

사판식 피스톤 모터의 트라이포드 기구의 거동 특성 연구 A Study on the Characteristics of Behavior of Tripod Mechanism in Swashplate Type Piston Motor

함영복 · 하정훈 · 박경민 · 김성동
Y. B. Ham, J. H. Ha, K. M. Park, and S. D. Kim

Key Words : Swashplate Type Piston Motor(사판식 피스톤 모터), Torque(토크), Lateral Force(측면력), Tripod Joint(트라이포드 조인트), Shoe Holder(슈 홀더)

Abstract : A swashplate type piston motor with a tripod joints is introduced to improve compactness and starting torque in conventional types of motor. If the driving torque of motor shaft is transmitted by utilizing the mechanism, its friction torque loss would be drastically reduced and mechanical efficiency would be improved because the lateral force on the piston of the rod type motor with tripod joints mechanism is relatively smaller than that of the conventional plunger type motor. In particular, kinematics analysis for the mechanism are done as a preliminary study to investigate the feasibility of the mechanism in the axial piston motor. General formulas are derived from the displacement and velocity analysis of the mechanism, showing relationships between output shaft and shoe holder motion. A series of numerical calculations are carried out for a medium size motor with 160cc/rev using the formulas and their graphical plots are shown as well.

기호 설명

- I, J, K : X, Y, Z 고정좌표계의 방향을 가리키는 단위벡터
- i, j, k : x, r, θ 회전좌표계의 방향벡터
- OS : 모터축의 회전중심점
- OP : 슈 홀더의 회전중심점
- OB : OS를 중심으로 회전하는 구면 베어링의 중심점
- θ_s : 모터축의 각 변위
- θ_P : 슈 홀더의 각 변위
- r_{OB} : 모터축 중심에 대한 구면 베어링의 회전 반경
- r_{OP} : 슈 홀더의 회전반경

- r_{gap} : slot 홈의 반경방향(j)의 변위(gap)
- r_{slip} : slot 홈의 길이방향(i)의 변위
- v_{slip} : 구면베어링의 한점 B의 음의 i 방향 미끄럼 속도
- v_{gap} : 구면베어링의 한점 B의 음의 j 방향 미끄럼 속도
- w_P : 슈 홀더의 회전 각속도
- w_s : 모터축의 회전 각속도
- w_B : 구면 베어링의 회전 각속도
- X, Y, Z : 공간에 고정된 직교 좌표계
- x, r, θ : 회전 직교 좌표계

1. 서 론

대형의 기계장치들을 구동하기 위해서 유압 피스톤 모터가 널리 사용되고 있다. 유압 피스톤 모터는 크게 사판식과 사축식으로 나뉘어지는데, 보통 사판식 피스톤 모터는 사축식에 비해 구조가 간단하고 왕복 운동부의 부품수가 적으며 회전 질

접수일 : 2002년 4월 29일
함영복, 박경민 : 한국기계연구원 첨단산업기술연구부
하정훈 : 금오공과대학교 생산기계공학과 대학원
김성동 : 금오공과대학교 기계공학부

량이 축 주위에 집중되어 있어 고속회전과 제한된 설치면적이 요구되는 곳에 유리한 이점을 갖고 있는 반면, 구조적으로 사판 경사의 제한을 받기 때문에 사축식에 비해 체적효율이 떨어지는 단점을 가지고 있다.

