

피스톤 형상과 틸딩에 따른 피스톤 펌프의 윤활특성

박태조*, 전병수**

* 경상대학교 기계공학과

** 동명중공업

Abstract - A numerical analysis is carried out to study the effect of piston shape on the lubrication characteristics between the cylinder and piston in hydraulic piston pump. The shapes of piston affect significantly the pressure distributions, the lateral force and leakage flowrate. Composite shaped piston is more effective than other shapes which not only reduces the possibility of hydraulic locking but improves the volumetric efficiency of the piston pump.

1. 서론

고압이 요구되는 유압기계의 유압원으로 널리 사용되는 유압 피스톤 펌프(hydraulic piston pump)는 유압원의 고압화추세에 따라서 주요 습동부에서의 간극(clearance)의 크기는 더욱 작아지고 있다. 이 결과로 트라이볼로지(tribology)와 관련된 새로운 문제가 많이 발생하고 있다. 특히, 피스톤과 실린더 사이의 간극에서의 윤활문제는 피스톤 펌프의 전체 성능에 아주 큰 영향을 미치므로 이에 대한 정확한 이해가 요구되고 있다. 그러나, 현재까지 유압공학분야에서 제기되고 있는 다른 문제의 경우와 마찬가지로 이 부분에 대한 상세한 이론해석결과는 아직 제시되지 않고 있다. 따라서, 실제의 설계는 실험에 기초한 경험적인 방법에 거의 의존하고 있는 실정이다[1-3].

유압 피스톤 펌프의 피스톤이나 실린더

는 가공상의 문제, 장시간 사용 등에 기인한 마모 등에 의하여 정확한 실제형상은 단순하지 않다. 실제로 피스톤의 설계 및 제작시에 고압측과 인접하는 피스톤의 선단부에 국부적인 테이퍼 형상을 인위적으로 부여한다는 보고가 있다[3]. 그러나, 지금까지 피스톤과 실린더 사이의 윤활특성에 대한 대부분의 이론적인 연구는 완전한 원통(cylinder)형이나 테이퍼(tapered)형인 피스톤에 한정되어 있다[4-9]. 다만, 참고문헌[10]에서 원통형 피스톤의 일부에 테이퍼부가 있는 복합(composite) 형상의 피스톤을 처음으로 이론해석하고 이 형상의 유용성을 밝혔다.

따라서, 본 논문에서는 피스톤의 형상이 피스톤과 실린더 사이의 간극에서의 윤활특성에 미치는 영향을 보다 상세하게 조사하고자 한다. 이를 위하여 복합형상의 피

스톤이 실린더내에서 편심되고 틸팅된 상태로 운동하는 경우에 대한 간극에서의 윤활문제를 수치해석한 후, 피스톤에 작용하는 축력과 간극을 통하는 누설유량에 대한 제반특성을 분석하여 고성능의 피스톤 펌프를 설계하기 위한 기초자료를 확립하고자 한다.

2. 기본방정식

Fig.1은 본 연구에서 해석하고자 하는 피스톤 펌프의 피스톤에 대한 이론 모델을 나타낸 그림으로서 고압(p_n)과 접하는 부분에 테이퍼부가 있는 복합형상의 피스톤이 실린더내를 일정속도 u 로 직선운동하고 있다. 이때, 실린더와 피스톤 사이 간극에서의 박막유동에 대한 유체의 운동방정식은 다음의 레이놀즈 방정식으로 주어진다.

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

여기서, h 는 간극의 크기인 유막두께이고, μ 는 유압유의 점도이다.

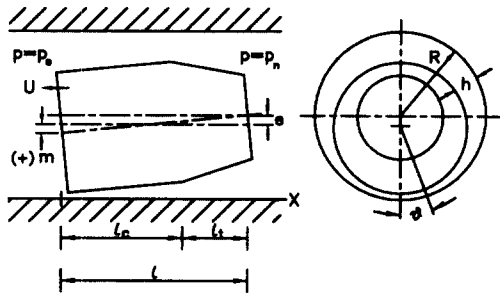


Fig.1 Geometry of a composite shaped piston.

피스톤의 양단부에는 다음과 같은 압력이 작용한다.

