

차량용 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 링과 실린더 보어간의 윤활특성에 관한 연구

정재연 · 조인성* · 송규근* · 백일현** · 오석형*** · 정석훈**** · 정용욱*****

전북대학교 기계항공시스템공학부, 공업기술연구소, *전북대학교 기계항공시스템공학부, **전북대학교
 정밀기계공학과 대학원, ***군산대학교 기계공학부, ****벽성대학 자동차과, *****동명모트롤(주)

A study on lubrication characteristics between piston ring and cylinder bore of bent-axis type piston pump for vehicle

JaeYoun Jung, IhnSung Cho*, KyuKeun Song*, IHyun Baek**,
 SeokHyung Oh***, SeokHoon Jung**** and YongWook Jeong

Division of Mechanical & Aerospace System Engineering and RCIT, Chonbuk National University

**Division of Mechanical & Aerospace System Engineering*

***Department of Precision Mechanical Engineering, Chonbuk National University*

****Division of Mechanical Engineering, Kunsan National University*

*****Department of Automobile, Byuksung College*

******TongMyung Mottrol co., ltd.*

Abstract – The bent-axis type piston pump which is driven by the piston rod works on the way that the piston rod drives the cylinder block, so the taper angle of the piston rod and the swivel angle between the cylinder block and the shaft are very important design factors. If the above factors cannot satisfy the conditions of optimum design, the friction loss between the cylinder bore and the piston increases, and the pump can even fail to work under conditions of severe friction and wear. Since the piston reciprocates in the cylinder bore with high velocity, and at the same time it rotates on its own axis and revolves on the center of the cylinder block, the decrease of the volume efficiency generated on account of the leakage between the cylinder bore and the piston. Therefore, to prevent this case, the piston ring is designed at the end of the piston, and the friction characteristics between the piston ring and the cylinder bore are in need of research due to its great influence on the performance of piston pump. Thus, in this paper, the elastic hydraulic oil's lubrication analyses of the film thickness, the pressure distribution, and the friction force, and so on, have been performed, and the lubrication characteristics between the piston ring and the cylinder bore are explored by the results of the numerical analysis, and it is contributed to realize the higher efficiency and the more advanced performance of the bent-axis type piston pump.

Key words – oil hydraulic piston pump(유압 피스톤 펌프), EHL(탄성 유체 윤활), piston ring(피스톤 링), friction force(마찰력).

기호설명

C_o	: 적분상수	h	: 임의의 x 점에서의 유막두께
f	: 단위 길이당 마찰력	h_m	: 최대압력점 ($dp/dx=0$)에서의 유막두께
E'	: 등가탄성계수	h_o	: $x=0$ 에서의 유막두께
		p	: 임의의 x 점에서의 압력
		p_a	: 대기압력
		p_d	: 토출압력
		p_s	: 흡입압력

†주저자 · 책임저자 : jungjy@chonbuk.ac.kr

- R : 등가 실린더의 곡률 반경
- R_d : 디스크 구면부의 피치원 반경
- $u=(u_1+u_2)/2$: 평균속도
- w : 단위 길이당 부하량
- v : 탄성체의 변형량
- V_1 : 피스톤 링의 y 방향 속도
- x : 윤활 영역의 좌표
- x_a, x_b : 압력이 발생하는 범위
- x_m : 최대압력점($dp/p_x=0$)에서의 x 좌표
- α : 압력·점성 계수
- α_p : 경전각
- η : 작동유의 점도
- η_o : 대기압에서 작동유의 점도
- θ : 축의 회전각도
- σ_1, σ_2 : 포와송비
- ω : 축의 각속도

1. 서 론

최근 대형중장비용 유압시스템은 성능, 환경, 소음 규제 등이 지속적으로 강화되고 있으며, 이를 해결하기 위해 유압시스템의 소형경량화, 고속고압, 전자제어, 대체 오일, 소음저감 등에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

이와 같은 기술동향은 유압시스템의 핵심동력원인 유압 피스톤 펌프도 예외는 아니다. 그 중에서도 사축식 액셜형 피스톤 펌프는 고속 고압화에 적합하고, 가변용량형이 용이한 특징 때문에 건설중장비용 메인 펌프로 사용되고 있다.

