

피스톤 형상이 유압피스톤 펌프 · 모터의 윤활특성에 미치는 영향

이정오* · 박태조**

*한국과학기술원 정밀공학과

**경상대학교 기계공학과

Effect of Piston Shape on the Lubrication Characteristics of Hydraulic Piston Pump and Motor

Chung-Oh Lee* and Tae-Jo Park**

*Department of Precision Engineering and Mechatronics, KAIST

**Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University

Abstract—Thin film flow in the clearance between cylinder bore and axially moving composite-shape piston is analyzed to study the effect of piston shape on the lubrication characteristics of hydraulic piston pump and motor. It is shown that the piston shape significantly affect the distribution of fluid film pressure, lateral force acting on the piston and leakage flow rate in the clearance. And it is also shown that the composite-shape piston is more effective than the cylindrical piston under tilted condition to reduce the possibility of hydraulic locking. Therefore, the results of present study can be used usefully in the design and manufacturing of hydraulic piston pump and motor.

1. 서 론

피스톤(piston) 기구는 간단한 구조로서 소형·경량화 및 고출력화가 가능하기 때문에 많은 종류의 유압기기에서 기능상의 기본요소로 이용되고 있다. 특히, 고압하에서 동작하는 이 기구의 대표적인 유압기계인 유압 피스톤 펌프(hydraulic piston pump) 또는 모터(motor)에서는 피스톤과 실린더 사이 간극(clearance)에서의 유압유(hydraulic oil)의 유동에 관한 연구가 다음과 같은 이유 때문에 실제적인 중요성이 아주 크다. 일반적으로 피스톤은 편심된 상태로 운동하기 때문에 유압유의 작용으로 간극내에는 원주방향으로 비대칭인 유체압력이 발생하며 피스톤에는 축에 수직한 힘인 측력(lateral force)으로 작용한다. 만일, 측력의 작용으로 편심상태의 피스톤이 실린더 내벽쪽으로 더욱 편심되게 되면 피스톤에 작용하는 마찰력은 증대하며 경우에 따라서는 피스톤이 실린더의 내벽에 닿게 되어 작동불능상태에 이르기조차 한다[1,2]. 뿐만 아니라, 간극을 통하는 유압유의 누

설량(leakage flow rate)이 증가하므로 펌프나 모터의 용적효율(volumetric efficiency)의 저하를 초래한다.

이와 같이 피스톤과 실린더 사이 간극에서의 유압유의 유동에 관한 정확한 현상규명은 유압기계의 수명 및 효율의 향상을 위해서 유압제어분야에서 연구의 필요성이 제기되어 왔다[3,4]. 그러나, 현재까지 이 분야에서 제기되고 있는 다른 많은 유체역학적인 문제의 경우와 마찬가지로 간극에서의 유체유동에 관한 신빙성 있는 연구는 거의 없고, 실제의 설계는 시행착오적인 방법에 의한 실험에 의존하고 있는 실정이다[5-7]. 더구나, 지금까지의 간극부에 대한 이론적인 연구는 피스톤이 완전한 원통(cylinder)형 이거나 테이퍼가 진(tapered) 단순한 형상에 한정되어 있다[8-14]. 그러나, 피스톤이나 실린더는 가공상의 문제, 장시간 사용 등에 기인한 마멸(wear) 등으로 인하여 이들이 앞서 언급한 형상으로 가정할 수 없는 복잡한 형상을 하고 있다. 실제로, 고압에서 작동하는 피스톤의 설계 및 제작시에 고압측과 인접하는 피스톤 선단부에는 인위적으로 국부적인 테이퍼 형상을 부

여하는 경우의 보고도 있지만[7], 이에 대한 이론적인 근거는 아직 제시된 바 없다. 한편, 본 연구자[14]는 압력에 따른 유압유의 점도변화가 고압의 유압 피스톤 펌프나 모터의 윤활성능에 미치는 영향이 상당함을 이론적으로 밝혔다.