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

만일, 식(1)의 해인 압력 p 가 음(-)인 경우가 발생하면 다음의 레이놀즈 경계조건 (Reynolds boundary condition)을 적용한다.

$$p = \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (3)$$

복합형상의 피스톤이 실린더축에 대하여 균일하게 e 만큼 편심되고 길이방향 중앙에 대하여 반시계방향으로 m 만큼 틸팅된 경우(Fig.1), h 에 대한 표현식은 다음식과 같다.

$$\begin{aligned} h &= c_0 - (e + m_x) \cos \theta, & 0 \leq x \leq l_c \\ &= c_0 - (e + m_x) \cos \theta & l_c \leq x \leq l \\ &\quad + (c_n - c_0)(x - l_c)/l_t \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, l , l_c 및 l_t 는 각각 피스톤의 전길이, 원통부 및 테이퍼부의 길이이고, c_0 , c_n 은 각각 동심상태에서의 $x=0$ 및 $x=l$ 에서의 간극이며, m_x 는 다음식과 같이 정의된다.

$$m_x = m(1 - 2x/l) \quad (5)$$

간극에서의 유체압력에 의하여 피스톤에 작용하는 축력 w 와 간극을 통하는 유압유의 누설유량 q 는 각각 다음식으로부터

구할 수 있다.

$$w = 2R \int_0^l \int_0^\pi p \cos \theta d\theta dx \quad (6)$$

$$q = -2R \int_0^\pi \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{uh}{2} \right) d\theta \quad (7)$$

피스톤에 작용하는 축력은 피스톤을 편심시킴과 동시에 틸팅시킨다. 축력에 의한 피스톤의 길이방향 중앙부에 대한 틸팅모멘트(tilting moment)는 다음식과 같다.

$$t_m = 2R \int_0^l \int_0^\pi p(x-0.5l) \cos \theta d\theta dx \quad (8)$$

3. 수치해석

해석을 간단히 하기 위하여 다음과 같은 무차원변수를 도입한다.

$$\begin{aligned} X &= x/l, \quad L = l/R, \quad K_n = c_n/c_o, \\ Cl &= l_c/l, \quad Tl = l_t/l, \quad H = h/c_o, \\ \varepsilon &= e/c_o, \quad M = m/c_o, \quad P = (p - p_o)/p_d, \\ \lambda &= 6\mu ul/p_d c_o^2, \quad W = w/\pi R^2 p_d, \\ Q &= 6\mu ql/\pi R p_d c_o^3, \quad T_m = t_m/\pi R^2 l p_d \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, $p_d = p_n - p_o$ 이다.

따라서, 식(1)의 레이놀즈 방정식과 식(2)-식(3)의 경계조건식은 각각 다음식과 같이 무차원화된다.

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

$$X = 0, P = 0 ; \quad X = 1, P = 1 \quad (11)$$

$$P = \frac{\partial P}{\partial X} = \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \quad (12)$$

유막에 대한 무차원식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} H &= 1 - (\varepsilon + M_x) \cos \theta \quad 0 \leq X \leq Cl \\ &= 1 - (\varepsilon + M_x) \cos \theta + \frac{(K_n - 1)(X - Cl)}{Tl} \\ & \quad Cl \leq X \leq 1 \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, $M_x = M(1 - 2X)$ 이다.

식(6)-식(8)을 순서대로 무차원화하면 다음의 식(14)-식(16)과 같이 나타내어진다.

$$\frac{W}{L} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \int_0^\pi P \cos \theta d\theta dX \quad (14)$$

$$Q = -\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} - \lambda H \right) d\theta \quad (15)$$

$$\frac{T_m}{L} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \int_0^\pi P(X - 0.5) \cos \theta d\theta dX \quad (16)$$

Fig.2는 피스톤에 작용하는 축력과 틸팅모멘트에 대한 자유물체도 (free body diagram)이다.

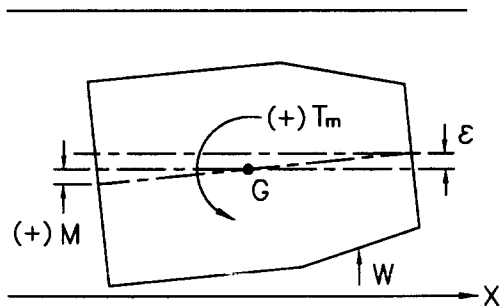


Fig.2 Free-body diagram.

