

사축식 Axial Piston Pump의 Rod 구동 메카니즘 해석

김종기, 정재연
전북대학교

The analysis of driving mechanism of rods in bent-axis-type axial piston pump

Kim Jong Ki, Jung Jae Youn
Chonbuk National University

Abstract - Recently, bent-axis-type axial piston pumps driven by rod being in extensively used in the world, because of simple design, lightweight, effective cost. So, to guarantee the quality of bent-axis-type axial piston pumps driven by rods, it is necessary to know characteristics of the forces applied to rods and the driving mechanism of rods. But, as they perform both reciprocating and spinning motions, it is difficult to understand driving mechanism

In this paper, I explained the theoretical driving mechanisms of cylinder block driven by rods through geometric method and the characteristics of the forces applied to them.

Key words - bent-axis-type axial piston pump, cylinder block, rod, driving mechanism,

1. 서 론

1.1 개 요

최근 들어 모든 산업분야의 급속한 성장에 따라 기계장치들이 대형화 및 자동화되어 가는 추세에 있으며, 이러한 기계장치들의 대형화와 자동화의 실현 수단으로서 유압펌프가 널리 사용되어지고 있다. 그 중에서도 특히 유압 피스톤 펌프는 다른 펌프에 비해 고압화에 적합하고, 가변이 용이하며, 효율이 좋기 때문에 건설기계, 사출성

형기, 공작기계, 자동차, 항공기, 조선등 산업 전 분야에 걸쳐 핵심 기기로서 폭넓게 채용되어지고 있다. 그럼에도 불구하고 유압 피스톤 펌프에 대한 개발은 물론 연구도 제대로 이루어지지 않고 있으며, 유압 피스톤 펌프 거의 전량을 수입에 의존하고 있는 실정에 있다. 따라서 피스톤 펌프에 관한 연구는 반드시 수행되어야 할 필요성을 갖고 있다고 할 수 있다.

본 연구에서는 사축식에서도 구조가 간단하여 경량화 및 저가격화에 적합하기 때

문에 세계적으로 널리 사용되고 있는 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프를 대상으로 하고 있다. 본 방식 피스톤 펌프의 주요부품인 로드는 실린더 내를 고속으로 왕복운동하는 동시에 자·공전운동을 행하면서 실린더 블록을 구동하기 때문에 이것의 실체를 파악하는 것은 무척 어려운 일이다. 그러나 최근 피스톤 펌프의 고성능·고신뢰성의 요구에 부응해서 본 방식 피스톤 펌프의 품질과 성능을 향상시키기 위해서는 이 로드와 작용하는 힘과 이 힘에 기인하는 인자들을 해석하는 것이 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프를 대상으로 로드 구동기구에 대한 이론해석을 행하였다.

1.2 연구대상 펌프의 개요

본 연구의 대상이 되는 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프의 단면도와 각 사양을 Fig. 1, Table. 1, Table. 2에 나타내었다.

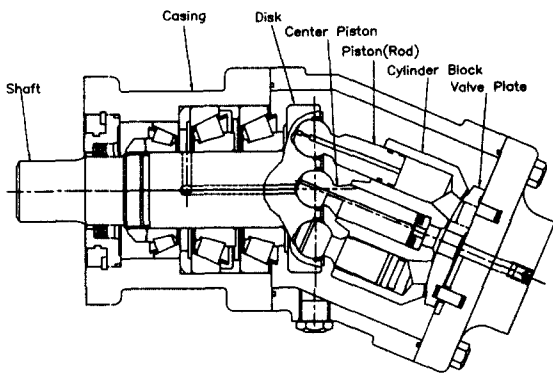


Fig. 1 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프 단면도

Table. 1 연구대상 펌프 사양

피스톤 수×직경 (mm)	7×22.7
용 량 (cc/rev)	72
정격 압력 (kgf/cm ²)	210
최대 압력 (kgf/cm ²)	350
정격 회전수 (rpm)	1800
최고 회전수 (rpm)	2500
이론 토출유량 (l/min)	130
최대 경전각 (°)	23

Table. 2 주요치수(단위 : mm)

디스크 피치원반경		33.3
실린더 블록 피치원반경		32.0
피스톤의 유효거리		54.4
피스톤 외경		22.7
밸브 플레이트	Inner seal land 내측반경	10.0
	Inner seal land 외측반경	14.6
	Outer seal land 내측반경	29.6
	Outer seal land 외측반경	33.4
밸브 플레이트 곡률반경		148.0
밸브 플레이트 피치원반경		22.1

2. 본 론

2.1 유니버설조인트 구동기구

로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프는 유니버설조인트 구동방식 사축식 피스톤 펌프에서 실린더 블록 구동체인 유니버설조인트를 제외시킨 것이기 때문에, 로드 구동기구의 이론 해석시에는 유니버설조인트 구동기구가 기본이 된다.