본 논문에서는 피스톤 형상이 유압 피스톤 펌프나 모터의 윤활특성에 미치는 영향을 이론적으로 규명하고자 한다. 이를 위하여 원통형의 피스톤에서 고압측과 접하는 일부분만 테이퍼가 진 복합(composite) 형상의 피스톤에 대한 윤활해석을 해석적인 방법으로 수행하고자 한다. 또한, 틸팅(tilting) 상태의 피스톤에 대한 수치해석결과로부터 복합형상 피스톤의 실제 사용효과를 밝히고자 한다.

2. 기본방정식

Fig. 1은 본 연구에서의 해석하고자 하는 피스톤의 이론모델을 나타낸 것으로서 고압측(p_h)에 접하는 일부분만 테이퍼가 진 복합형상의 피스톤이 실린더 내를 일정속도 U 로 직선운동하고 있다. 실린더와 피스톤 사이의 박막유동을 등온상태하에서의 정상상태, 비압축성 유동으로 가정하면, 운동방정식은 다음의 레이놀즈 방정식으로 주어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

이 때, 피스톤의 양단에 작용하는 압력은 다음과 같다.

$$x=0 \quad p=p_0; \quad x=l \quad p=p_h \quad (2)$$

피스톤이 Fig. 1에 나타난 것과 같이 편심되고 틸팅된 경우, 유막의 크기 h 는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} h &= c_n - (e + m_x) \cos \theta & 0 \leq x \leq l_c \\ &= c_o - (e + m_x) \cos \theta + (c_n - c_o) (x - l_c)/l_1 & l_c \leq x \leq l \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, $m_x = m(1 - 2x/l)$ 이다.

유압유로는 석유계 오일(mineral oil)이 주로 사용되므로 점도는 압력에 따라서 다음식과 같이 변화한다[3].

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p) \quad (4)$$

한편, 피스톤에 작용하는 축력과 피스톤과 실린더 사이의 간극을 통하는 유압유의 누설유량은 각각 다음식과 같이 표현된다.

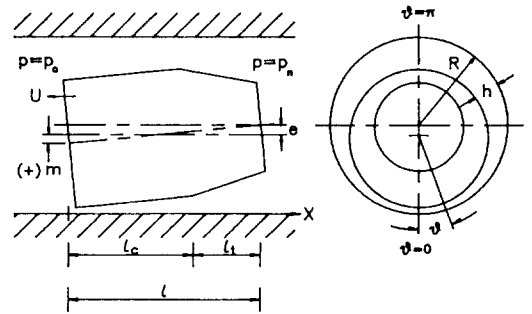


Fig. 1. Geometry of a composite-shape piston.

$$w = 2R \int_0^\pi \int_0^1 p \cos \theta \, d\theta \, dx \quad (5)$$

$$q = 2R \int_0^\pi \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) d\theta \quad (6)$$

3. 이론해석

3-1. 무차원화

해석을 간단히 하기 위하여 다음과 같은 무차원변수를 도입한다.

$$\begin{aligned} X &= x/l, \quad H = h/c_o, \quad P = (p - p_0)/p_d, \quad L = l/R \\ Cl &= l_c/l, \quad Tl = l_1/l, \quad \bar{\mu} = \mu/\mu_0 \\ G &= \alpha p_d, \quad \varepsilon = e/c_o, \quad k_n = c_n/c_o, \quad M = m/c_o \\ W &= w/\pi R^2 p_d, \quad Q = 6\mu_0 q l / \pi R c_o^3 p_d, \quad \lambda = 6\mu_0 U l / c_o^2 p_d \end{aligned} \quad (7)$$

식 (4)를 식 (1)에 포함시켜 무차원화하면 레이놀즈 방정식은 다음식으로 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial H} \left(H^3 e^{-GP} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + L^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 e^{-GP} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (8)$$

윗식은 미지수 P 에 대한 비선형 미분방정식이지만, 다음의 식 (9)와 같은 새로운 변수 \bar{P} 를 도입하여 이를 치환하면 식 (10)과 같은 선형방정식 형태로 변환할 수 있다.