사축식 피스톤 펌프의 피스톤은 실린더 보어를 고속으로 왕복운동 하면서 자전 및 공전운동을 병행하기 때문에, 실린더 보어와 피스톤 간의 누설에 의한 체적효율의 저감이 우려된다. 따라서, 이를 방지하기 위해서 피스톤의 엔드부에 피스톤 링이 설치되어 있고, 피스톤 링과 실린더 보어간의 마찰특성에 따라 펌프의 성능이 크게 좌우되기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다.

따라서, 본 논문에서는 피스톤 링과 실린더 보어간의 탄성유체윤활해석을 통해서 유막두께, 압력분포, 마찰력 등을 산출하고, 피스톤 링과 실린더 보어간의 윤활특성을 규명하여 사축식 피스톤펌프의 고효율화 및 성능향상에 기여하고자 한다.

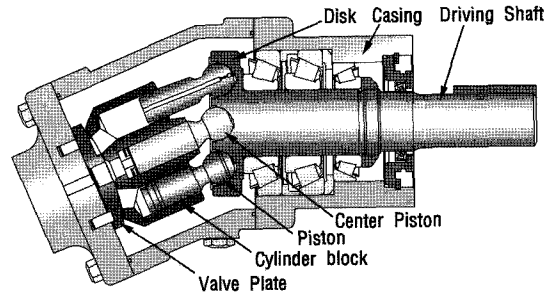


Fig. 1. Diagram of axial piston pump.

2. 이론적 해석

Fig. 1은 사축식 피스톤펌프의 구조도를 보여주며, 실린더 블록과 왕복, 자전, 공전 운동을 하는 피스톤(피스톤 링)의 역학적거동은 매우 복잡한다. 따라서, 본 해석을 위해서는 피스톤 링과 실린더 보어 간의 역학적 거동해석이 필수적으로 선행하여, 탄성유체윤활해석에 필요한 기본데이터를 확보해야한다.

Fig. 2는 피스톤링과 실린더보어간의 접촉상태를 보여준다. 축이 1회전하는 동안, 피스톤은 실린더보어를 왕복운동하면서 압력이 흡입압력에서 토출압력까지 변하기 때문에, 해석을 위한 경계조건이 매우 가혹하다.

따라서, 실린더보어와 피스톤 링이 상대운동할 때, 접촉면이 탄성변형을 일으킬 것으로 사료되기 때문에

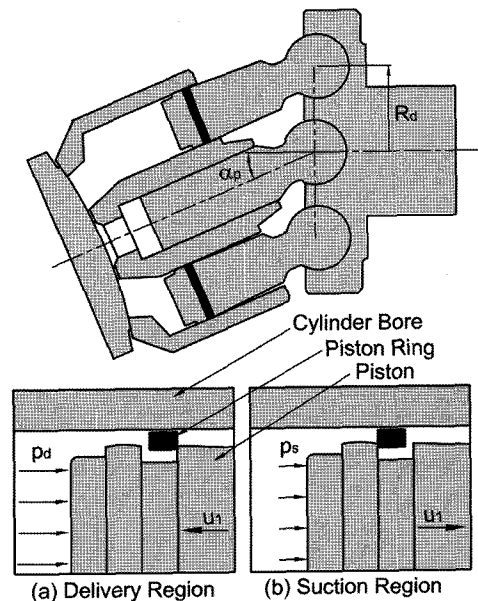


Fig. 2. Behavior of piston and piston ring in cylinder bore.