임의의 유막형상과 운전조건에 대한 식(10)의 레이놀즈 방정식과 식(11)-식(12)의 경계조건식을 만족하는 해석해 (analytic solution)는 구할 수가 없으므로 수치해석적인 방법을 사용해야 된다. 본 논문에서는 참고문헌[8]에서와 같이 유한차분법 (finite difference method)을 사용하여 수치 해석하고자 한다. 식(10)을 격자점 (i, j) 에서의 P 에 대한 유한차분식으로 나타내면 다음식과 같다.

$$\begin{aligned}
 & H_{i+\frac{1}{2},j}^3(P_{i+1,j}-P_{i,j}) - H_{i-\frac{1}{2},j}^3(P_{i,j}-P_{i-1,j}) \\
 & + \left\{ L \frac{\Delta X}{\Delta \theta} \right\}^2 \left\{ H_{i,j+\frac{1}{2}}^3(P_{i,j+1}-P_{i,j}) \right. \\
 & \quad \left. - H_{i,j-\frac{1}{2}}^3(P_{i,j}-P_{i,j-1}) \right\} \\
 & = \lambda \Delta X (H_{i+\frac{1}{2},j} - H_{i-\frac{1}{2},j}) \quad (17)
 \end{aligned}$$

여기서, ΔX , $\Delta \theta$ 는 각각 X 및 θ 방향으로의 격자간격이다.

수치해석과정은 참고문헌[8]과 동일하며, 식(14)-식(16)는 Simpson 방법으로 수치적분하였다.

4. 결과 및 고찰

본 논문에서는 피스톤의 형상에 따른 유압 피스톤 펌프의 피스톤과 실린더 사이의 윤활특성을 조사하고자 하며 해석 결과는 다음과 같은 무차원변수가 일정한 경우에 한정하였다.

$$\lambda = -2, \quad K_n = 2.0, \quad L = 2.0$$

Fig.3~Fig.5에는 서로 다른 형상의 피스톤에 대한 간극에서의 압력분포를 나타내었다. Fig.3은 완전한 원통형에 대한 결

과로서 원주방향으로의 압력차이가 크다. 따라서, 피스톤에 상당한 크기의 축력이 작용할 것으로 쉽게 예측할 수 있다. Fig.4는 복합형상에 대한 압력분포로서 원통형 피스톤 선단부에 길이의 20%만 테이퍼가 있음에도 불구하고 Fig.3과는 상당한 차이가 있다. 완전한 테이퍼 형상에 대한 압력분포는 Fig.5와 같으며 이는 Fig.3과는 완전히 다른 모양이다. 이상의 결과에서 피스톤과 실린더 사이의 아주 좁은 간극에서의 유체압력은 피스톤의 형상에 따라서 아주 크게 차이가 나며 이는 결과적으로 피스톤 펌프의 윤활특성에도 크게 영향을 줄 것으로 예상할 수 있다.

Fig.6에는 피스톤의 테이퍼비에 대한 축력의 변화를 완전한 테이퍼형과 길이의 절반이 테이퍼가 진 복합형상에 대하여 나타내었다. 완전한 테이퍼 형상의 경우와 동일하게[10] 복합형상인 경우에도 축력이 최대로 되게 하는 테이퍼비가 존재하고 있다. 그림의 결과는 피스톤이 탈탕되지 않은 경우($M=0$)이므로 원통형 피스톤 ($K_n=1$)에 작용하는 축력은 항상 0이다. Fig.7은 테이퍼비에 대한 누설유량의 변화를 나타낸 것으로서 완전한 테이퍼형인 경우에 테이퍼비가 증가할수록 누설유량은 거의 직선적으로 증가한다. 반면에 복합형상에서는 테이퍼부의 테이퍼비가 커짐에도 불구하고 누설유량의 증가가 상대적으로 작다. 따라서, 피스톤 펌프의 용적효율향상에는 테이퍼형에 비하여 복합형상의 피스톤이 보다 적합함을 알 수 있다.