$$\bar{P} = \frac{1}{G} \{ 1 - \exp(-GP) \} \quad (9)$$

여기서, $G \rightarrow 0$ 이면 $\bar{P} \rightarrow P$ 이다.

$$\frac{\partial}{\partial H} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \right) + L^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = \lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (10)$$

윗식은 점도가 일정한 경우의 레이놀즈 방정식과 동일한 형태이다. 이 때, 경계조건은

$$X=0 \quad \bar{P}=\bar{P}_o, \quad X=1 \quad \bar{P}=\bar{P}_n \quad (11)$$

유막두께식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} H &= 1 - (\varepsilon + M_x) \cos \theta & 0 \leq X \leq Cl \\ &= 1 - (\varepsilon + M_x) \cos \theta + (k_n - 1)(X - Cl)/Tl & Cl \leq X \leq 1 \end{aligned} \quad (12)$$

여기서, $M_x = M(2X - 1)$ 이다.

한편, 식 (5)와 식 (6)은 각각 다음의 식 (13) 및 식 (14)과 같이 무차원화 된다.

$$\frac{W}{L} = \frac{2}{\pi} \int_0^\pi \int_0^1 P \cos \theta \, d\theta \, dX \quad (13)$$

$$Q = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(\lambda H - H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \right) d\theta \quad (14)$$

3-2. 해석방법

일반적인 경우에 대하여 식 (10)에 대한 해석적(analytic)인 해는 구하기가 어렵기 때문에 수치해석적인 방법을 이용해야 한다. 만일, 피스톤의 길이 l 이 반경 R 에 비하여 짧거나($L < 1$) 편심률(ε)이 작은 경우에 식 (10)은 다음식으로 근사화할 수 있다[11].

$$\frac{d}{dX} \left(H^3 \frac{d\bar{P}}{dX} \right) = \lambda \frac{dH}{dX} \quad (15)$$

여기에, 피스톤이 틸팅되지 않은 경우($M=0$)에는 윗식에 대한 해석적인 해가 가능하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \bar{P}_o + (\bar{P}_n - \bar{P}_o) X/Cl & 0 \leq X \leq Cl \\ &= \bar{P}_n - (\bar{P}_n - \bar{P}_o) \frac{H_n^2}{H_o^2 - H_n^2} \left(1 - \frac{H_n^2}{H^2} \right) & Cl \leq X \leq 1 \\ &+ \frac{\lambda}{H_n - H_o} \left(-\frac{1}{H} + \frac{H_o H_n}{H^2(H_o + H_n)} + \frac{1}{H_o + H_n} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서,

$$\bar{P}_n = \frac{Tl H_o (H_o + H_n) \bar{P}_o + 2Cl H_n^2 \bar{P}_n + \lambda Cl Tl (1 - H_n/H_o)}{Tl H_o (H_o + H_n) + 2Cl H_n^2} \quad (17)$$

따라서, 무차원 압력분포 P 는 식 (9)의 관계 식으로부터 구할 수 있다.

측력은 유압유의 점도가 일정한 경우에는 다음의 식 (18)과 같이 나타낼 수 있으나 점도가 압력의 함수인 경우에는 식 (13)을 수치적분하여 구한다.

$$\begin{aligned} \frac{W}{L} &= \frac{(k_n - 1) Tl P_n}{2\varepsilon} \left\{ \frac{1 + k_n}{\sqrt{(1 + k_n)^2 - 4\varepsilon^2}} - 1 \right\} \\ &+ \frac{2\lambda Tl^2}{(k_n - 1)\varepsilon} \left\{ \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2} - \sqrt{k_n^2 - \varepsilon^2}}{k_n - 1} + \frac{1 + k_n}{\sqrt{(1 + k_n)^2 - 4\varepsilon^2}} \right\} \\ &+ \frac{1}{\pi} \int_0^\pi P_n \{ 1 - (k_n - 1) Tl / (H_o + H_n) \} \cos \theta d\theta \end{aligned} \quad (18)$$

누설유량은 다음식과 같이 정리된다.

$$Q = \lambda + \bar{P}_o (1 + 1.5\varepsilon^2) - \frac{1}{\pi Cl} \int_0^\pi \bar{P}_n H_n^3 d\theta \quad (19)$$

여기서, 식 (18) 및 식 (19)의 마지막 항은 Simpson 적분법과 같은 수치적분법을 사용하여 그 값을 구한다.