역사적인 관점에서 보면, 사판식 펌프 또는 모터의 초기 모델인 로드형 피스톤이, 현재 주로 이용되고 있는 로드레스(rodless)형 또는 플런저형의 피스톤보다 먼저 시도되었으나 구조가 복잡해지는 결점 때문에 발전되지 않았다. 1903년 Harvey William과 Reynolds Janney에 의해 유니버설 조인트(universal joint) 메카니즘이 유압 펌프 및 유압 모터의 틸팅(tilting)구동용으로 개발된 후, 영국의 Vickers사와 일본 Mitsubishi 중공업에서 제작되어 군용 동력전달장치로 채택되어왔다.1~3)

본 연구에서는 기존의 경사판식 유압 피스톤 모터의 구조적 문제라 할 수 있는 제한된 사판각과 피스톤의 강한 측면력 등의 문제를 해결하기 위하여 사축식에서 채택되고 있는 커넥팅 로드 방식을 적용하였고, 이를 위해 트라이포드 조인트(tripod joint) 기구를 이용하여 슈 홀더(shoe holder)와 모터축을 동기시켰다. 커넥팅 로드(connecting rod) 기구에 관해서는 이전의 연구4~6)에서 이미 해석되어 있으므로, 본 연구에서는 트라이포드 조인트 기구부의 운동에 관하여 중점적으로 해석하고자 한다. 연구 방법은 먼저 기구운동에 대한 이론 해석을 통해 공식을 유도하고 이를 바탕으로 수치해석을 수행한 후 그 결과로부터 정량적인 분석을 실시하였다.

2. 모터의 구성 및 작동원리

Fig. 1 은 피스톤 로드 기구와 트라이포드 조인트를 적용한 유압 피스톤 모터의 구성을 보여주고 있다.

피스톤에 작용하는 유압력으로 얻어지는 추력은 피스톤 로드를 통하여 슈(shoe)에 전달되고, 슈와 경사진 벽 사이의 힘의 작용에 의하여 회전력이 발생한다. 회전력은 슈 홀더와 트라이포드 조인트 기구를 통하여 모터축에 전달된다.

피스톤 로드 가 없는 기존의 플런저형 모터에서는 회전력이 플런저 측면과 실린더 내경의 측면 사이에 힘의 작용으로 전달되어지기 때문에 플런저 측면의 축력이 크다. 결국, 이러한 작용의 결과로, 플런저 측면에 작용하는 마찰력이 크게 되며, 마찰 또한 커지게 된다.

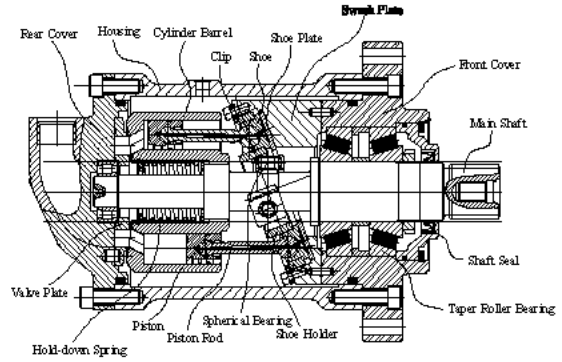
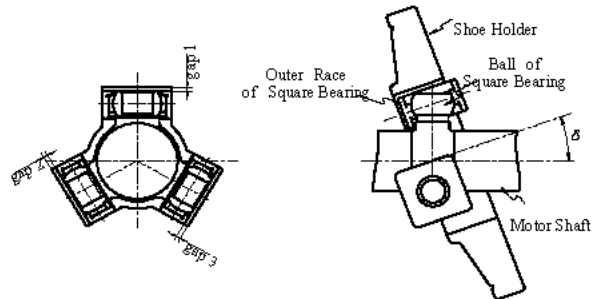
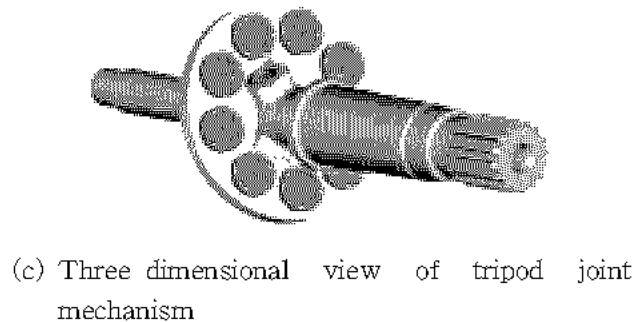