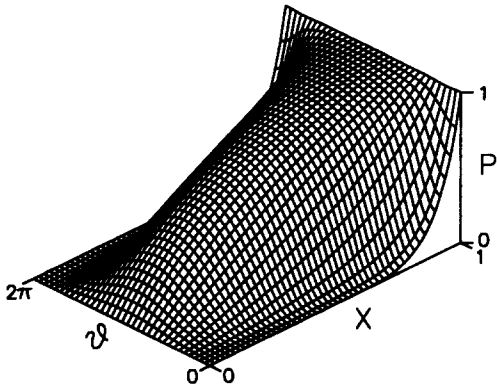


Fig.3 Pressure distribution.
 $\varepsilon = 0.3, M = -0.4, Tl = 0.0$

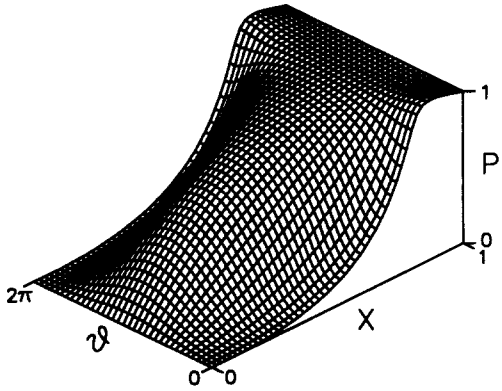


Fig.4 Pressure distribution.
 $\varepsilon = 0.3, M = -0.4, Tl = 0.2$

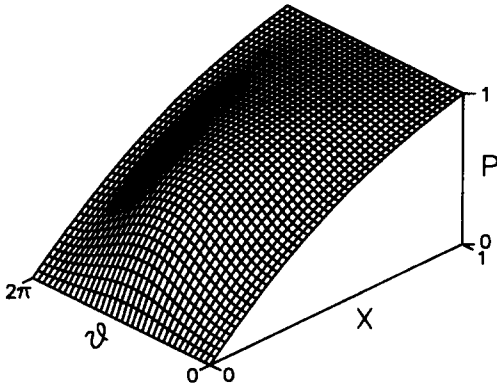


Fig.5 Pressure distribution.
 $\varepsilon = 0.3, M = -0.4, Tl = 1.0$

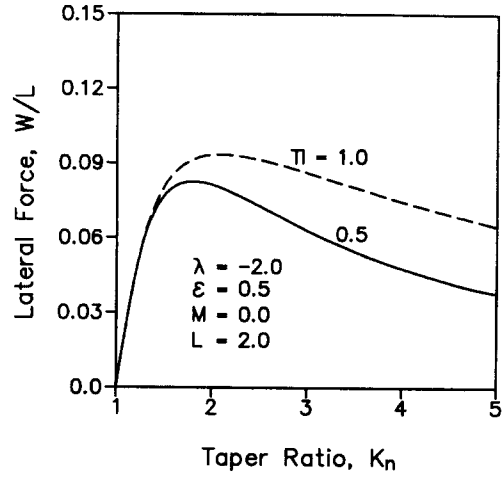


Fig.6 Variation of lateral force with taper ratio.

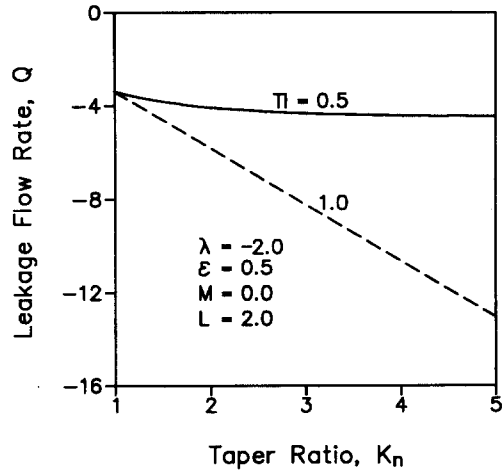


Fig.7 Variation of leakage flowrate with taper ratio.

틸팅상태인 원통형과 테이퍼형의 피스톤에서 편심상태가 변화하는 경우에 대한 축력과 누설유량의 변화를 Fig.8과 Fig.9에 각각 나타내었다. 피스톤에 작용하는 축력은 피스톤의 편심상태와 형상에 따라서 아주 크게 달라진다. 그러나, 누설유량에는 피스톤의 편심상태보다 피스톤의 형상에

의한 영향이 상대적으로 매우 크게 나타났다.