유니버설조인트 구동방식은 디스크와 실린더 블록 사이를 유니버설조인트로 연결한 것으로 디스크로부터의 구동 토크를 유니버설조인트에 의해 실린더 블록에 전달하고 따라서, 디스크와 실린더 블록은 동기회전을 하게된다. 그에 반해 로드 구동방식은 로드(본 연구에서는 피스톤과 로드의 일체형을 사용했으며, 이하 로드로 칭한다.)자체가 구동체로 되어 실린더 블록에 구동토크를 전달하기 때문에 후술하는 바와 같이 실린더 블록은 디스크에 대해 지연되어 회전하게된다. 즉, 실린더 블록과 디스크는 비동기 회전운동을 하게된다. 따라서, 로드 구동기구의 이론을 해석하기에 앞서 이것의 기본이 되는 유니버설조인트 구동기구의 이론에 대해서 살펴보고 그것을 기초로 하여 로드 구동기구의 이론을 해석하고자 한다.

Fig. 2는 복식 유니버설조인트 구동방식 사축식 피스톤 펌프를 나타내었다. 실린더 블록 중심과 디스크 중심이 이루는 각도를 경전각(α)이라 할 때, 이 경전각이 0이 아닌 임의의 각을 갖는 경우, 실린더 블록 좌표계에서 본 디스크(로드 구부)의 회전 궤적은 Fig. 3에 나타난 것과 같이 타원으로 된다. 디스크의 회전에 따라 실린더 블록 중심에서 실린더 중심을 연결한 선과 실린더 중심에서 로드 중심을 연결한 선과 이루는 각도(로드 방위각 φ)는 디스크 회전방향과 반대 방향으로 회전한다. 이때, 로드는 BDC에서는 실린더 블록의 중심쪽을 향해 위치해 있고, 중립점에서는 실린더의 바깥쪽을 향하게 되며, 회전하여 TDC가 되면 다시 실린더 블록의 중심쪽을 향해 위치하게 된다. 결국 디스크를 BDC에서 180° 회전시키면 로드의 방위각은 디스

크 회전방향의 역방향으로 360° 변한다. 즉, 디스크 1회전 중 로드는 실린더 내를 2회 자전운동 하게된다.

Fig. 4는 디스크와 실린더 블록이 동기 회전 운동을 하는 경우의 디스크, 로드 및 실린더 블록의 위치관계를 보여주고 있다. 단, 실린더 블록 중심은 디스크 중심과 항상 일정하게 유지된다고 가정한다. 이때, 디스크의 회전운동은 실린더 블록 측에서 보면 타원운동을 하기 때문에 디스크(로드 구부, P_1)는 외관상 실린더 블록에 대해서 지연·선행각 δ_0 를 갖게된다. 따라서 임의의 경전각 α 에서, 디스크가 BDC로부터 임의의 회전각 θ 만큼 회전하였을 때, 지연·선행각 δ_0 , 로드의 방위각 φ 및 경사각 β_0 (실린더 중심과 로드 중심이 이루는 각도)에 대해 기하학적으로 고려해보면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} R_{dc} &= \sqrt{(R_d \sin \theta)^2 + (R_d \cos \theta \cos \alpha)^2} \\ &= R_d \sqrt{\sin^2 \theta + (\cos \theta \cos \alpha)^2} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sin(\theta + \delta_0) &= \frac{R_d \sin \theta}{R_{dc}} \quad \text{에서} \\ \therefore \delta_0 &= \sin^{-1} \left(\frac{R_d \sin \theta}{R_{dc}} \right) - \theta \end{aligned} \quad (2)$$

