

핵심 유압펌프의 Tribology

The Tribology of Core Oil Hydraulic Pumps

정재연 · 조인성

J. Y. Jung and I. S. Cho

1. 관련 분야의 연구 동향

유압은 동력밀도가 대단히 높아서 항공기, 자동차, 건설기계, 산업용기계 등 산업 전반에 걸쳐서 동력원으로 광범위하게 사용되어진다. 특히, 유압 피스톤 펌프·모터는 가변 토출 제어가 가능하다는 특성과 높은 체적효율과 전효율 그리고 높은 작동압력 특성 등을 가지기 때문에 고성능 유압장치에 주로 사용되어지고 있다. 유압 피스톤 펌프·모터의 성능은 상대운동부의 누설과 마찰에 의해서 영향을 받기 때문에 유압 피스톤 펌프·모터의 성능을 향상시키기 위해서는 상대운동부의 윤활특성을 이해하는 것이 대단히 중요하다. 특히 사판식 피스톤 펌프의 경우 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이, 실린더 보어와 피스톤 사이, 사판과 슬리퍼 사이 등 다양한 상대 운동부가 존재하며, 최적의 윤활상태 및 성능을 갖는 펌프·모터를 설계하기 위해서는 각 상대 윤활부에 대한 최적의 트라이볼로지적 솔루션을 구해야 한다.

따라서 상대운동부의 윤활특성에 관한 많은 연구가 진행되어져 왔으며, 상대운동부의 형상, 기구학적인 메커니즘, 윤활유, 운전조건, clearance, material, roughness 등 다양한 관점에서 이론적 또는 실험적으로 윤활특성을 파악하고자 노력하여 왔다. 특히, Renius는 피스톤과 실린더 보어 간의 마찰특성을 규명하였으며¹⁾, Böinghoff는 슈(Slipper)와 사판 사이의 마찰손실에 대해 연구하였고²⁾, Kometani는 유압 피스톤 모터에서 Ball - Piston 메커니즘의 부하 성능 향상을 위한 트라이볼로지적 관점에서 접근하였으며³⁾, Harms는 레이디얼 피스톤 펌프·모터에 대해서 슈와 캠링간의 윤활특성에 관하여 연구하였고⁴⁾, Kim은 사판식 액시얼 피스톤 펌프에 대해서 밸브플레이트의 형상에 따른 성능특성을 윤활공학적인 관점에서 접근하였다.⁵⁾ 또한, Saichenko⁶⁾, Franco⁷⁾, Shute and Turnbull⁸⁾ 등에 의해서는 최적의 윤활특성과 성능을 향상시키기 위한 세심한 설계가 이루어졌으며, McKeown and Milner⁹⁾에 의해서는 상대운동부의 접촉면에 대하여 성능을 향상시키기 위한 많은 형태의

고안이 이루어졌고, 실린더 블록과 밸브 플레이트의 접촉면의 힘의 균형에 관한 원리에 대해서도 광범위한 연구^{10,11)}가 이루어졌으며, Foster 등은 축을 지지하는 저널 베어링 간극이 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 유막두께와 관련이 있음을 밝혔고, 변위 센서를 이용하여 유막두께를 측정하였다.^{12,13)}

2. 고성능 유압 펌프 및 모터의 과제

최근 들어 고성능 유압 펌프 및 모터에 요구되어지고 있는 과제들을 살펴보면 다음과 같다.

- (1) 토출 압력의 고압화, 회전수의 고속화
- (2) 기기 신뢰성의 향상 및 오염관리
- (3) 소음의 저감화, 환경에의 적합화
- (4) 효율의 향상, 에너지 절약형
- (5) 인텔리전트 화
- (6) 불에 타기 어려운 난연화

Tribology 관점에서 다시 정리하여 보면, 고압·고속화, 오염관리, 에너지 절약형 기기화로 대별 할 수 있으며 결국은 고압화·고속화에 따른 문제들을 어떻게 대처해 가야 할 것인가로 귀결되게 된다.¹⁴⁾

3. 유압 펌프의 고압화·고속화의 필요성

유압장치의 현저한 특징 중 대표적인 것으로 단위 질량당의 출력이 월등히 크다는 점을 들 수 있다. 예를 들어 전기모터와 비교하면 유압모터의 토크 밀도 및 동력 밀도는 Fig. 1 및 Fig. 2에 나타낸바와 같이 약 10배 정도의 현저한 차이가 나타남을 알 수 있다.