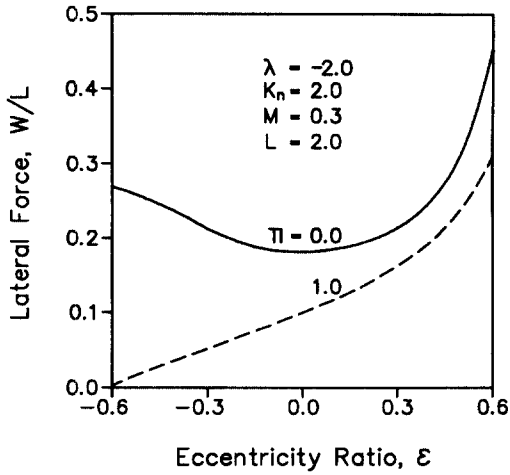


Fig.8 Variation of lateral force with eccentricity ratio.

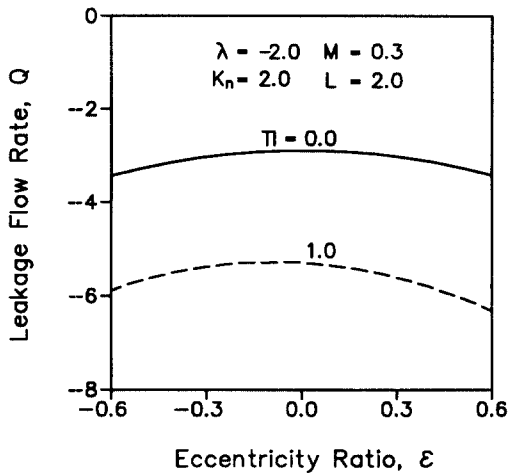


Fig.9 Variation of leakage flowrate with eccentricity ratio.

틸팅비가 서로 다른 복합형상의 피스톤에서 테이퍼부의 길이변화에 따른 축력과 누설유량의 변화를 Fig.10과 Fig.11에 각각 나타내었다. 여기서, $TI=0.0$ 과 $TI=1.0$ 은 각

각 원통형과 테이퍼형의 피스톤에 해당된다. 현재의 조건에서 테이퍼부의 길이가 축력에 미치는 영향은 크지 않지만 틸팅의 영향은 아주 크게 나타나고 있다. 틸팅되지 않은 피스톤에서는 피스톤의 편심에도 불구하고 원통형 피스톤에 작용하는 축력은 항상 0이지만 테이퍼부가 있으면 이것의 썸기작용(wedge action)에 의하여 축력이 발생한다. 한편, 누설유량에 미치는 틸팅의 영향은 크지 않으나 테이퍼부의 길이는 Fig.7의 결과와 동일하게 상대적으로 큰 영향을 준다.

Fig.12에는 원통형, 복합형상($TI=0.5$) 및 테이퍼형의 서로 다른 형상의 피스톤에 대하여 틸팅비(tilting ratio)에 따른 축력의 변화를 나타낸 결과이다. 여기서, 틸팅비가 음($M<0$)이라는 것은 피스톤이 시계방향으로 틸팅된 경우이다. 피스톤의 틸팅에 따라서 원통형인 경우의 축력이 가장 크게 변화하는 반면에 길이의 절반이 테이퍼가

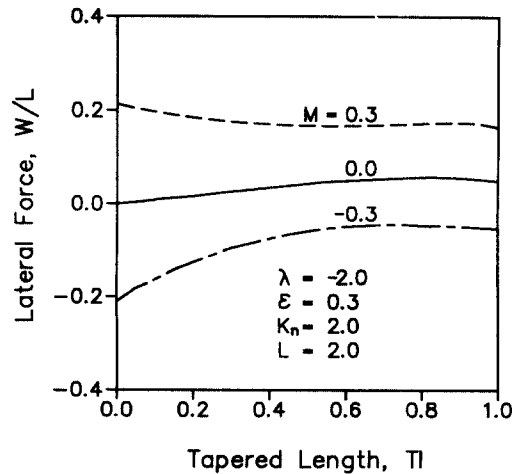


Fig.10 Variation of lateral force with tapered length.