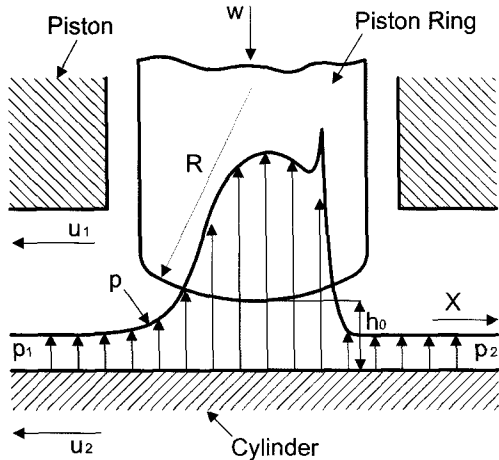


Fig. 3. Model between piston ring and cylinder bore.

정확한 윤활해석을 위해서는 탄성유체윤활 측면의 접근이 필수적이라 할 수 있다.

그러므로, 본 해석에서는 실린더보어와 피스톤링간의 상대운동부에 대한 탄성유체윤활해석을 시도하였으며, Fig. 3에 상대운동부간의 경계조건 및 해석모델을 도시하였다.

Fig. 3에서, 속도 u_1 와 곡률반경 R 인 피스톤 링이 속도 u_2 인 반무한체의 실린더 보어 주위를 단위길이당 w 의 하중으로 운동하는 것과 같은 2차원 흐름을 해석의 대상으로 했으며, 해석을 위한 가정은 다음과 같다.

- (1) 탄성체의 접촉각은 미소하므로 윤활유체의 y 축 방향으로의 흐름은 무시한다.
- (2) 윤활유체의 관성은 작기때문에 무시한다.
- (3) 탄성체의 변형은 반 무한체의 평면 변형 조건으로 한다.
- (4) 윤활유체는 비압축성이다.
- (5) 윤활유체의 점성은 압력의 지수 계수로써 표현된다.
- (6) 윤활유체의 점성은 온도변화에 무관하다.

2-1. 윤활에 관한 기초방정식

Fig. 3에서, 윤활유체중의 유체 압력 p 에 관한 레이놀즈 방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$h^3 \frac{dp}{dx} = 12u\eta(h-h_m) + 12\eta V_1(x-x_m) \quad (1)$$

여기에서 우변 첫째항은 상대운동부의 Wedge 효과를 나타내며, 두 번째 항은 Squeeze 효과에 의한 것을

나타내고 있으며, $u=(u_1+u_2)/2$ 인데, 실린더 속도 u_2 가 0이 되기 때문에, $u=u_1/2$ 가 된다. 이때, u_1 은 피스톤 링의 미끄럼 속도로써 다음 식과 같이 주어진다.

$$u_1 = R_d \omega \sin \alpha_p \sin \theta \quad (2)$$

이때, $u_1 \geq 0$ 이면 $p_1 = p_a$, $p_2 = p_a$ 이고, $u_1 < 0$ 이면 $p_1 = p_a$, $p_2 = p_s$ 이다.

점성 계수 η 는 가정 (5)에 의해서 다음 식으로 주어진다.

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha \cdot p) \quad (3)$$

윤활막 두께 h 및 탄성체의 변형량 v 는 다음 식으로 표현한다.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v \quad (4)$$

$$v = -\frac{2}{\pi E'} \int_{x_0}^x p(s) \ln(x-s)^2 ds + C_0 \quad (5)$$

$$\text{여기에서, } \frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\sigma_1^2}{E_1} + \frac{1-\sigma_2^2}{E_2} \right)$$

식 (5)를 식(4)에 대입하면, 식 (4)에서는 $h_0 + C_0$ 라는 미지의 상수가 남게 된다. 이 상수의 값을 결정하기 위하여 다른 부하력의 조건을 고려해야하며, 피스톤 링에 작용하는 단위 길이당 부하를 w 라 하면 w 는 다음 식과 같이 된다.