이 특징으로 보면 유압 액추에이터의 경우가 토크 및 동력밀도가 월등하게 커 힘의 전달 면에서는 큰 우위를 점하고 있다고 판단할 수 있다. 그러나 최근 들어 새로운 자성물체 및 파워 일렉트로닉스의 발전을 배경으로 서보모터의 발전이 두드러지면서 힘이 나 동력값 또는 이들의 밀도가 조금은 못 미치고 있지만 그 차이는 점점 줄어드는 형편이다. 나아가 제어성이 나 조작성의 용이함 등의 특징이 있어, 공작기계, 공

업용로봇, 사출성형기 등 지금까지 유압이 유리한 입장에 있던 시장에 보급되는 것에 그치지 않고, 유압 기기의 아성이었던 항공기·조타장치의 구동기로도 채용되고 있는 실정이다.¹⁵⁾

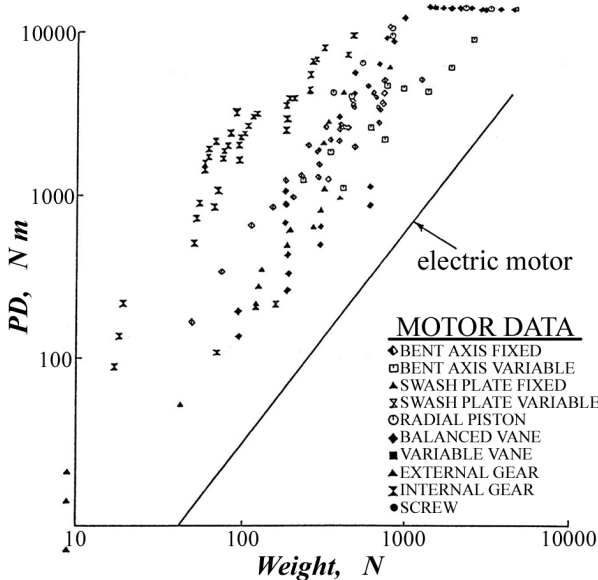


Fig. 1 유압 모터의 토크 특성

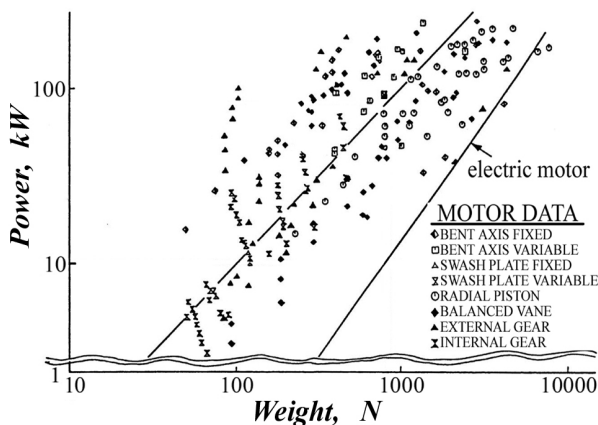


Fig. 2 유압 모터의 동력 특성

각종 구동방식의 적용범위를 출력 토크나 회전수의 가능 영역에 대해 Fig. 3에 나타내었다.

유압 구동방식은 비교적 대출력용, 전기 구동방식은 중간출력, 공기압 구동방식은 경출력 영역에서 각자 우위를 나타내고 있다. 유압동력은 압력×유량에 비례하므로 높은 토크밀도, 출력밀도, 큰출력값을 얻기 위해서는 토출압력 아니면 토출유량을 증가시키지 않으면 안 된다. 따라서 유압기기의 고압화와 고속화가 요구되어 질 수밖에 없는 상황이라고 할 수 있다.

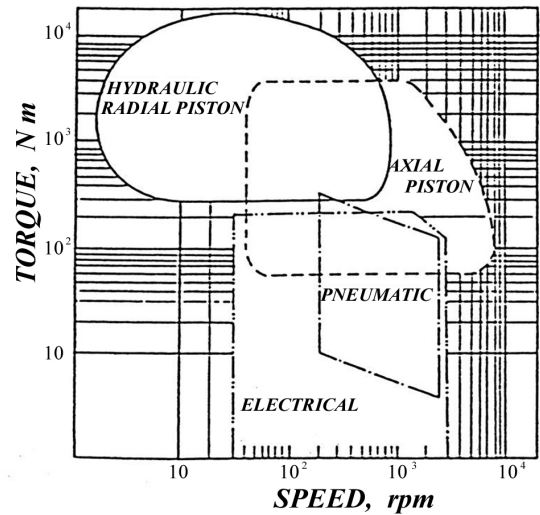


Fig. 3 토크와 회전속도의 비교

4. 고압·고속화의 한계

유압구동은 동력전달매체인 유압작동유체에 유압 기기를 구성하는 정지부품과 운동부품간의 윤활유로서의 역할도 기대하지만 효율을 확보하기 위하여 극히 얇은 유막을 형성시켜야만 하는 조건이 주어지게 된다.

윤활과 시일의 문제는 유압기기 중에서도 유압펌프와 모터가 가장 중요하다 할 수 있다. 이와 관련하여 토출압력과 회전속도의 한계를 보면 Fig. 4에 나타낸바와 같다.