따라서,

$$\begin{aligned} \tan \varphi &= \frac{R_{dc} \sin \delta_0}{R_c - R_{dc} \cos \delta_0} \quad \text{에서} \\ \therefore \varphi &= \tan^{-1} \left(\frac{R_{dc} \sin \delta_0}{R_c - R_{dc} \cos \delta_0} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

또한,

$$\begin{aligned} \sin \beta_0 &= \frac{\sqrt{(R_c - R_{dc} \cos \delta_0)^2}}{L} \\ &\quad + \frac{\sqrt{(R_{dc} \sin \delta_0)^2}}{L} \\ &= \frac{\sqrt{R_c^2 + R_{dc}^2 - 2R_c R_{dc} \cos \delta_0}}{L} \\ \therefore \beta_0 &= \sin^{-1} \frac{\sqrt{R_c^2 + R_{dc}^2 - 2R_c R_{dc} \cos \delta_0}}{L} \end{aligned} \quad (4)$$

Fig. 5는 동기회전시 디스크를 경전각 α 를 파라미터로 하여 BDC에서 TDC까지 회전시킨 경우, 실린더 중심을 원점으로 해서 로드 구부의 궤적을 $\beta_0 - \varphi$ 의 좌표계로 나타낸 것이다. 좌표계 원점은 실린더 중심이고 축 상에 있는 값은 β_0 를 나타낸다. 그림의 각 실선원 상에 있는 번호(1~7)는 Fig. 3상의 실린더 번호(1~7)에 대응한다.

로드는 실린더 블록의 회전방향과 반대 방향으로 실린더 중심을 그 회전 중심으로 해서 자전운동을 하게되고, 그 자전운동 범위는 경전각이 작아짐에 따라 작게된다. 경전각 $\alpha = 0$ 인 경우는 $\beta_0 = 1.4^\circ$, $\varphi = 180^\circ$ 로 일정하게 되며, 따라서 로드는 디스크의 임의회전에 대해 항상 실린더 블록 중심과 실린더 중심을 연결한 선상에서 실린더 외측을 향하게 된다. 경전각을 갖는 경우는 로드의 방위각 $\varphi = 0 \sim 360^\circ$ 변화한다. 그래서, 최대 경사각 $\alpha_{\max} = 23^\circ$ 에서는 β_0 는 항상 1.4° 로 되고, 로드의 자전운동 영역은 최대로 광범위하게 된다.

이와 같이 로드는 실린더 내를 자전운동

하기 때문에 이점을 고려해서 로드와 실린더가 서로 간섭을 일으키지 않도록 실린더 중심에 대해서 로드가 자유롭게 회전할 수 있는 각도가 로드에게 주어져야만 한다.