한편, 피스톤이 틸팅된 경우에는 해석적인 해를 구하기가 어렵기 때문에 참고문헌[13]의 방법 등으로 식 (10)을 수치해석하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 2와 Fig. 3은 원주방향으로 $\theta = 0^\circ$ 와 $\theta = 180^\circ$ 인 위치에서 테이퍼부 길이에 따른 피스톤 길이방향의

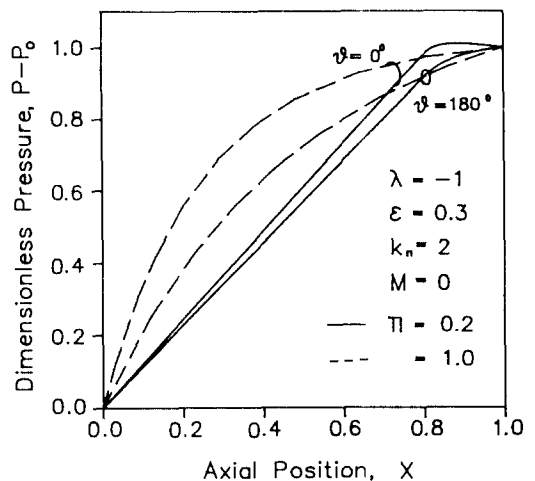


Fig. 2. Pressure distribution along a composite-shape piston. $Tl=1$ corresponds to the case of a tapered piston.

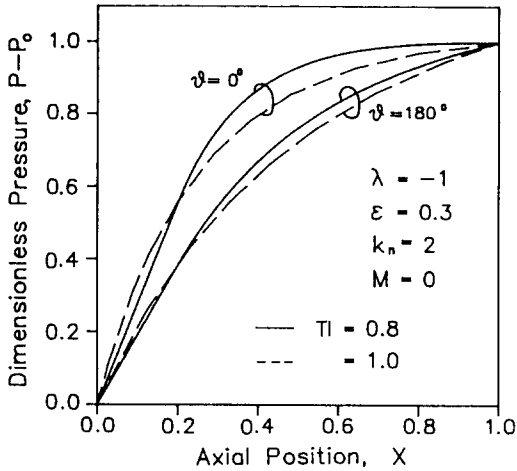


Fig. 3. Pressure distribution along a composite-shape piston. $TI=1$ corresponds to the case of a tapered piston.

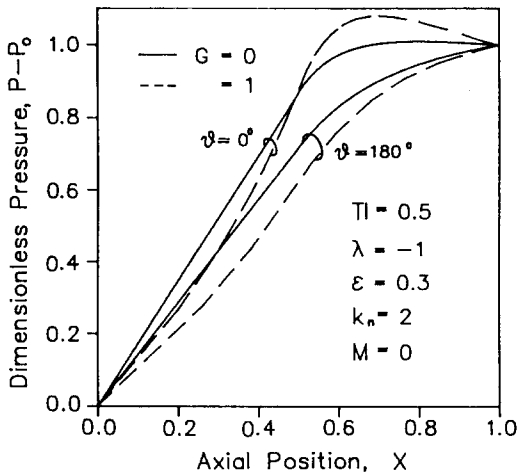


Fig. 4. Pressure distribution along a composite-shape piston. $G=0$ corresponds to the case of constant viscosity.

압력분포를 완전히 테이퍼가 진 경우($TI=1.0$)의 결과와 비교하여 나타낸 것이다. 간극내의 압력분포는 테이퍼부의 길이에 따라서 크게 달라짐을 알 수 있다. Fig. 4는 복합형상의 피스톤인 경우에도 압력에 따른 유압유의 점도변화가 압력분포에 미치는 영향이 크다는 것을 보이고 있다[14].