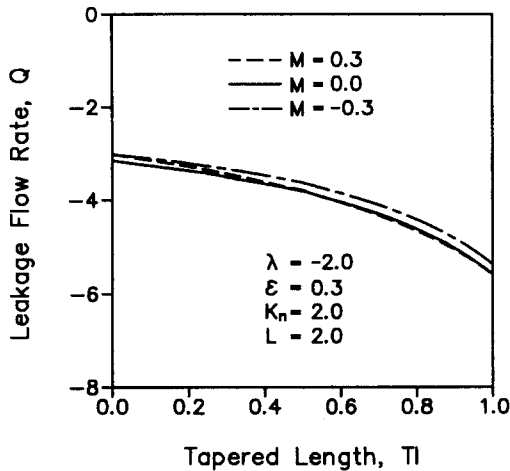


Fig.11 Variation of leakage flowrate with tapered length.

진 복합형상과 테이퍼형에 대한 축력의 크기와 거동은 거의 동일하다. Fig.13은 피스톤의 길이방향 중앙부에 작용하는 틸팅 모멘트의 변화를 틸팅비에 따라서 나타내었다. 피스톤이 시계방향으로 틸팅된 경우, 원통형 피스톤에 작용하는 틸팅모멘트는 시계방향이므로 축력은 편심된 피스톤을 더욱 편심시킴과 동시에 틸팅되게 하므로 Locking force로 작용한다. 이와 반대로 복합형상이나 테이퍼형에서는 틸팅모멘트가 반시계방향으로 작용하여 틸팅을 줄이려고 한다. 이 경우에 축력은 피스톤의 편심상태를 크게 함에도 불구하고 결과적으로는 Centering force로 작용한다. 피스톤이 반시계방향으로 틸팅된 경우 ($M > 0$), 모든 피스톤 형상에 대하여 축력은 피스톤의 편심을 작게 할 뿐만 아니라 틸팅모멘트도 피스톤의 틸팅상태를 줄이려고 하므로 항상 Centering 작용을 한다. Fig.14에는 피스톤의 틸팅에 따른 누설유량의 변화

를 나타내었다. 틸팅비가 누설유량에 미치는 영향은 크지 않으나 피스톤의 형상에 따라서는 아주 큰 차이를 나타내며, 이는 Fig.8에서와 동일한 결과이다. 특히, 길이의 절반이 테이퍼형상임에도 불구하고 누설유량은 원통형과 가까운 거동을 나타낸다.

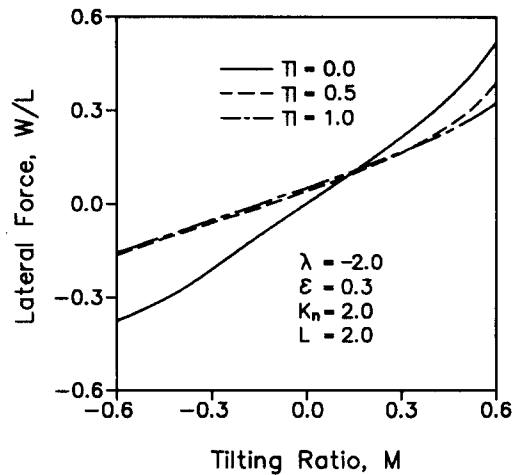


Fig.12 Variation of lateral force with tilting ratio.

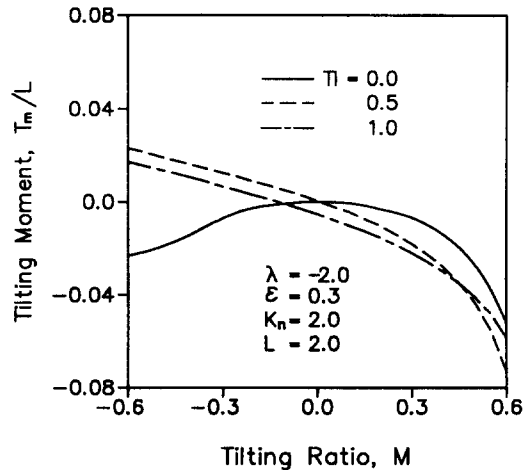


Fig.13 Variation of tilting moment with tilting ratio.