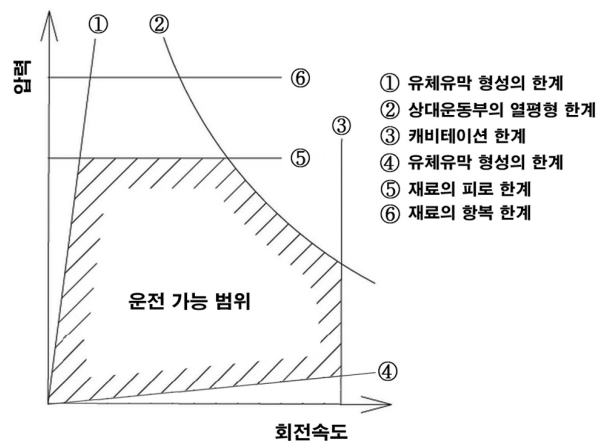


Fig. 4 유압펌프·모터의 압력과 회전속도의 한계

Fig. 4에서 ②는 고압·고속의 영역에서, 슬라이딩부분의 열적 밸런스(표면열화)면에서 PV값으로 대변되는 한계영역이다. 압력만을 고려한다면 연속 최고압력은 재료의 피로한계(⑤), 허용최고압력은 항복한계(⑥)에 의해 결정되어진다. 또한 최고속도는 캐비테이

션 한계(③)에 의해 결정되어진다. 나아가 저속고압력 영역에서 운전될 가능성이 있는 유압모터에서는 슬라이딩부에 유막을 형성시키기 위한 한계로써 허용 최소의 $\mu n/p$ 값 (μ :점도, n :회전수, p :면압)이 존재한다. (①, ④)

따라서 유압펌프의 경우 Fig. 4의 ②, ④의 2곳에서, 유압모터의 경우 ①, ②, ④의 3곳에서 Tribology 설계가 주도적으로 이루어져야 한다. 따라서 유압펌프, 모터의 성능향상에 있어 Tribology의 설계가 매우 중요함을 알 수 있다.

5. 유압 피스톤 펌프 · 모터에서의 극한적인 Tribology 부문

Axial형 피스톤 펌프, 모터는 고압화 및 고속화에 가장 적합한 기기로써, 가변용량화가 가능한 특징이 있어 현재 건설 중장비를 비롯한 주요 기기에서 주로 채용되고 있으므로 이들을 중심으로 Tribology문제를 검토해보고자 한다.

최근 axial형 피스톤 펌프, 모터는 건설 중장비 등 고압형에서 최고압력 49MPa, C_p 값 : 16,000 [$C_p = (\text{최고회전수 min}^{-1}) \times (\text{토출용적 cm}^3)1/3$] 항공기용으로 최고압력 56MPa, C_p 값 : 25,000이 개발되어진 상태이다. 이와 같이 성능이 향상된 기기의 출현은 기기의 기구 및 재료, 가공, 표면성상, 거칠기 등의 제조기술, 나아가 작동유체의 윤활성 향상과 극한 상대운동부의 Tribology적 설계기술 등이 어려워져 가능하게 되었다. 이에 Tribology적인 부분인 주요 슬라이딩부를 중심으로 정리해본다.

5.1 밸브 플레이트-실린더 블록 사이의 Tribology

실린더 블록 면과 밸브 플레이트 사이의 최고 슬라이딩 속도는 흡입측 가압이 없을 경우 12~15m/s, 가압할 경우 16~23m/s에 달한다. 또한 실린더 블록을 밸브 플레이트 쪽으로 밀어붙이려고 하는 힘은 고압측 전체 피스톤 단면적×압력이며, 이 힘에 대하여 95%정도의 밸브플레이트 고압포트와 시일랜드 부분의 압력으로 지지해야하며 부족한 부분은 유체막의 동압 효과로 지지하여야 한다. 이 경우 슬라이딩면에 동압패드가 있는 경우에는 교축효과에 의해 베어링 기능이 주로 발휘되어 지지만¹⁶⁾, 제조단가를 낮추기 위하여 패드를 붙이지 않는 점이 있어 채용하는 경우가 점점 늘어나고 있는 경향이다. 사용 재료로는 실린더 블록 또는 밸브플레이트면의 한쪽은 LBC계 등

의 동합금을 용착확산접합 시킨 것을 사용한다. 모재는 강재이며, 상대면에는 침탄, 질화, 침류질화처리하는 경우가 대부분이다.

