 측정하기 위하여 그림 11과 같은 실험 장치를 구성하여 다양한 조건에서 실험한 예가 있다.<sup>7)</sup>

그림 12에 동압 패드가 없는 평면 밸브 플레이트, 그림 13에 동압 패드가 부착된 평면 밸브 플레이트, 그림 14에 구면 밸브 플레이트를 채용하였을 때의 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 윤활막 두께 분포를 나타낸다.

그림 12는 기본 평면 밸브 플레이트를 대상으로 실린더 블록이 1회전하는 동안 토출압력에 따라 측정된 유막두께의 변화를 나타낸 그래프이다.

회전각 360°는 실린더 블록이 1회전함을 의미하고, 0~180° 구간은 토출영역, 180~360°는 흡입영역이다. 실린더 블록이 하사점(BDC, 회전각=0°)을 기준으로 토출압력을 10MPa에서 30MPa까지 5MPa씩 증가시키면서 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이에서 변화하는 유막두께를 연속적으로 측정하였다.

유막 두께는 하사점을 기점으로 점점 감소하다가 약 100°~135°의 토출영역을 지나면서 점점 증가하여 280°~315°의 흡입영역에서 가장 크게 나타나고 그 이후 점점 감소하는 경향으로 변한다.

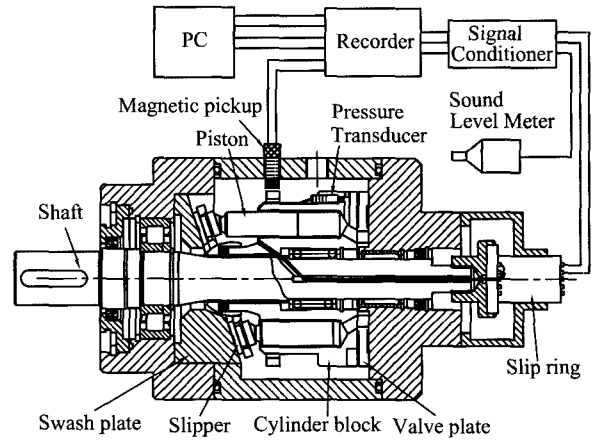


그림 11 피스톤 펌프의 윤활막 두께 계측을 위한 실험 장치의 개략도

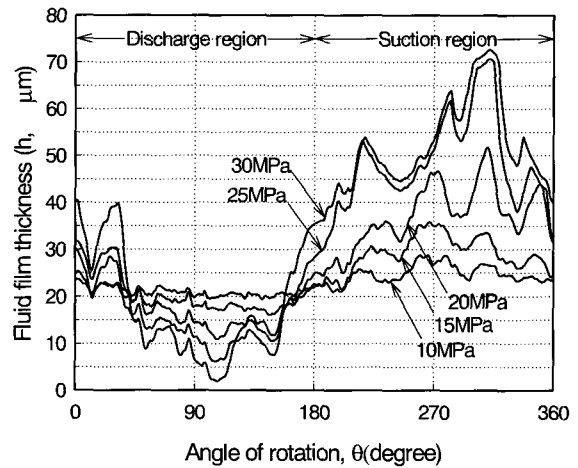


그림 12 동압 패드가 없는 평면 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 윤활막 두께 분포

따라서 최소 유막두께는 하사점을 기준으로 했을 때  $\theta=100^\circ \sim 135^\circ$  사이의 토출영역에 존재하고, 최대 유막두께는 이것과 대칭이 되는 흡입영역에 존재한다. 이러한 유막두께의 변화경향은 실린더 블록이 중심으로부터 기울어진다는 사실을 알려준다.

실린더블록이 토출영역에서 피스톤에 의해 압축되는 높은 압력 때문에 밸브 플레이트 쪽으로 압착되어 유막두께가 감소하고, 이와 대칭인 원리에 따르면, 180°를 기준으로 유막두께의 변화가 정확히 대칭을 이루어야만 한다. 그러나 실제 측정된 유막두께의 변화경향을 보면 180°를 기준으로 정확한 대칭이 아니고, 토출영역에서 감소되는 유막두께의 변화량보다 흡입영역에서 증가하는 유막두께의 변화량이 훨씬 크게 나타난다. 이것은 실제 운전조건에서는 실린더 블록의 중심이 토출영역 쪽으로 편심되기 때문이

다. 이러한 실린더 블록의 편심과 기울어짐 현상은 실린더 블록과 구동축의 스플라인 연결부 및 구동축을 지지하는 베어링 등에 존재하는 간극에 의해 좌우된다.