Fig. 5와 Fig. 6은 테이퍼부 길이의 변화에 따른 측력과 누설유량의 변화를 점도가 압력에 따라 변화하는 경우의 결과와 비교하여 각각 나타낸 것이다. 주어진

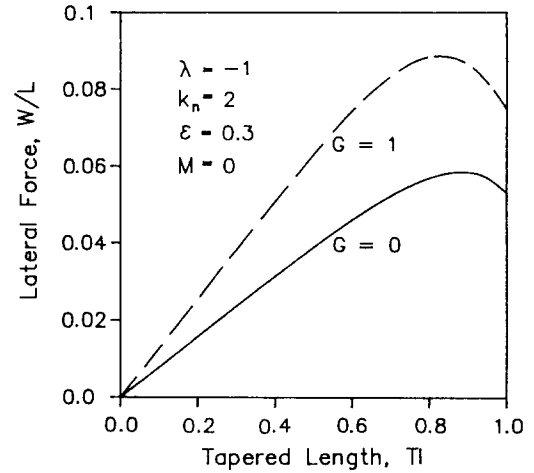


Fig. 5. Variation of lateral force with tapered length. $G=0$ corresponds to the case of constant viscosity.

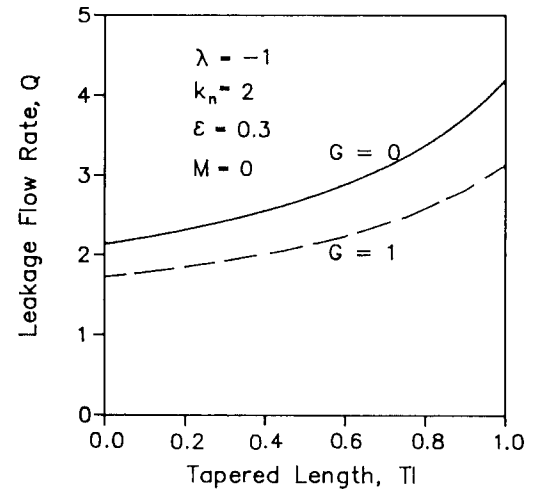


Fig. 6. Variation of leakage flow rate with tapered length. $G=0$ corresponds to the case of constant viscosity.

조건에 대하여 측력이 최대인 테이퍼부 길이가 존재하며, 테이퍼부가 길어질수록 누설유량은 점차 증대한다. 한편, 점도가 압력에 따라서 변화하면 측력은 상대적으로 커지지만 누설유량은 감소한다. Fig. 5의 결과에서, 측력은 편심상태의 피스톤을 실린더의 중앙으로 보내려는 힘(centering force)으로 작용하고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 테이퍼비에 따른 측력과 누설유량의 변화를 테이퍼부 길이가 다른 경우에 대하여

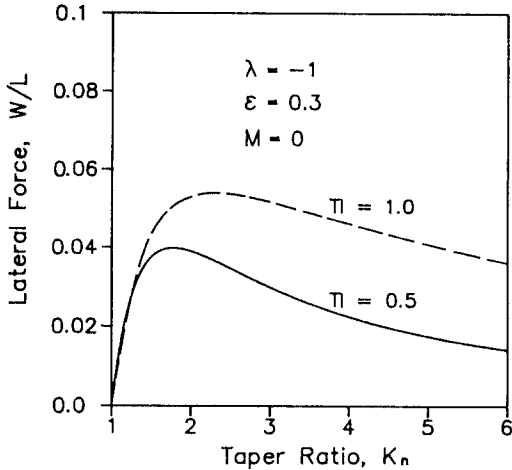


Fig. 7. Variation of lateral force with taper ratio.