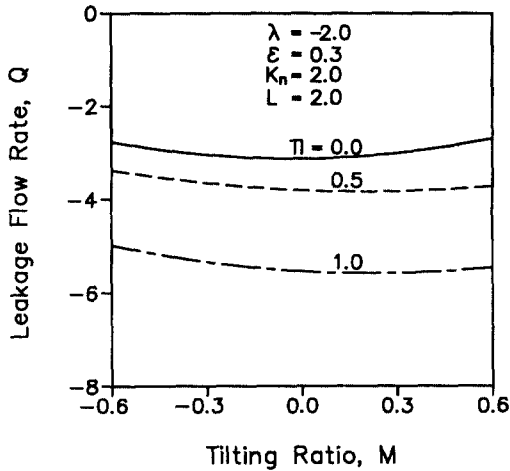


Fig.14 Variation of leakage flowrate with tilting ratio.

이상의 결과, 복합형상의 피스톤이 다음과 같은 2가지 점에서 다른 형상의 피스톤에 비하여 윤활특성이 우수할 것으로 예상된다. 먼저, 완전한 원통형 피스톤이 틸팅될 경우에 축력은 Locking force로 작용하여 피스톤의 편심과 틸팅 상태를 악화시켜 유체고착상태에 이르게 할 가능성이 있다. 그러나, 복합형상에서는 Centering force로 작용하므로 이러한 위험을 줄일 수가 있다. 다음으로, 축력에 대한 효과가 거의 동일한 테이퍼형에 비하여 누설유량은 상대적으로 매우 작기 때문에 피스톤 펌프의 용적효율을 향상시킬 수 있다. 따라서, 복합형상의 피스톤을 채용하는 것이 유체고착의 가능성을 줄임과 동시에 용적효율의 향상을 도모할 수가 있기 때문에 유압 피스톤 펌프의 성능향상에 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결론

본 논문에서는 피스톤 형상이 피스톤과 실린더 사이의 윤활특성에 미치는 영향을 조사하기 위하여 유한차분법을 사용하여 레이놀즈 방정식을 수치해석하였다. 이 결과, 간극에서의 압력분포, 피스톤에 작용하는 축력 및 간극을 통하는 누설유량은 피스톤의 형상에 따라서 크게 차이를 보였다. 특히, 복합형상의 피스톤은 축력의 작용에 의한 유체고착의 가능성을 줄임과 동시에 펌프의 용적효율을 향상시킬 수가 있기 때문에 피스톤 펌프의 성능향상에 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다. 따라서, 본 논문의 결과는 유압 피스톤 펌프에서와 같은 피스톤-실린더 기구를 채용하는 유체계의 피스톤부 설계에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 예상된다.

참고 문헌

1. Ivantysynova, M., Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu einen neuen Kolbentyp bei Axko-Maschinen, Fachtagung Hydraulik und Pneumatik, Magdeburg, 1985.
2. Backé, W., Grundlagen der Ölhydraulik, IHP, RWTH Aachen, 1988.
3. Backé, W. and Rinck, S., Analysis der Schadenmechanismen an einer Radialkolbenpumpe und Berechnung der durch Konstruktive Verbesserungen erzielbaren Kolbenkräfte verringering, Research Report, IHP, RWTH Aachen, 1990.

4. Dransfield, P. and Bruce, D.M., Leakage Flow rate past Pistons of Oil Hydraulic System Components, *J. of Aircraft*, Vol.5, pp.156-160, 1967-68.
5. Hessey, M.F., Martin, B.P. and Brighton, D.K., Hydraulic Lock Forces on Tapered Pistons, *Proc. Instr. Mech. Engrs.*, Vol.184, pp.983-992, 1969-1970.
6. Etsion, I. and Pinkus, O., The Hydrodynamics of a Plug Bearing, *Trans. ASME, J. of Lub. Tech.*, Vol.98, pp.433-440, 1976.
7. 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.
8. 박태조, 이정오, 그루브를 한 유압 피스톤 펌프의 피스톤에 작용하는 축력의 해석, *한국윤활학회지*, 제8권, 제2호, pp.44-49, 1992.
9. 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.
10. 이정오, 박태조, 피스톤 형상이 유압 피스톤 펌프·모터의 윤활특성에 미치는 영향, *한국윤활학회지*, 제10권, 제3호, pp.47-53, 1994.