$$w = \int_{x_a}^{x_b} p(x) dx \quad (6)$$

여기서, x_a 와 x_b 는 각각 유막내에서 발생하는 압력이 시작하는 점과 끝나는 점이다. 그리고, 식 (1)을 풀기 위해서 다음과 같은 경계조건을 고려한다.

$$\begin{aligned} x=x_a \text{ 에서 } p &= p_1 \\ x=x_b \text{ 에서 } p &= p_2, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \end{aligned}$$

이렇게 구한 p , h 를 이용하면, 피스톤 링과 실린더 보어 간의 단위 길이당 마찰력은 다음식으로 구할 수 있다.

$$f = \int_{x_a}^{x_b} \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx - \int_{x_a}^{x_b} 2 \eta \frac{u}{h} dx \quad (7)$$

3. 해석 결과 및 고찰

Table 1과 같은 운전조건하에서, 피스톤 링에 작용하

Table 1. Geometrical & operating conditions between piston ring and cylinder bore

Item	Values	Unit
Suction pressure	-0.05	MPa
Discharge pressure	30,35,40	MPa
Rotational speed of shaft	1500,1800,2100	rpm
Oil viscosity (at 40°C)	30	cP
Dia of Cylinder Bore	25	mm
Dia of Disk's Spherical Part	75	mm
Width of Piston Ring	3.2	mm
Swivel Angle	29	deg

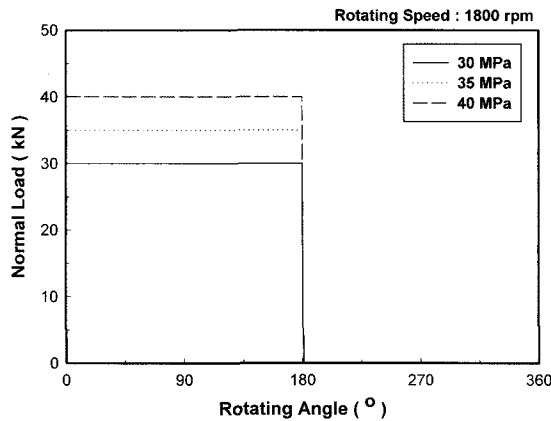


Fig. 4. Normal force on piston ring.

는 수직하중과 피스톤 링의 속도를 입력조건으로 사용하였으며, 이러한 조건에서 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 링과 실린더 블록 간의 탄성유체윤활 특성을 살펴보았다.

Fig. 4는 Table 1과 같은 기하학적 형상을 갖는 사축식 피스톤 펌프에 대해서, Fig. 3의 모델링 상태에서 회전수가 1800 rpm이고, 토출압력을 변화시켰을 때, 피스톤 링에 작용하는 수직하중에 대해 보여주고 있다. 그림에서 0~180°는 토출구간이고, 180~360°는 흡입구간이다. 흡입구간에서 수직하중이 거의 0 kN으로 나타나는 것은 흡입압력이 부압이기 때문이고, 전반적으로 토출압력이 높을수록 피스톤 링에 가해지는 수직하중이 높게 나타나며 피스톤 링에 가해지는 수직하중은 토출압력과 비례 관계에 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 토출압력이 35 MPa이고, 회전수를 변화시켰을 때, 회전각도에 따른 피스톤 링의 속도를 나타내고 있다. 그림에서 0~180°는 토출구간이고, 180~360°

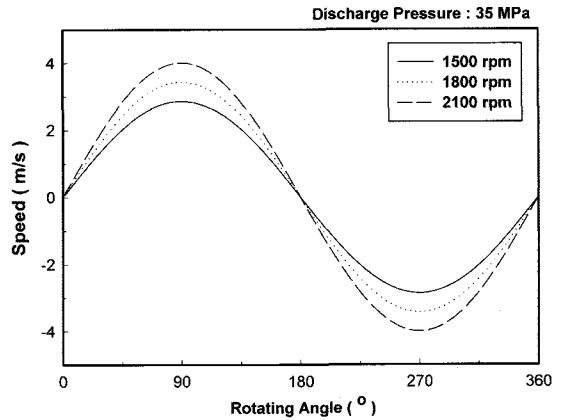


Fig. 5. Speed of piston ring.