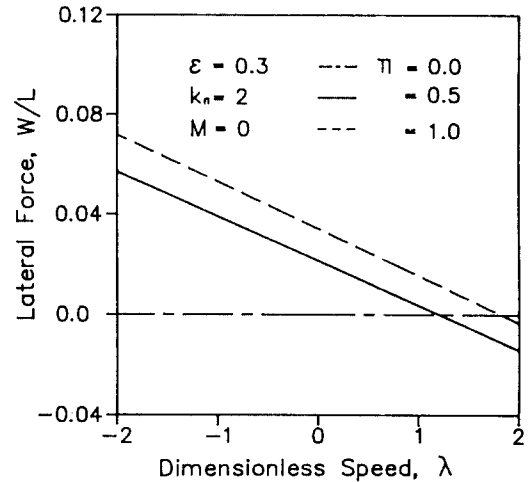


Fig. 9. Variation of lateral force with piston speed.

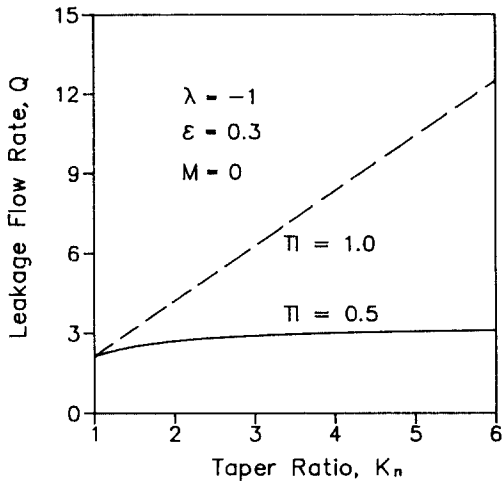


Fig. 8. Variation of leakage flow rate with taper ratio.

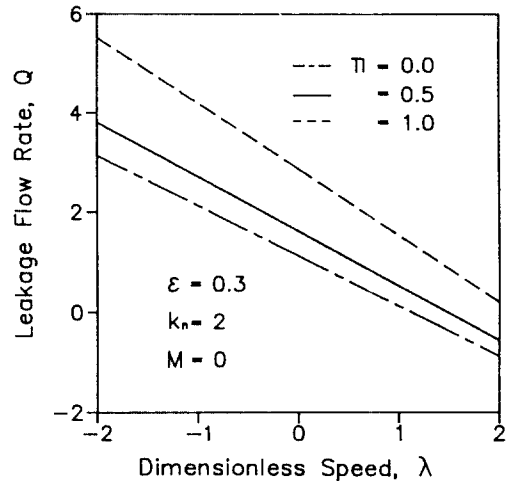


Fig. 10. Variation of leakage flow rate with piston speed.

서로 비교한 결과이다. 주어진 조건하에서 축력이 최대인 테이퍼비가 존재할 뿐 아니라 복합형상인 경우에 테이퍼비가 커짐에 따른 누설유량의 증가가 상대적으로 아주 작은 것이 특징적이다. 이는 복합형상의 피스톤을 채택하는 것이 피스톤·펌프나 모터의 용적효율향상을 위해서 바람직하다는 것을 의미한다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 무차원 속도변수에 따른 축력과 누설유량의 변화를 나타낸 결과이다. 축력과 누설유량은 ϵ 에 따라서 거의 직선적으로 변화하고 있다[13]. 여기서, λ 가 (-)이라는 것은 피스톤이 Fig. 1에 나타낸 방향과 반대인 고압측으로 운동하는 경우로서 이때

축력은 피스톤에 항상 centering force로서 작용하고 있다. 이와 반대로, 피스톤이 저압측으로 고속운동하는 경우에 축력은 피스톤을 실린더의 내벽에 당겨하는 locking force로서 작용한다. 이와 같이 피스톤이 운동하는 경우(hydrodynamic)에는 $\lambda=0$ 인 유체정압(hydrostatic)인 경우와 비교하여 그 차이는 아주 크게 되므로 피스톤의 설계시에는 피스톤의 운동을 고려한 윤활해석이 필수적임을 알 수 있다.