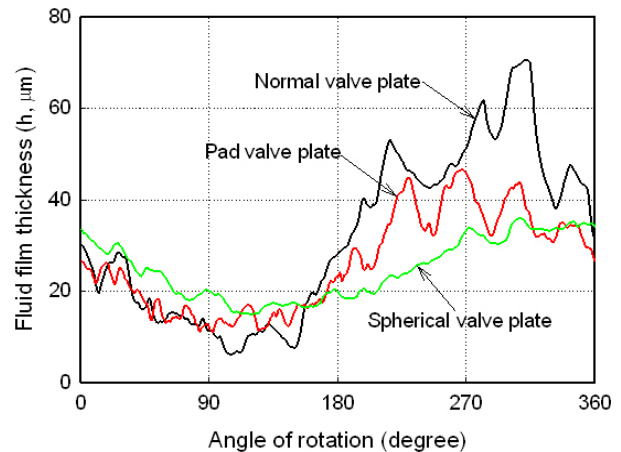


Fig. 5 밸브 플레이트의 유막 두께 특성

Fig. 5는 세 가지 밸브 플레이트에 대한 유막두께를 비교하여 보여주고 있다.^{17~19)} 유막두께의 변동폭은 상당한 차이를 나타내고 있음을 알 수 있다. 특히, normal valve plate의 변동폭이 급격히 커지는 것을 볼 수 있어 실린더 블록의 움직임이 가장 불안정한 상태임을 알 수 있다. 반면, spherical valve plate가 가장 안정된 유막 변동 형태를 보이고 있다. 이러한 유막두께 변동폭의 차이는 흡입과 토출 구간의 압력 차에 의한 실린더 블록의 기울어짐이 그 원인이며, 이러한 기울어짐 현상이 spherical valve plate에서 큰 폭으로 완화되는 것으로 판단된다.

5.2 피스톤-실린더 블록 간의 Tribology

펌프에서 피스톤은 고압의 작동유체를 토출시키며, 모터에서는 압력에 의한 추진력으로 실린더 블록에 회전력을 발생시키는 기본 기능을 수행하기 때문에, 실린더 보어의 간극에서 누설과 마찰력이 중요한 특성이 된다. 특히 사판식에서는 Fig. 6에 나타낸 바와 같은 힘을 받기 때문에 윤활상의 문제가 사축식보다 크게 된다.²⁰⁾ 또한 모터에서는 저속 운전상태일 때 혼합윤활 상태를 피할 수 없게 된다.

펌프가 최고 회전 할 때 피스톤의 슬라이딩 속도는 사판식의 경우 2.5~4m/s, 사축의 경우 5.5~7.5m/s에 달한다. 고속운전 일 때는 냉각과 효율유지를 위하여 필요한 최소한의 누설량을 확보할 수 있는 간극 유지 및 기구학적 구성을 실현하는 것이 핵심적인 관건이라 할 수 있다.

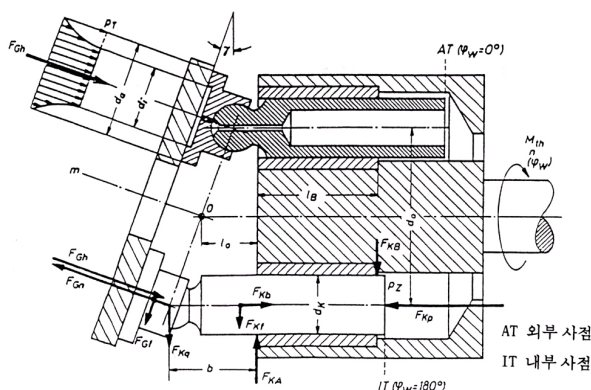


Fig. 6 사판식에서 피스톤의 작용력

피스톤-실린더간의 누설량은 간극의 크기, 압력, 점도, 회전속도에 따라 변하지만, 이외에 피스톤에 걸리는 횡하중의 크기에 따라서도 영향을 받게 된다. 가변용량 기구 경전각의 일정 값 이상에서 포화 또는 극소로 된다.²⁰⁾

마찰력은 상기한 파라미터 이외에 표면 거칠기에 따라서도 변화하게 된다. 특히 10min^{-1} 이하의 회전수에 있어서는 압력 및 경전각에 거의 비례하여 마찰력이 증대된다.

사용 재료면에서 보면, 피스톤은 크롬몰리브덴강의 침탄처리 한 것을 많이 사용하며, 질화처리 하여 사용하는 경우도 있다. 실린더 블록은 고압용의 경우 모재는 강재이며, 보어 면에 동합금을 용착시킨 바이메탈이 주로 사용된다.

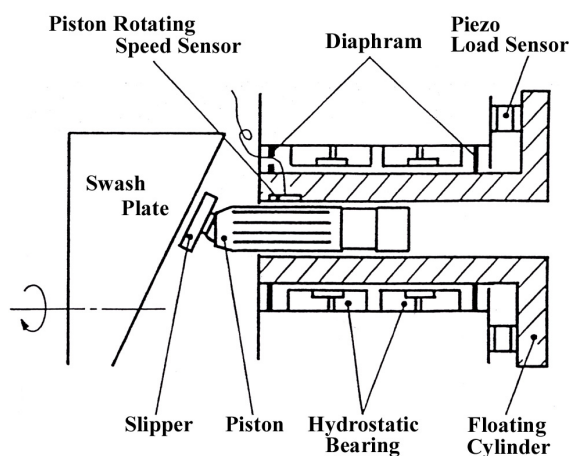


Fig. 7 피스톤과 보어 간의 모델링 실험 장치

Tanaka 등은 피스톤 펌프·모터에 있어서 피스톤-실린더간 슬라이딩부 윤활특성 연구에서 Fig. 7과 같은 모델 실험 장치를 통하여 피스톤 외부에 정압베어링을 설치하여 실린더 보어-피스톤사이의 마찰특성을 측정하였다.²¹⁾