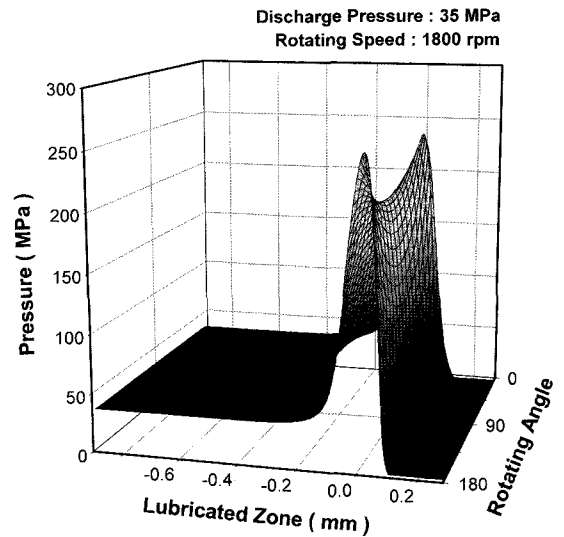


Fig. 6. Pressure distribution between piston ring and cylinder bore(delivery region).

는 흡입구간이다. 샤프트와 실린더 블록이 임의의 경전각을 가지며 경사져있기 때문에 샤프트의 회전운동에 의해서 피스톤은 선형운동 하게 되며 회전수가 증가할수록 피스톤 링의 회전속도는 같은 쪽으로 증가 또는 감소하는 것으로 미루어 부호는 방향을 나타내는 것을 알 수 있고, 피스톤 링이 0°, 180°의 위치에 있을 때 회전수와 상관없이 피스톤 링의 회전속도가 Zero가 되는 TDC와 BDC를 의미하며, 회전각도가 증가하면서 속도는 증가하며, 90°, 270°의 위치에 있을 때 최대속도가 됨을 알 수 있다. 또한, 샤프트의 회전수에 비례적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 토출압력 35 MPa, 회전수 1800 rpm일 때,

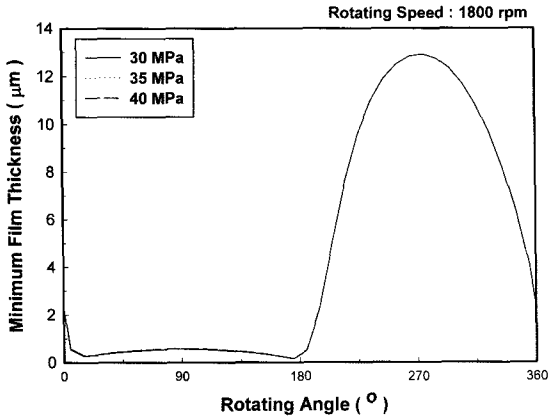


Fig. 7. Minimum film thickness to discharge pressure.

토출구간에서 회전각도에 따른 유막 내의 압력분포를 나타내고 있다. 그림에서 회전각도 0~180°는 토출구간을 나타내는 것이고, 토출구간에서의 중간지점보다 양 끝단에서 압력이 더 높은 것으로 나타나는데 이는 속도가 줄어들면서 윤활영역이 좁아져 최대압력이 높게 나타나고 있다.

또한 최대압력이 200 MPa 이상의 고압이 국부적으로 발생하고 있음을 알 수 있다. 그러므로, 사축식 피스톤 펌프에서 피스톤 링과 실린더 보어 간의 윤활특성을 정확하게 해석하기 위해서는 탄성유체윤활적인 접근방법이 필수적이라 할 수 있으며, 본 연구에서는 이러한 해석방법을 이용하여 토출압력과 회전수에 따른 윤활특성을 살펴보았다.