피스톤이 틸팅된 경우, 틸팅비(tilting ratio) M 의 변화에 대한 축력의 변화를 복합형상의 피스톤($Tl=0.5$)과 단순한 원통형 피스톤($Tl=0.0$)에 대하여 Fig.

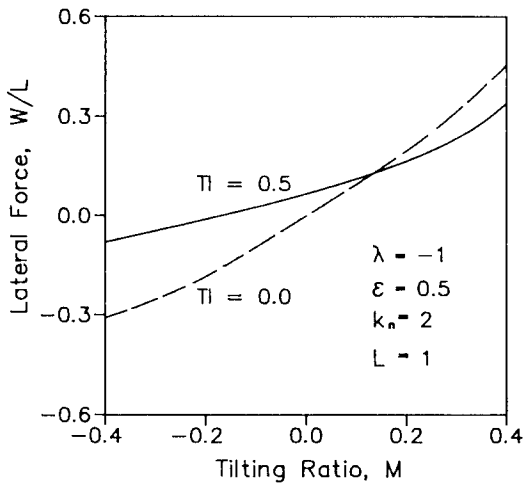


Fig. 11. Variation of lateral force with tilting ratio. $Tl=0$ corresponds to the case of a cylindrical piston.

11에 비교하여 나타내었다. 틸팅된 경우에 대해서는 해석적인 결과를 구하기가 어려우므로 식 (10)을 수치해석하였다. 여기서, 틸팅은 Fig.1에 나타난 것과 같이 반시계방향일 경우를 +로 하였다. 틸팅비에 따른 측력의 변화는 원통형인 경우가 복합형상인 경우보다도 크게 나타났다. 현재의 조건에서, 피스톤이 반시계방향으로 틸팅되면 측력은 피스톤을 실린더 중심으로 보내려는 centering force로서 작용하지만, 이와 반대일 경우에는 피스톤을 실린더 내벽쪽으로 보내려는 locking force로 작용한다. 특히, 후자의 조건에서 피스톤이 원통형일 경우에 비하여 복합형상일 경우의 측력의 크기가 상대적으로 작은 것은 피스톤 펌프에서의 유체고착(hydraulic locking)의 가능성을 줄일 수가 있음을 의미한다. 이 결과로써 실제 피스톤의 설계·제작시에 고압측과 접하는 피스톤의 선단부에 인위적으로 국부적인 테이퍼 형상을 부여하여 복합형상으로 가공하는 이유를 처음으로 규명하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 피스톤의 형상이 고압하에서 고속으로 작동하는 유압 피스톤 펌프나 모터의 윤활특성에 미치는 영향을 이론적으로 조사하였다. 이를 위하여 피스톤의 일부분만 테이퍼가 진 복합형상의 피스톤이 실린더 내를 운동할 때, 테이퍼부 길이와 테이퍼 비, 피스톤의 운동속도 및 틸팅량 등에 따른 간극내의

발생압력의 분포, 피스톤에 작용하는 측력 및 누설 유량의 변화를 조사하였다. 이 결과, 피스톤의 형상에 따라서 간극내의 윤활특성은 크게 달라지며, 특히, 측력이 최대인 피스톤의 테이퍼부 길이 및 테이퍼 비가 존재함을 보였다. 또한, 복합형상의 피스톤이 유압 피스톤 펌프나 모터에서의 유체고착현상방지에 효과적이며, 이것의 실제 사용에 대한 이론적인 근거를 처음으로 제시하였다. 따라서, 본 논문에서 제시한 해석방법은 피스톤 펌프나 모터의 피스톤부 설계에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 국제공동연구비 지원에 의해 수행된 연구결과와 일부임을 밝히며 이에 감사한다.