Fig. 1 Composition of the swash plate type piston motor with tripod joints

반면에 Fig. 1 에서 보이는 유압 모터에서는 트라이포드 조인트 기구를 통하여 구동 토크가 전달되므로 피스톤의 축력(lateral force)이 작아지고, 마찰력이 작으며, 피스톤 측면의 마찰 또한 작게 발생한다. 피스톤 측면의 윤활 조건이 완화되는 대신에 트라이포드 조인트 기구부에서 마찰이 추가로 발생하게 되지만, 트라이포드 조인트 기구의 윤활 조건이 기존 모터의 플런저 측면의 윤활 조건보다 훨씬 덜 심각하기 때문에 결과적인 마찰 성능은 우수하다. 조금 더 구체적으로 설명하면, 본 연구의 모터에서 피스톤 측면력이 0에 가까우므로 고체마찰이 제거되며, 피스톤 측면 면적이 매우 작으므로 점성마찰 또한 감소한다. 트라이포드 조인



(a) Front view of tripod joints set (b) Side view of tripod joints set



(c) Three dimensional view of tripod joint mechanism

Fig. 2 Construction of tripod joints set

트 기구가 모터축 중심으로부터 가까이 있으므로 모멘트 반경이 작으며, 이 기구부의 상대운동이 기존 플러저형 모터에서 플러저의 미끄럼 운동보다 작으므로 마찰 토크가 작다.

Fig. 2 에서 (a)는 트라이포드 조인트의 정면도를 나타내고, (b)는 경사진 슈 홀더가 트라이포드 조인트에 장착된 상태를 나타내며, (c)는 이들의 조합을 3차원 모델링하여 나타낸 것이다. (a)에서 3개의 조인트가 모터축에 대해서 대칭을 이루면, 슈 홀더의 중심축은 모터축과 교차하게 되고 슈 홀더의 중심축은 모터축과 δ 만큼 경사진 한 축으로 고정되어지며, 슈 홀더는 경사축에 대하여 자전 운동만을 한다. 3개의 조인트가 모터축에 대하여 대칭을 이루지 못하면, 공간에 고정된 경사축에 대하여 공전운동과 자전운동이 복합된 운동을 하게 된다. 슈 홀더가 자전운동만을 하는 경우에 즉, 원 운동을 하는 경우에 있어서, 슈 홀더와 동일한 운동을 하는 피스톤 슈도 슈 홀더 중심축에 대하여 원운동을 한다. 하지만, 모터축에 대해서는 타원운동의 모습이 된다.

3. 한 개 조인트의 운동 해석

3.1 좌표계

구면 베어링 외륜의 한 점(B)의 운동을 2가지 방법으로 표현이 가능한데, 모터 구동축의 회전운동을 이용하여 표현하는 방법과 슈 홀더의 회전운동을 이용하여 표현하는 방법이다. 각각의 운동을

표현하기에 편리한 좌표계를 적용한 후에 두 가지 운동의 표현방법을 한 가지 좌표계로 변환하여 해석하는 방법으로 수행한다.

Fig. 3 에 표현된 두 가지 좌표계 사이의 변환 공식을 아래에 나타내었다.

$$i\theta = i\phi = \cos \delta I + \sin \delta J \tag{1}$$

$$j\theta = \cos \theta_p \cos \delta J - \cos \theta_p \sin \delta I + \sin \theta_p K \tag{2}$$

$$k\theta = \sin \theta_p \sin \delta I - \sin \theta_p \cos \delta J + \cos \theta_p K \tag{3}$$

3.2 변위 해석

구면 베어링의 한 점 B의 변위를 모터 구동축의 회전 운동으로 표현하면 아래와 같다.

$$r_B = r_{OB} + r_{B/OB} \tag{4}$$

B점의 위치를 Fig. 3 의 OP점을 기준으로 하여 슈 홀더의 회전운동을 매개로 하여 나타내면 아래와 같다.

$$r_B = r_P + r_{B/P} = (r_{OP} + r_{P/OP}) + (r_{slip} + r_{gap}) \tag{5}$$

여기서 식(4)와 식(5)는 $i\theta, j\theta, k\theta$ 성분별로 서로 같아야 한다.