결국, 기본 평면 밸브 플레이트의 경우 토출압력이 증가하면 실린더 블록의 편심과 기울어짐 현상이 증가하여, 최소 유막두께가 급감하고, 최대 유막두께는 급증하게 된다.

그림 12의 25MPa 이상의 고압영역에서 이러한 경향이 뚜렷이 나타난다.

또한, 전체적으로 실린더 블록이 1회전동안 유막두께는 몇 번의 작은 맥동들을 갖고 변화한다. 이것은 토출 압력맥동에 의한 실린더 블록의 흔들림 현상 때문에 나타나며, 피스톤 수에 해당하는 만큼 맥동하게 되고 토출압력이 증가할수록 맥동 폭도 증가되어 나타난다.

토출압력 10MPa에서 최소 유막두께는 20 $\mu$ m 정도이고, 토출압력 30MPa에서는 20 $\mu$ m의 10%에 해당하는 값인 2 $\mu$ m 정도이다.

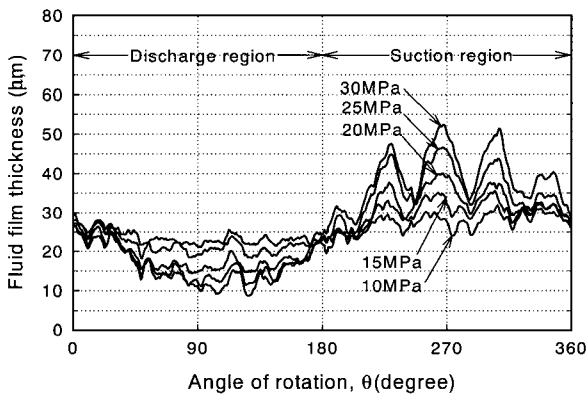


그림 13 동압 패드가 부착된 평면 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 윤활막 두께 분포

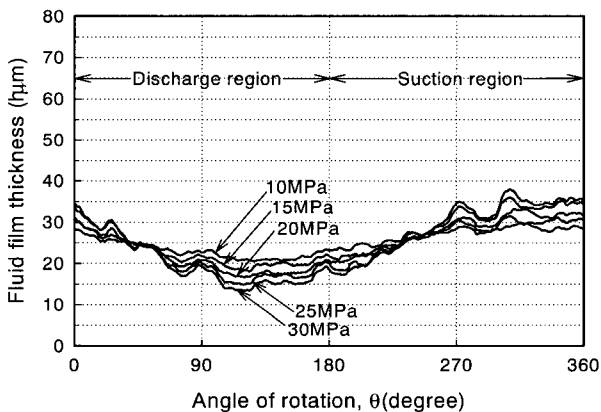


그림 14 구면 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 윤활막 두께 분포

그림 13은 패드 평면 밸브 플레이트(pad plane valve plate)를 대상으로 하는 실린더 블록이 1회전 하는 동안 토출압력에 따라 측정된 유막두께의 변화를 나타낸 그래프이다. 그림 12에서 살펴본 기본 평면 밸브 플레이트의 유막두께 변화경향과 비교해 보면, 토출압력이 증가함에 따라 최소 및 최대 유막두께의 변화폭이 크게 감소되어 나타난다. 이것은 패드 면이 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이에서 베어링 면으로 작용하면서 토출압력의 증가에 따른 실린더 블록의 편심 및 기울어짐 현상을 억제하기 때문이다. 또한, 전체 토출압력 범위에서 최소 유막두께가 기본 평면 밸브 플레이트보다 크게 나타나며, 토출압력 30MPa에서 최소 유막두께가 9 $\mu$ m으로 기본 평면 밸브 플레이트보다 7 $\mu$ m 더 큰 값을 갖는다. 그 이유는 추가 설계된 패드 면에서 동압윤활 효과에 의해 유막두께가 증가했기 때문이다.

그림 14는 구면 밸브 플레이트(spherical valve plate)를 대상으로 실린더 블록이 1회전 하는 동안 토출압력에 따라 측정된 유막두께의 변화를 나타낸 그래프이다. 그림 13의 패드 평면 밸브 플레이트의 유막두께 변화경향과 비교해 보면, 한층 더 안정적인 유막두께의 변화폭이 매우 작으며, 토출 압력맥동에 의해 나타나는 피스톤 수에 해당하는 작은 유막두께 변화 현상도 크게 감소되어 나타난다. 이것은 구면 밸브 플레이트의 경우 구면접촉에 의한 실린더 블록과의 상호 밀착 안정성 향상 및 베어링 성능 향상 등으로 실린더 블록의 편심 및 기울어짐 현상이 미미하고, 토출 압력맥동에 의한 흔들림도 적기 때문이다. 따라서 전체 토출압력 범위에 걸쳐 유막두께 변화가 가장 작고 항상 어느 정도 일정한 유막두께가 형성되게 된다.