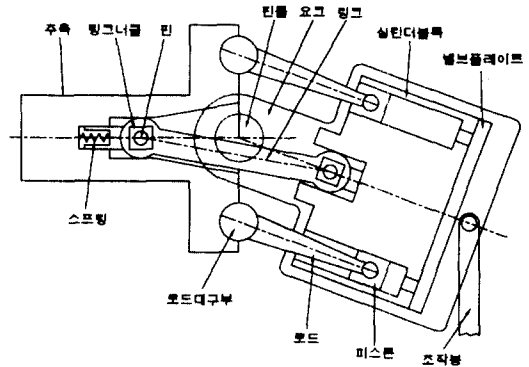


Fig. 2 유니버설조인트 구동방식 사축식 피스톤 펌프

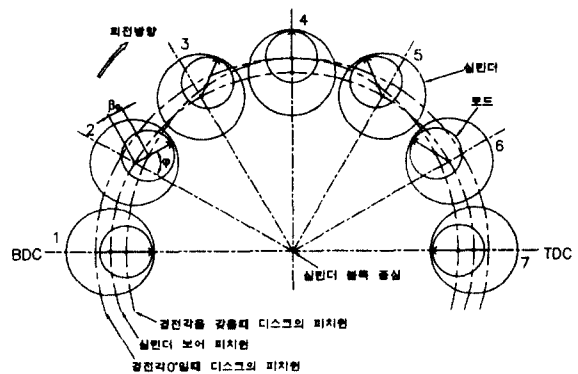


Fig. 3 동기회전시 로드의 거동

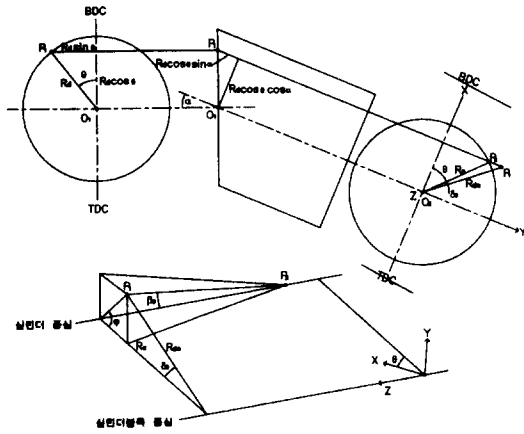


Fig. 4 유니버설조인트 구동방식의 기하학적 설명도

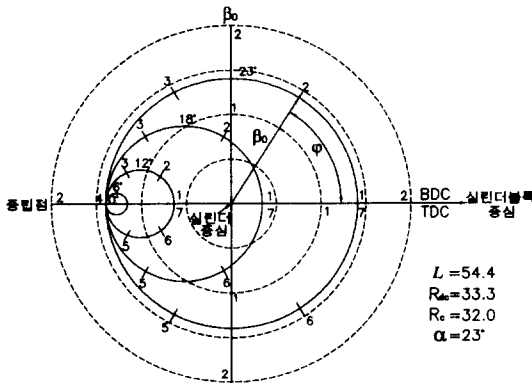


Fig. 5 동기회전시 경전각에 따른 β_0 와 φ 의 변화

2.2 로드 구동기구

전술한 바와 같이 로드는 디스크의 회전에 따라 실린더 내를 자전운동하며, 그 운동영역은 로드의 유효길이 L , 실린더의 피치원 반경 R_c , 디스크 구부의 피치원 반경 R_d 와 경전각 α 에 의해서 결정된다. 그래서, 임의 회전에서의 로드 구부 P_1 은 Fig. 3에서 실선원 상에 있게된다. 여기서

로드가 구동체로 되는 로드구동의 경우 로드가 실린더 블록의 회전보다 선행하는 위치에 있어야 만이 구동이 가능하기 때문에 로드 구동영역은 Fig. 5에서 말하면 로드 방위각이 $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ 의 위치에 있을 때가 된다.

Fig. 6은 로드구동의 개략도이다. 유니버설조인트에 의해 디스크가 BDC에서 θ 만큼 회전했을 때, 실린더 블록 측에서 디스크를 본 경우 디스크는 δ_0 만큼 선행한 상태가 된다. 그리고 로드 구부의 실린더 블록 좌표계로의 투영점인 P_1 과 실린더 중심 P_2 와의 거리 $\overline{P_1P_2} = L \sin \beta_0$ 로 된다. P_1' 는 반경이 $\overline{P_1O_2}$ 인 원과 도망각 ξ 의 원과의 교점이고, 이때 도망각원 ξ 의 중심은 P_2 이다. 반경이 P_2O_2 인원(실린더 피치원) 상에서 $\overline{P_1P_2} = L \sin \xi$ 로 되는 위치를 P_2' 로 하면, 이때 로드와 실린더가 처음으로 접촉을 하게된다. 따라서 P_2 를 P_2' 위치까지 되돌렸을 때 생기는 각도가 로드와 실린더간의 지연각이고 그림에서는 $\angle P_2O_2P_2'$ 에 상당한다. P_2' 의 회전각을 θ' , 이때 디스크의 선행각을 δ_0' 로 했을 때 형성되는 2개의 삼각형 $\triangle P_2O_2P_1'$ 와 $\triangle P_2'O_2P_1$ 은 합동이고 지연각 δ_x 는 기하학적인 관계로부터

$$\delta_x = \delta_0' - \delta_0 \quad (5)$$

즉,

$$\begin{aligned} \angle P_2O_2P_2' &= \angle P_1O_2P_2' - \angle P_1O_2P_2 \\ &= \angle P_1O_2P_2' - \delta_0 \end{aligned}$$

여기서 δ_0' 는 $\angle P_2O_2P_2'$ 에서 삼각함수의

코사인 법칙을 사용하면,

$$\begin{aligned} \delta_0' &= \angle P_2 O_2 P_2' \\ &= \cos^{-1} \frac{R_{dc}^2 + R_c^2 - (L \sin \xi)^2}{2R_c R_{dc}} \end{aligned} \quad (6)$$