따라서, 각각의 성분을 나타내면 다음과 같다.

$$i\theta \text{ 성분} : r_{OB} \cos \theta_s \sin \delta = r_{OB} \sin \delta - r_{slip} \tag{6}$$

$$j\theta \text{ 성분} : r_{OB}(\cos \theta_s \cos \theta_p \cos \delta + \sin \theta_s \sin \theta_p) + d = r_{OP} - r_{gap} \tag{7}$$

$$k\theta \text{ 성분} : \sin \theta_s \cos \theta_p - \cos \theta_s \sin \theta_p \cos \delta = 0 \tag{8}$$

여기서, 식(6)으로부터

$$r_{slip} = r_{OB} \sin \delta (1 - \cos \theta_s) \tag{9}$$

식(7)으로부터

$$r_{gap} = r_{OP} - r_{OB}(\cos \theta_s \cos \theta_p \cos \delta + \sin \theta_s \sin \theta_p) - d \tag{10}$$

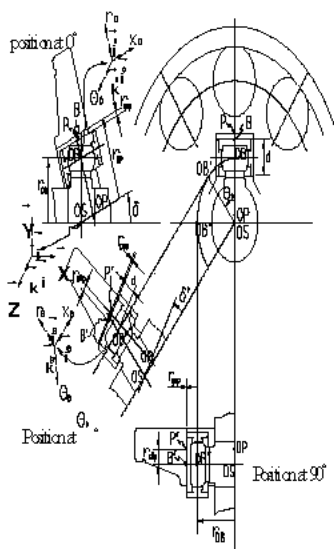


Fig. 3 Coordinate system for rotational motion of driving shaft and of shoe holder

식(8)으로부터

$$\tan \theta_P = \frac{\tan \theta_s}{\cos \delta} \quad (11)$$

과 같이 각각 나타낼 수 있다.

식(9)와 식(10)에서 $\delta=20^\circ$ 정도로 작은 경우에는 각 변위 θ_s 와 θ_P 의 차이는 무시할 정도로 작으므로 θ_s 는 θ_P 와 같다고 가정할 수 있다. 이러한 가정에서 $\theta_s = \theta_P = 0^\circ$ 인 지점에서는 P점과 B점이 가장 먼 상태이며, 모터축과 슈 홀더의 회전이 진행됨에 따라서 가까워져서 $\theta_s = \theta_P = 90^\circ$ 지점에서 가장 가까워지고, 이 후에 다시 멀어지는 주기적 운동을 반복한다.

식(10)과 함께 식(11)을 적용하면 B점과 P점 사이의 틈새 r_{gap} 에 대한 크기 및 변화 정도를 알 수 있는데, Fig. 4에서 나타내고 있으며, 본 연구의 해석에 사용된 매개변수는 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters and input value

| Parameters | Input value |
|-----------------|-------------|
| N [rpm] | 2000 |
| d [mm] | 6 |
| δ [deg.] | 20o |
| r_{OP} [mm] | 31.5 |
| r_{OB} [mm] | 25.5 |