고압조건에서도 실린더 블록의 움직임이 안정되어 토출압력 30MPa에서 최소 유막두께는 13 $\mu$ m이며, 이 값은 패드 평면 밸브 플레이트의 값보다 4 $\mu$ m 큰 값이다. 고압조건에서 최소 유막두께의 증가는 실린더 블록의 편심 및 기울어짐과 관련하여 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 윤활 특성에 중요한 의미를 갖는다.

유압펌프의 성능이 결국은 기계효율과 체적효율의 극대화에 있기 때문에 상대 운동면의 윤활막 두께의 제어가 성능향상에 핵심적인 요소가 됨을 알 수 있게 된다.

재료로서는 근년 들어 용착기술의 발전을 반영하여 실린더 블록 또는 밸브 플레이트의 상대운동면 어느 일방의 것에 LBC계통의 동합금을 용착 확산.

접합한 바이메탈을 사용하게 된다. 이 경우 모재는 스틸이며 상대면에는 칩탄, 질화, 침투 질화가 이루어진 것이 사용된다.

상기에서와 마찬가지로 펌프의 성능향상을 위하여 피스톤과 실린더 블록 사이, 피스톤 슈와 사판 사이의 윤활막 두께 등을 제어하는 트라이볼로지적인 접근의 필요성이 절대적임은 이들 상대운동면의 유막간극운동면의 마찰 마모와(기계적 효율과의 관계) 누설(체적 효율과의 관계)량을 결정하는 요체이기 때문이다.

그러나 이들은 서로 상반된 관계에 있기 때문에 문제 해결이 대단히 어려운 점이라고 할 수 있다. 어찌했던 펌프의 발명 이래 고압 고속화를 위하여 끊임없이 달려온 것이 사실이고, 이제 그 한계 영역에 도달한 상황이라 말할 수 있다. 여기에는 기기의 소음 문제, 작동유의 오염문제 등과 관련된 환경 친화적인 관점에서 해결하지 않으면 안 될 많은 문제들을 갖고 있다. 이를 위해 끊임없는 연구가 고속, 고압화를 위한 성능 향상 못지않게 이루어져야만 할 것이다.

### 참 고 문 헌

- 1) 김종기, “유압사판식 피스톤 펌프의 밸브 플레이트 형상에 따른 성능특성”, 전북대학교 박사학위 논문, 2002.
- 2) 市川常雄, 日比昭, “油壓工學”, 朝倉書店, pp. 248~251, 1972.
- 3) 高城雄基, “航空機油壓系統の高壓化”, 油壓と空氣壓, Vol. 20, No. 1, pp. 26~31, 1989.

- 4) 一柳健, “建設機械における高壓化”, 油壓と空氣壓, Vol. 20, No. 1, pp. 32~38, 1989.
- 5) P. Wüsthof, “Modern Systems Technology with combined Hydraulics and Electronics”, Journal of The JHPS, Vol. 23, No. 7, pp. 790~800, 1992.
- 6) O. Böinghoff, “Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschue in Schrägscheiben Axialkolbenmaschinen”, VDI-Forschungsheft 584, 1977.
- 7) Jong-Ki Kim and Jae-Youn.Jung, “Measurement of Fluid Thickness on the Valve Plate in Oil Hydraulic Axial Piston Pumps(I)-Bearing Pad Effects-”, KSME International Journal, Vol. 17, No. 2, pp. 246~253, 2003.

### [저자 소개]

정재연(책임저자)

E-mail : jungjy@moak.chonbuk.ac.kr

Tel : 063-270-2372

1952년 1월 16일생

1989년 일본 동경공업대학 대학원 박사과

정 졸업, 1985년 일본 Vickers 유압기계

설계실 겸임 연구원, 1991년 한국윤활학회

편집위원, 1995년 한국윤활학회 이사, 198

1~현재 전북대학교 정밀기계공학과 교수, 1994년 공업기반기

술 개발 전문위원 및 기획평가단 위원, 1995년 대한기계학회

집필위원, 1997년 중소기업 기술혁신 개발사업 평가위원,

2003년 유공압시스템학회 이사, 유압 펌프 성능향상 및 국산

화 개발 연구에 종사