Fig. 7은 회전수가 1800이고, 토출압력을 변화시킬 때, 회전각도에 따른 최소유막두께를 나타내고 있다. 그림에서 0~180°사이는 토출구간이고, 180~360°사이 는 흡입구간이다. 최소유막두께는 토출구간보다 흡입

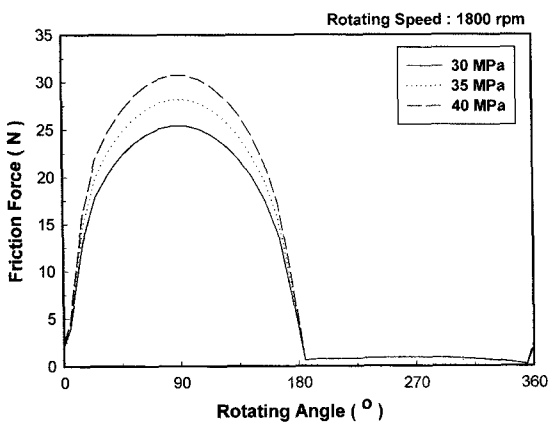


Fig. 8. Friction force to discharge pressure.

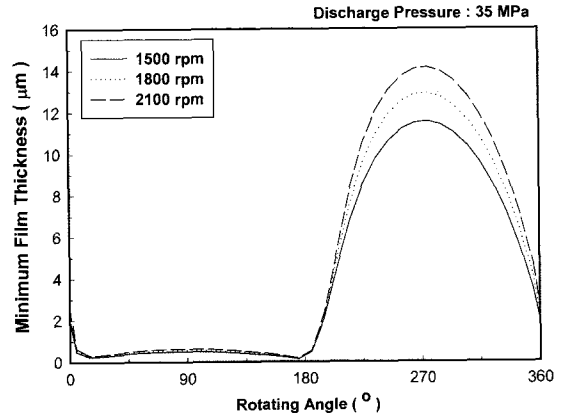


Fig. 9. Minimum film thickness to rotating speed.

구간에서 더 높고, 압력의 영향이 거의 없음을 알 수 있으며, 0°와 180°에서 피스톤의 속도는 Zero이지만, 최소유막두께가 최소가 아닌 이유는 Squeeze 효과에 의한 것으로 여겨진다.

Fig. 8은 회전수가 1800 rpm이고, 토출압력을 변화시 킬 때, 회전각도에 따른 마찰력을 나타내고 있다. 그림에서 0~180°는 토출구간이고, 180~360°는 흡입구간이다. Fig. 4와 같이 수직하중은 토출압력에 비례하기 때 문에, 토출구간에서는 토출압력이 증가함에 따라 마찰 력도 증가하고, 흡입구간에서는 토출압력과 관계없이 거의 일정함을 알 수 있고, 흡입구간보다 토출구간에 서 마찰력이 훨씬 더 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 토출압력이 35 MPa이고, 회전수를 변화시 킬 때, 회전각도에 따른 최소유막두께를 나타내고 있 다. 그림에서 0~180°는 토출구간이고, 180~360°는 흡 입구간이다. 흡입구간보다 토출구간에서 최소유막두께 가 더 작은 것을 알 수 있고, 회전수가 증가함에 따라

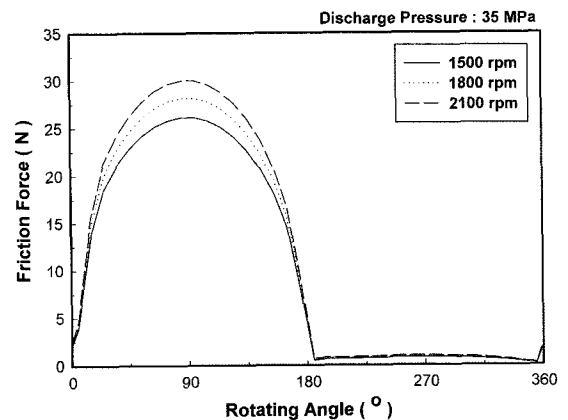


Fig. 10. Friction force to rotating speed.