로 되고, 따라서 지연각 δ_x 는 다음식으로 된다.

$$\delta_x = \cos^{-1} \frac{R_{dc}^2 + R_c^2 - (L \sin \xi)^2}{2R_c R_{dc}} - \delta_0 \quad (7)$$

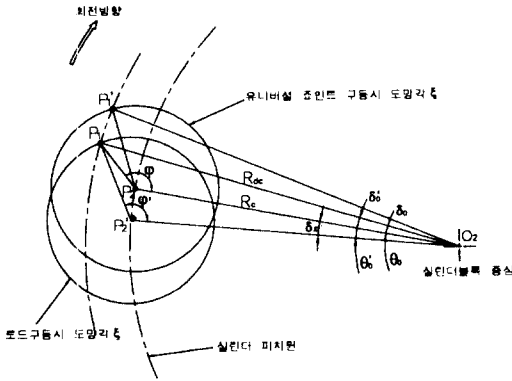


Fig. 6 로드구동의 개략도

2.3 이론해석 결과

Fig. 7과 Fig. 8은 $\xi=1.7^\circ$ 이고, 각 $\alpha=12^\circ, 23^\circ$ 인 경우에 전 로드에서 지연각 δ_x 의 변화를 나타내고 있고, Fig. 9와 Fig. 10는 $\xi=1.9^\circ$ 이고, $\alpha=12^\circ, 23^\circ$ 인 경우에 전 로드에서 지연각 δ_x 의 변화를 나타내고 있다. 그림 중에 숫자(1~7)는 BDC에 위치한 로드를 1번으로 해서 그 이후 실린더 블록의 회전 방향에 따라서 나타낸 로드의 번호이다. 지연각은 정현파형으로 동기성을 갖고 변화하고 있으며, 그 값이 최소로 되는 영역은

1회전중 2회가 되는 것을 알 수 있고, 이 영역에 있는 로드에서 실린더 블록이 구동된다. 지연각이 최소로 되는 로드는 임의의 회전 위치에서 기본적으로 1개이고 (구동영역의 전환시에는 순간적으로 2개로 된다.) 그 로드는 교대로 교체된다.

실린더 블록의 구동 영역은 로드 구부 P_1 의 실린더 블록에 대한 외관상의 선형각 δ_x 가 최대가 되는 BDC를 기준으로 하여 실린더 블록의 회전 방향으로 $0 \sim 360^\circ$ 사이를 90° 간격으로 1~4상한으로 구분할 때, 제 1상한과 제 3상한이다. 결국 제 1상한의 실린더 블록 구동영역에서 로드가 벗어나는 순간에 제 3상한에 있는 로드가 실린더 블록 구동영역으로 돌입하고 그후에는 이것을 반복하는 것으로 된다. 또, 실린더 블록 구동영역은 로드가 51.4° 의 간격으로 위치해 있고, 각 로드가 1회전당 2회 구동영역을 가지므로 25.7° 가 된다.

Fig. 11과 Fig. 12는 $\alpha=12^\circ, 23^\circ$ 이고, $\xi=1.7^\circ, 1.9^\circ, 2.1^\circ$ 인 경우, 구동영역의 변화를 나타내었다. 지연각 δ_x 는 도망각 ξ 가 커짐에 따라, 또한, 경전각 α 가 작아짐에 따라서 커지는 경향을 보이고 있다.

Fig. 13은 $\xi=1.7^\circ$ 일 때 경전각 α 의 변화에 따른 구동기구의 변화를 나타낸 그림이다. $\alpha=0$ 일 때는 모든 로드가 구동에 관여하며, 경전각 α 가 커질수록 BDC를 기준으로 했을 때 구동영역이 시작되는 각도가 점점 작아지고 있는 것을 볼 수 있다.