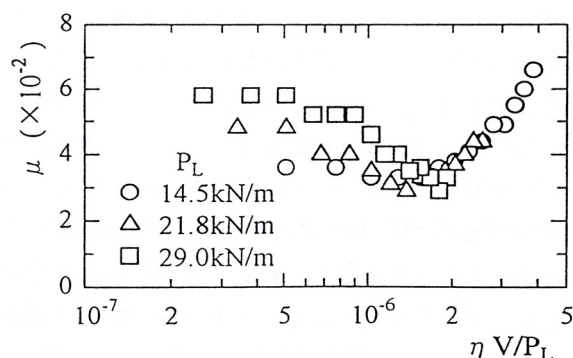


Fig. 8 스트라이브 선도

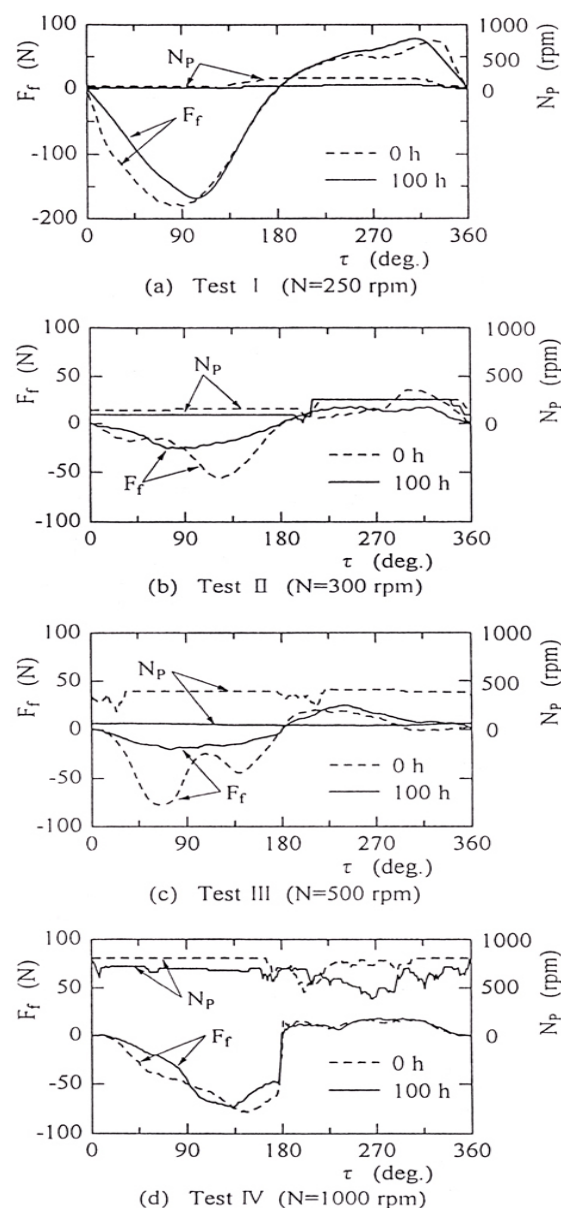


그림 9 피스톤의 마찰력 및 자전 속도

스트라이백 선도를 이용하여 베어링 정수 $\eta v/p$ (η : 점도, v : 속도, p : 평균면압)를 점차 감소시켜가면서 마찰계수 μ 에 대하여 정리한 결과 Fig. 8과 같은 결

과를 얻었으며, 마찰계수 μ 는 단위 길이당의 접촉 하중에는 거의 의존하지 않으며 베어링 정수가 1.6×10^{-6} 근방에서 극소 값을 갖고 있으며, 베어링 정수가 작아짐에 따라 마찰계수가 증가하며, 이 증가는 단위 길이당의 접촉 하중의 감소에 따라 완화되어 가는 경향을 보이고 있다. 마찰계수가 극소가 되는 베어링 정수는 단위 길이당의 접촉 하중의 크기에 의존하는 것으로 보고되어 진 경우도 있으나^{22,23)} 이 연구에서는 확인되지 않았음을 명기하고 있다.

Fig. 9는 길들이기 운전을 끝낸 마찰력의 실험결과로 운전 초기시(0h) 및 종료시(100h)의 마찰력 F_f 와 피스톤의 자전속도 N_p 의 변화 관계를 보여주고 있다.²¹⁾

5.3 피스톤 슈-사판 간의 Tribology

사판식 유압펌프의 특별한 슬라이딩부분으로 피스톤과 구면베어링부로 결합되어진 슈는 변동하는 베어링하중과 피스톤-실린더보어간의 마찰력, 실린더블록의 회전운동에 따른 피스톤 축의 변위, 구면베어링부의 마찰력 등이 작용하는 매우 복잡한 유회환면을 사판 표면과 형성하게 된다.