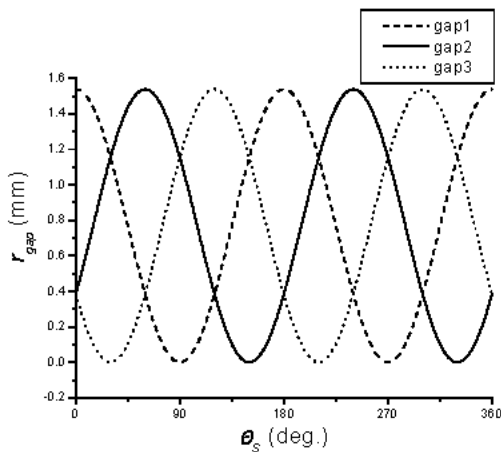


Fig. 4 Variation of the gap between Point B and P

구면 베어링을 Fig. 2에서처럼 모터축에 120° 간격으로 3개소에 설치하는 경우에는 Fig. 4와 같이 gap1, gap2와 gap3은 각각 1회전 할 때 2 cycle의 간격 변동을 보였으며, 최대 r_{gap} 값은 모두 약 1.53 mm 정도를 보였다.

Fig. 5는 모터축의 각 변위 θ_s 에 따른 r_{slip} 의 변화선도를 나타내고 있는데, 모터축의 각 변위값이 180° 지점에서 최대 미끄럼변위가 발생함을 알 수 있다.

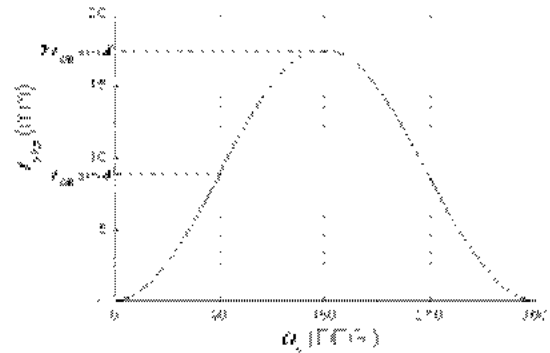


Fig. 5 Variation of the sliding displacement of spherical bearing with the angular displacement of motor shaft ($\delta=20^\circ$)

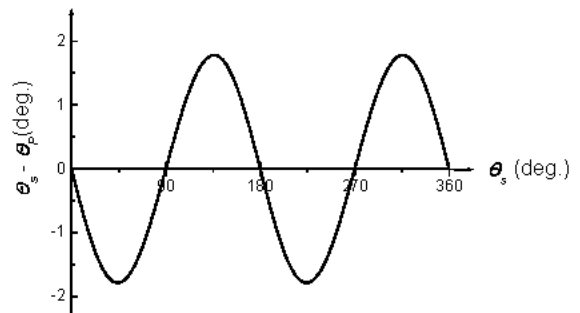


Fig. 6 Variation of the phase difference ($\theta_s - \theta_P$) with the angular displacement of motor shaft

Fig. 6은 모터축의 각 변위에 따른 θ_s 와 θ_P 의 차이를 나타내고 있으며, 그림에서 나타나는 것처럼 모터축의 중심선과 슈 홀더의 회전 중심선이 이루는 경사각 $\delta=20^\circ$ 정도로 작은 경우에는 각 변위 θ_s 와 θ_P 의 위상 차이는 약 $+1.7^\circ$ 정도이며, 이 값을 무시할 정도로 작으므로 θ_s 는 θ_P 와 같다고 가정할 수 있다.

3.3 한 개 조인트의 속도 해석

구면 베어링의 한 점 B의 속도를 모터 구동축의 회전 운동으로 표현하면 아래와 같다.

$$v_B = \omega_s \times r_{OB}/OS + \omega_P \times r_B/OB \quad (12)$$

B점의 속도를 Fig. 3의 OP점을 기준으로 하여 슈홀더의 회전운동을 대개로 하여 나타내면 아래와 같다.

$$v_B = (v_{OP} + v_{P/OP}) + (v_{slip} + v_{gap} + \omega_P \times r_{B/P}) \quad (13)$$

여기서 식(12)와 식(13)은 $i\theta$, $j\theta$, $k\theta$ 성분별로 서로 같아야 한다.