최소유막두께가 비례적으로 증가하는 것으로 미루어 최소유막두께와 회전수는 비례관계에 있는 것을 알 수 있다. 이는 Wedge 효과에 의해서 속도가 증가할수록 유막두께가 커지기 때문이다.

Fig. 10은 토출압력이 35 MPa이고, 회전수를 변화시킬 때, 회전각도에 따른 마찰력을 나타내고 있다. 그림에서 0~180°는 토출구간이고, 180~360°는 흡입구간이다. 흡입구간보다 토출구간에서 마찰력이 더 큰 것을 알 수 있고, 회전수가 증가함에 따라 마찰력이 증가하는 것을 알 수 있으며, 이는 상대 미끄럼 속도가 증가할수록 점성마찰력이 증가하기 때문이다.

4. 결 론

사측식 피스톤 펌프에서 피스톤 링과 실린더 보어 간의 윤활특성에 대한 해석결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 피스톤 링과 실린더 보어 간의 윤활상태가 유체 윤활에서 탄성유체윤활 영역 내에 있음을 알 수 있다.
2. 피스톤 링과 실린더 보어 사이의 최소유막두께는 주어진 조건에서, 회전수가 증가할수록 증가하며, 토출압력의 변화에 대해서는 거의 영향이 없음을 알 수 있다.
3. 피스톤 링과 실린더보어 사이에서 발생하는 마찰력은 토출압력과 회전수가 증가할수록 증가한다.

또한, 상기 결과의 비교 및 검토를 통해, 피스톤 링과 실린더 보어간의 윤활영역은 유체윤활에서 탄성유체윤활영역에 있음을 알 수 있으며, 본 연구는 앞으로 지속적인 연구가 이루어져야 할 이 분야에서 기본적인 토대가 될 것으로 사료된다.

참고 문헌

1. 정재연, 조인성, 오석형, “냉동 공조용 로터리 콤프

레서의 윤활특성”(제2보; 배인 선단부의 탄성 유체 윤활 특성 해석), 한국윤활학회지, 제13권, 제1호, pp. 62-69, 1997.

2. Dowson, D. and Higginson, G. R., “Elasto-Hydrodynamic Lubrication,” Pergamon, 1966.
3. Paolo Casoli, Andrea Vacca, Germano Franzoni and Gian Luigi Berta, “Modelling of Fluid Properties in Hydraulic Positive Displacement Machines, Simulation Modelling Practice and Theory,” Vol. 14, Issue 8, pp. 1059-1072, 2006.
4. P. Kaliafets and Th. Costopoulos, “Modelling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control, Mechanism and Machine Theory,” Vol. 30, Issue 4, pp. 599-612, 1995.
5. Mansour A. Karkoub, Osama E. Gad and Mahmoud G. Rabie, “Predicting Axial Piston Pump Performance using Neural Networks, Mechanism and Machine Theory,” Vol. 34, Issue 8, pp. 1211-1226, 1999.
6. R.M. Douglas, J.A. Steel and R.L. Reuben, “A Study of the Tribological Behaviour of Piston Ring/cylinder Liner Interaction in Diesel Engines using Acoustic Emission,” Tribology International, Vol. 39, Issue 12, pp. 1634-1642, December 2006.
7. John J. Truhan, Jun Qu and Peter J. Blau, “The Effect of Lubricating Oil Condition on the Friction and Wear of Piston Ring and Cylinder Liner Materials in a Reciprocating Bench Test,” Wear, Vol. 259, Issues 7-12, pp. 1048-1055, July-August 2005.
8. Eric W. Schneider and Daniel H. Blossfeld, “Radiotracer Method for Measuring Real-time Piston-ring and Cylinder-bore Wear in Spark-ignition Engines,” Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment, Vol. 505, Issues 1-2, pp. 559-563, 1 June 2003.