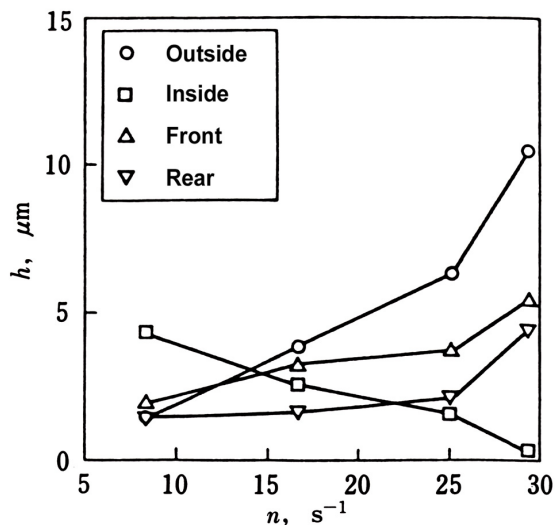


Fig. 12 상대운동부 유막두께에 대한 회전수의 영향

Fig. 10은 회전수와 유막두께의 관계를 나타내고 있다. 회전수에 따라 유막두께 뿐 아니라 슈의 사판에 대한 경사도 복잡하게 변화하고 있다. 슈에는 피스톤 구면베어링부의 마찰력에 의한 모멘트와 원심력에 의한 모멘트가 작용하는데, 저속일 때는 전자가, 고속일 때는 후자가 지배적으로 작용함을 알 수 있다.

저압고속일 경우, 슈의 경사각이 증대되어 사판과의 금속접촉에 까지 이를 수 있음을 그림에서 알 수 있다. 고압고속영역에서도 흡입행정에서 토출행정으로 가는 과도영역에서 급격히 변동하는 압력에 의해 슈가 사판에 충돌하여 금속접촉이 일어날 수 있다.

일반적으로, 사판식 펌프에서 전체효율저하분의 약 30%가 슈와 사판간의 누설과 마찰력 손실에서 일어나게 되어 Tribology 설계가 대단히 중요한 부분이라 하겠다. 슈의 설계는 β (슈 직경/피스톤 직경)와 a (포켓 직경/슈 직경)를 파라미터로 하여 이루어지는데, 광범위한 속도영역에서 손실을 최소화하기 위해서는 항상 유체유회환의 상태가 됨을 기대하기는 어려우며, 혼합유회환의 연구가 진행되어야만 한다.

슈의 재료는 고장력 황동 또는 특수 청동이 사용되며 때로는 이들과 강재와 바이메탈이 이용되어지며, 사판은 침판, 질화, 침류질화 처리를 한 강재 또는 주철이 사용되어진다.

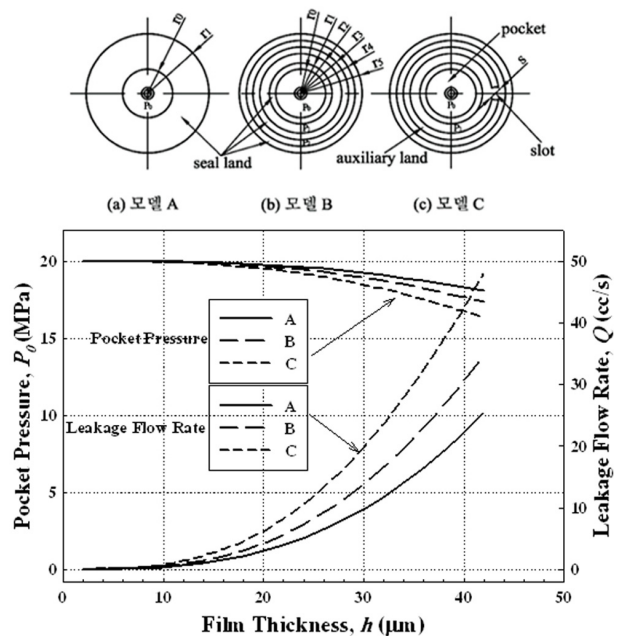


Fig. 11 유막두께에 따른 포켓 압력 및 누설유량 특성

동일 조건에서 유막두께를 변화시켰을 때 포켓압력과 누설유량의 변동을 살펴보면 Fig. 11과 같이 변화함을 알 수 있다.²⁴⁾

그림에서 알 수 있듯이 유막두께의 증가는 누설유량의 증가를 가져오고, 이로 인해 포켓압력의 저하를 유발시킨다. 누설에 직접적으로 관여하는 압력차가 모델 A와 B보다 모델 C의 경우 랜드부를 통과하는 대기압과의 압력차가 가장 크고, 실랜드(seal land)부의 폭이 모델 A와 B보다 상대적으로 작게 되어 누설

은 크고 포켓압력은 가장 작게 나타난다.

5.4 사판-사판 베어링 사이의 Tribology

이 부분 역시 사판식 액시얼 펌프에서 특별한 Tribology 특성을 갖고 있다. 사판은 경사각조절 축을 구름베어링으로 지지하고 있는 Fig. 12 (b)에 나타난 바와 같은 트리니언 방식이 많이 사용되어져 왔으나, 최근 들어 Fig. 12 (a)와 같은 사판 밀면의 원주면을 펌프 본체에 직접 지지하는 크래들 방식이 많이 채용되어지고 있다. 이 방식은 펌프의 경량화를 이룰 수 있는 장점 뿐 아니라 사판 및 사판 지지계의 강성을 향상시키는 효과도 갖고 있어 저소음화를 이룰 수 있는 이점이 있다.