따라서, 각각의 성분을 나타내면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$i\theta \text{ 성분 : } v_{slip} = \omega_s r_{OB} \sin \theta_s \sin \delta \quad (14)$$

$$j\theta \text{ 성분 : } v_{gap} = -(\omega_s r_{OB} \cos \theta_s \sin \theta_P - \omega_s r_{OB} \sin \theta_s \cos \theta_P \cos \delta) \quad (15)$$

$$k\theta \text{ 성분 : } \omega_s r_{OB} (\cos \theta_s \cos \theta_P + \sin \theta_s \sin \theta_P \cos \delta) \quad (16)$$

식(16)에 식(10)을 대입하면,

$$\frac{\omega_s}{\omega_P} = \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \theta_P \sin^2 \delta} \quad (17)$$

과 같이 나타낼 수 있다.

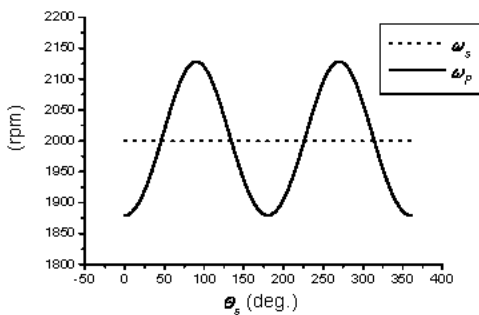


Fig. 7 Variation of the ω_P and ω_s with the angular displacement of motor shaft (θ_s)

Fig. 7은 입력회전수를 2000rpm으로 하여 모터축의 회전 각속도 ω_s 가 일정하다고 가정할 경우에 대한 슈홀더의 회전 각속도 ω_P 의 관계선도를 나타내고 있다. 여기서, 모터축이 1회전 하는 동안 슈홀더의 회전 각속도 ω_P 는 2 cycle로 변동을 하고 있으며, 최대 변동속도와 최소 변동속도는 각각 약 2122 rpm, 1879 rpm이며, 그 최대 변동량은 약 6.25% 정도임을 알 수 있다.

한편, Fig. 8은 슈홀더의 경사각 δ 의 크기에 따른 슈홀더의 각속도 ω_P 의 변화율을 나타낸다. 사판각 δ 이 증가할수록 ω_P 의 변동이 커짐을 알 수 있으며, 주어진 조건인 $\delta = 20^\circ$ 인 경우 $|\omega_P - \omega_s|$ 값은 125 rpm 정도임을 알 수 있다.

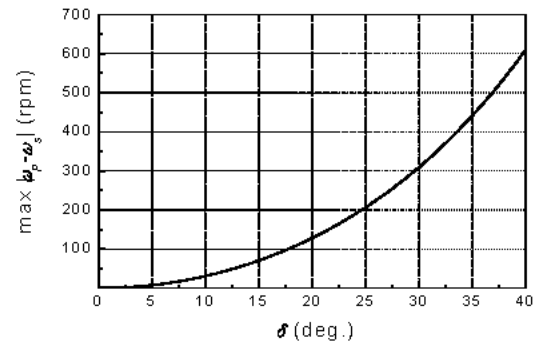


Fig. 8 Effect of a tilting angle (δ) of swashplate on the variation of the ω_P

Fig. 9는 모터축 각 변위 θ_s 의 변화에 따라 v_{slip} 가 변화하는 모습을 보여준다. 모터축의 각변위가 1회전하는 동안 구면베어링의 한점 B의 음의 i 방향 미끄럼 속도 v_{slip} 는 정현파를 보이고 있으며, 최대속도는 +1.88 m/s 정도임을 알 수 있다.