기호설명

- c_n : 동심상태에서의 실린더와 피스톤 사이의 최대간극
- c_o : 동심상태에서의 실린더와 피스톤 사이의 최소간극
- Cl : 무차원 원통부 길이, l_c/l
- e : 편심량
- G : 유압유의 무차원 압력상수, αp_d
- h : 유막두께
- H : 무차원 유막두께, h/c_o
- k_n : 피스톤의 테이퍼 비, c_n/c_o
- l : 피스톤의 전길이
- l_c : 피스톤의 원통부 길이
- l_t : 피스톤의 테이퍼부 길이
- L : 피스톤의 길이대 반경의 비, l/R
- m : 피스톤 양단에서의 틸팅(tilting)량 (Fig.1 참조)
- M : 무차원 틸팅량, m/c_o
- p : 압력
- p_n : 고압측 압력
- p_o : 저압측 압력
- P : 무차원 압력, p/p_d
- \bar{P} : 무차원 압력변수, 식 (9)로 정의됨
- p_d : 기준압력, $p_n - p_o$
- q : 누설유량
- Q : 무차원 누설유량, $6q\mu_0 l / \pi R c_o^3 p_d$
- Tl : 무차원 테이퍼부 길이, l_t/l

U : 피스톤의 운동속도
 x : 길이방향 좌표계
 X : 무차원 좌표계, x/l
 w : 축력
 W : 무차원 축력, $w/\pi R^2 p_d$
 α : 유압유의 압력-점도계수
 ε : 편심율, e/c_o
 θ : 원주방향좌표계
 λ : 무차원 속도변수, $6\mu_o U l / p_d c_o^2$
 μ : 점도
 μ_o : 대기압하에서의 점도
 $\bar{\mu}$: 무차원 점도, μ/μ_o
 하첨자 o: $x=0$ 위치, n: $x=l$ 위치

참 고 문 헌

1. Dowd, J.R. and Barwell F.T., Tribological Interaction between Piston and Cylinder of a Model High Pressure Hydraulic Pump, ASLE Trans., Vol. 18, pp.21-30, 1975.
2. Yamaguchi, A., Motion of the Piston in Piston Pumps and Motors: The Case of Metallic Contact, JSME Int. Journal, Vol. 33, pp.627-633, 1990.
3. Viersma, T.J., Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servo-systems and Pipelines, Elsevier, 2nd ed., 1990.
4. Meritt, H.E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 1967.
5. Ivantysynova, M., Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu einen neuen Kolbentyp bei

Axko-Maschinen, Fachtagung Hydraulik und Pneumatik, Magdeburg, 1985.

6. Backé, W., Grundlagen der Olhydraulik, IHP, RWTH Aachen, 1988.
7. Backé, W. and Rinck, S., Analysis der Schadenmechanismen an einer Radial-kolbenpumpe und Berechnung der durch Konstruktive Verbesserungen erzielbaren Kobenkräfteverringierung, Research Report, IHP, RWTH Aachen, 1990.
8. Dransfield, P. and Bruce, D.M., Leakage Flowrate past Pistons of Oil Hydraulic System Components, J. of Aircraft, Vol. 5, pp.156-160, 1967-68.
9. Hessey, M.F., Martin, B.P. and Brighton, D.K. Hydraulic Lock Forces on Tapered Pistons, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 184, pp.983-992, 1969, 1970.
10. Etsion, I. and Pinkus, O., The Hydrodynamics of a Plug Bearing, Trans. ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 98, pp.433-440, 1976.
11. Lee, C.O. und Park, T.J., Querkräfte an hydraulischen Ventilen mit mehreren Umfangnuten, Olhydraulik und Pneumatik, Vol. 34, pp.269-274, 1990.
12. Meikandan, N., Raman, R., Singaperumal, M. and Seetharamu, K.N., Theoretical Analysis of Tapered Pistons in High Speed Hydraulic Actuators, WEAR, Vol. 137, pp.299-321, 1990.
13. Park, T.J. and Lee, C.O., Analysis of Hydrodynamic Lateral Forces Acting on Grooved Pistons in Hydraulic Piston Pumps, J. of KSLE, Vol. 8, pp.44-49, 1992.
14. Park, T.J. and Lee, C.O., Hydrodynamic Lateral Force on a Tapered Piston Subjected to a Large Pressure Gradient, Proc. of 3rd ICFP, pp.44-48, Int. Academic Pub., 1993.