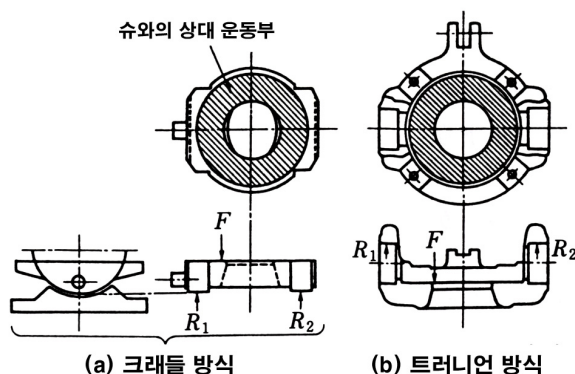


Fig. 12 사판의 지지 방식

반면에, 베어링지지부의 마찰 토크가 증대되어 토출유량 절환 때 응답이 떨어져 따라서는 저압 운전시 절환 불능이 일어날 수 있는 위험 요소를 안고 있는 결점은 무시할 수 없다.

크래들 방식에 있어서도 베어링으로 롤러 베어링을 사용하는 경우도 있는데, 강성측면에선 면 베어링을 채용하는 경우가 많으며, 동합금에 의한 바이메탈, 이유화몰리브덴이나 저 마찰 합성수지를 코팅한 것을 사용하거나, 정압 베어링을 채용하여 대처하는 경우가 있다. 그러나 이 베어링 면은 정지상태가 대부분이어서 어떤 형태의 윤활이든 간에 혼합윤활의 문제를 안고 있다고 할 수 있다.

6. 윤활유에 대한 기대

유압기기의 성능향상 필요성과 관련 Tribology 관점에서 axial형 피스톤 펌프, 모터를 중심으로 설명하였다. 현재의 여러 성능은 설계 기술, 제조 기술, 작동유체 성능의 향상에 의해 기인된 것으로 설명하였

으나 실제로 기구나 재료의 선택에 의한 설계기술의 진보에 의한 영향도 그리 크지 않음을 알 수 있다. 예를 들어 신소재를 피스톤 펌프에 적용하는 시도는 내식성이나 내마모성을 특별히 필요로 하는 특수용이 많다.²⁵⁾ 일반용으로 쓰이는 펌프는 제조기술과 작동유체의 개선을 통해 이루는 것이 보다 현실적인 대안이라 할 수 있다.

유압구동이 합리적인 구동방식으로써 산업계에 받아들이도록 하기 위해서는 보다 더 광범위한 속도범위, 부하범위에 대한 Tribology의 문제를 극복하지 않으면 안 된다. 이와 같은 상황에서 작동유체에 대해서는 윤활제로서의 각종 성능 중에서도 압력-점도특성, 온도-점도특성과 같은 특성으로부터 유체윤활인지 혼합윤활인지를 지배하는 성능, 고속전단 안정성, 고온 안정성 및 캐비테이션 방지성의 향상이 특별히 기대되어진다.

참고 문헌

- 1) K. T. Renius, Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen, VDI Forschungsheft 561. 1. Auflage, VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf, 1974
- 2) O. Böinghoff, Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben - Axialkolbenmaschinen. VDI Forschungsheft 584. Dusseldorf, VDI-Verlag, 1977.
- 3) E. Kometani, A Study on the Performance Improvement of Ball-Piston Mechanism in Hydraulic Motor, Doctoral thesis of the TIT, 1978
- 4) H. H. Harms, Untersuchungen zum Reibungsverhalten zwischen Gleitschuh und Gleitring von schnelllaufenden Radialkolbenmaschinen. Diss. TU Braunschweig und VDI Forschungsheft 613. Dusseldorf, VDI-Verlag, 1982.
- 5) J. K. Kim, Performance Characteristics with Valve Plate Shapes in Swash Plate Type Oil Piston Pumps, Doctoral thesis of the Chonbuk National University, 2003
- 6) J. S. Saitchenko, "Force Balance Conditions of the Valve Plate and Rotor of an Axial Piston Pump", Stanki I. Instrument, 10, BHRA T 750, pp.28~29, 1963