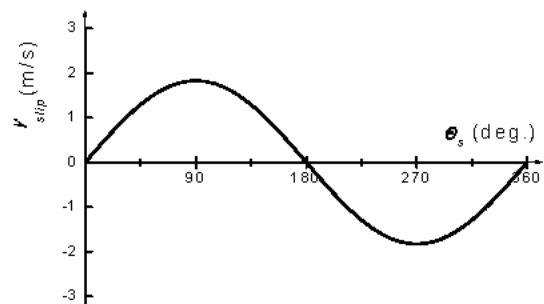


Fig. 9 Variation of the v_{slip} with θ_s

Fig. 10 에서는 모터축 각 변위 θ_s 에 따른 v_{gap} 의 변화 선도를 나타내고 있다. 모터 축이 1회전하는 동안 구면베어링의 한 점 B의 음의 j 방향 미끄럼 속도 v_{gap} 은 2 cycle로 변동을 하며 그 최대 속도는 약 +0.16 정도임을 알 수 있다.

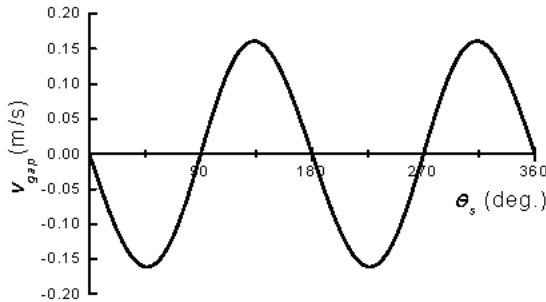


Fig. 10 Variation of the v_{gap} with θ_s

4. 결 론

본 연구에서 커넥팅 로드 기구와 트라이포드 조인트 기구를 적용한 유압모터에 대하여 해석하였으며, 해석결과로부터 얻어지는 주요사항들은 다음과 같이 요약된다.

- 1) 슈 홀더의 각 변위는 구동축의 각 변위에 대하여 +1.7° 정도의 위상차이를 보인다.
- 2) 구동축이 1회전하는 동안에 슈 홀더의 회전운동은 구동축의 운동과 차이를 보이는데, 2번의 주기적인 양상을 가진다. 슈 홀더 중심축이 구동축에 대해서 20°의 경사를 이루고, 구동축의 회전속도가 2000rpm으로 일정한 경우에 슈 홀더의 회전속도는 구동축 속도의 +6.25 % 범위 내에서 변화한다.
- 3) 구면베어링과 슈 홀더사이에는 미끄럼 상대운동이 발생한다. 이러한 미끄럼 운동은 실린더 배럴과 피스톤 사이의 미끄럼 운동보다 상대적으로 매우 작은 것이라 할 수 있다. 그러므로 기존의 플런저형 모터에서 피스톤 측면으로 구동 토크를 전달하면서 발생하는 마찰보다 트라이포드 조인트 기구를 통하여 구동 토크를 전달하는 경우의 마찰이 적다고 판단할 수 있다.

참 고 문 헌

1. S. Ishihara, "Design and Basic of Axial Plunger type Hydraulic Pump and Motor", Oil Hydraulics, Vol. 5, No. 2, 1975
2. 西村 正, "アキシアルピストンポンプ", 油壓と空氣壓, 第14卷, 5號, pp.344~350, 1983
3. 喜多 康雄, "油壓について (可變ポンプ/モータの進歩)", 油壓と空氣壓, 第20卷, 2號, pp.101~108, 1988
4. 山口 惇, "ピストンポンプ, 同モータに用いられる球面軸受の特性", 油壓と空氣壓, 第1卷, 1號, 1970
5. T. J. Park and C. O. Lee, "Hydrodynamic Lateral Force on a Tapered Piston Subjected to a Large Pressure Gradient", Proc. of the 3rd Int. Conf. on Fluid Power Transmission & Control, Int. Academic Pub., pp.44~48, 1993
6. 김종기, 정재연, 오석형, "유압 사축식 액셀 피스톤 펌프의 로드 구동에 관한 연구 (제1보 구동메카니즘의 이론해석)", 한국윤활학회지, 제14권, 4호, pp.51~57, 1998