- 7) N. Franco, "Pump Design by Force Balance", Hydraulic & Pneumatics, Vol.14, No.11, pp.101~107, 1960.
- 8) N. A. Shute and D. E. Turnbull, "Minimum Power Loss Conditions of the Piston and Valve Plate in Axial-Type Pumps and Motors", ASME, Paper 63-WA-90. pp.6~17, 1963.
- 9) J. Mckeown, D. A. Milner, N. A. Shute and D. E. Turnbull, "Hydrodynamic Factors Affecting the Design of Value plate and Thrust Bearings.", Proc. I. Mech. E., Vol.181, No.1, pp.653~665, 1966.
- 10) G. Hibbert, D. V. Lindsay, N. A. Shute and D. E. Turnbull, "The Balancing of Piston and Valve Plate Forces in Axial Piston Pumps and Motors", 2nd Fluid Power Symposium, 4th-7th, Guildford, Paper G2, pp.13~40, 1971
- 11) R. Taylor and L. Lin, "The Application of Tribological Principles to the Design of the Valve Plate of an Axial Piston Pump-Part 1", The BFPR Journal, Vol.17, No.2, pp.257~262, 1984
- 12) C. J. Hooke, K. Foster and G. Madera, "A Note on the Effect of Shaft and Casing Stiffness on the Port Plate Lubrication Film of a Particular Slipper-Pad Axial Piston Pump", 4th International Fluid Power Symposium, Paper B2, pp.21~28, 1975
- 13) K. Foster, C. J. Hooke and G. Madera, "The Effect of Structural Distortions on the Performance of Port Plates in Axial Piston Pumps and Motors", Conf. Stress Anal Group, Inst Phys Comput Dev, Exp Numer Stress Anal, Pap. No.9, pp.147~159, 1976
- 14) T. Ichikawa and A. Hibi, "Feature of Hydraulic Technology", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society. Vol.18, No.4, pp.278, 1987
- 15) T. Kawasaki, "Driving system for Surface Control of Aircraft", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society. Vol.19, No.6, pp.475, 1988
- 16) A. Yamaguchi, H. Sekine, S. Shimizu and S. Ishida, "Bearing/Seal Characteristics of the Film between a Valve Plate and a Cylinder Block of Axial Piston Pump", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society. Vol.18, No.7, pp. 543, 1987
- 17) J. K. Kim and J. Y. Jung, "Measurement of Fluid Film 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
- 18) J. K. Kim et al., "Measurement of Fluid Film Thickness on the Valve Plate in Oil Hydraulic Axial Piston Pumps (Part II : Spherical Design Effects)", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.19, No.2, pp.655~663, 2005
- 19) J. Y. Jung et al., "Fluid Film Characteristics between Cylinder Block and Valve Plates in Oil Hydraulic Piston Pumps", Journal of the KFPS, Vol.1, No.2, pp.8~14, 2004
- 20) N. Iboshi, "Tribology between Slipper and Swash Plate", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society. Vol.18, No.3, pp.172, 1987
- 21) K. Tanaka, K. Kyogoku and T. Nakahara, "Lubrication Characteristics on Sliding Surfaces between Piston and Cylinder in a Piston Pump and Motor(Effect of Running-In, Profile of Piston Top and Stiffness)", JSME International Journal Series C, Vol.42, No.4, pp.1031~1040, 1999
- 22) N. Soda, "On the Separation of Friction Curves for Plane Bearings under Mixed Lubrication (Reexamination of the Experimental Results by S. A. and T. R. MCKEE-(I) Effects of Load and Speed)", Journal of the JSLE, Vol.25, No.10, pp.669~676, 1980
- 23) M. Nonogaki and T. Nakahara, "Approximate Analysis of Frictional Characteristics in Mixed Lubrication of Journal Bearing, Journal of Japanese Society Tribologists, Vol.38, No.4, pp.337~344, 1993
- 24) J. R. Kwak et al., Characteristics of the Slipper Hydrostatic Bearing in the Swash Plate Type Axial Piston Pump(Part I : Theoretical Analysis of Bearing Shape), The 36th conference on the

KSTLE, pp.268~274, 2003

- 25) A. Ohashi, K. Mizuno, T. Umeda "The Application of New Materials to Piston Pumps", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society. Vol.18, No.4, pp.271, 1987

[저자 소개]

정재연

E-mail : jungjy@jbnu.ac.kr

Tel : 063-270-2372

1981년 전북대학교 정밀기계공학과 전임강사. 1985년 일본 Vickers 유압기계설계실 연구원. 1989년 동경공업대학교 생산기계공학과 박사. 1993년 전북대학교



정밀기계공학과 교수. 1998년 전북대학교 자동차신기술연구소장. 2009년 전북대학교 도서관장. 기계부품 Tribology, 유압펌프 및 모터의 연구 및 설계 분야에 종사. 유공압건설기계학회, 대한기계학회, 한국윤활학회, 한국정밀공학회, 한국자동차공학회, 일본기계학회, 일본유공압학회, 일본트라이볼로지학회 등의 회원, 공학박사

[저자 소개]

조인성

E-mail : cis0206@jbnu.ac.kr

Tel : 063-270-4703



2005년 전북대학교 정밀기계공학과 박사. 2007년 (유)한독엘리베이터 입사, 2009년 전주대학교 객원교수, 2011년 전북대학교 겸임교수. 기계부품 Tribology, 유압부품의 연구 및 설계 분야에 종사. 유공압건설기계학회, 대한기계학회, 한국윤활학회, 한국자동차공학회 등의 회원, 공학박사