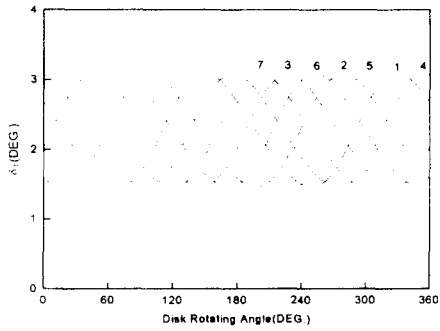


Fig. 7 디스크 회전에 따른 각 로드의 δ_x 의 변화 ($\xi=1.7^\circ$, $\alpha=12^\circ$)

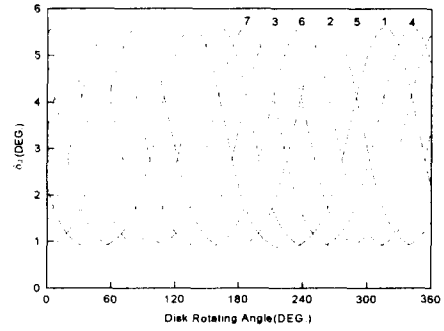


Fig. 10 디스크 회전에 따른 각 로드의 δ_x 의 변화 ($\xi=1.9^\circ$, $\alpha=23^\circ$)

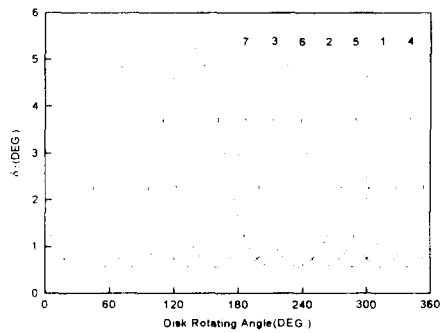


Fig. 8 디스크 회전에 따른 각 로드의 δ_x 의 변화 ($\xi=1.7^\circ$, $\alpha=23^\circ$)

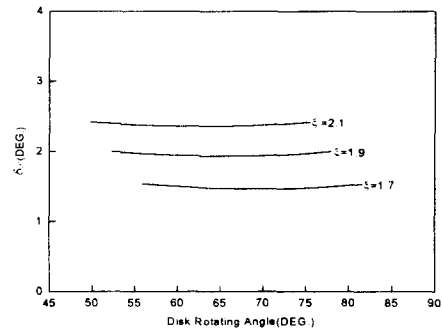


Fig. 11 도망각의 변동에 따른 δ_x 의 변화 ($\alpha=12^\circ$)

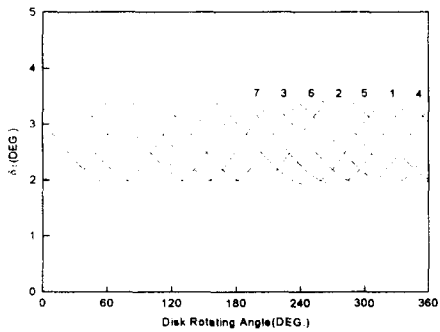


Fig. 9 디스크 회전에 따른 각 로드의 δ_x 의 변화 ($\xi=1.9^\circ$, $\alpha=12^\circ$)

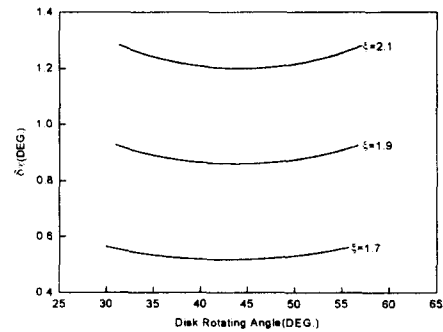


Fig. 12 도망각의 변화에 따른 δ_x 의 변화 ($\alpha=23^\circ$)

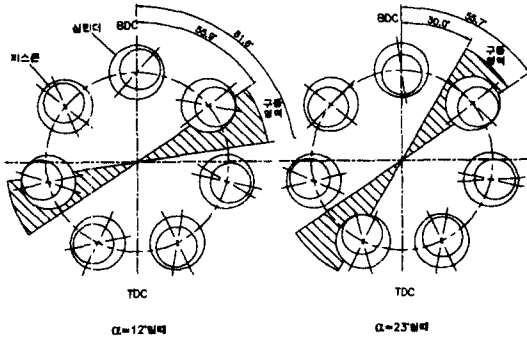


Fig. 13 경전각에 따른 구동영역의 변화
($\xi = 1.7^\circ$)

2.4 로드의 작용력

실린더 블록이 회전운동을 할 때 로드에게 작용하는 힘에는 주로 다음의 3가지가 고려된다.

- (a) 실린더 블록의 회전저항(접동저항)
- (b) 로드의 경사각에 의한 유압 횡분력
- (c) 유압에 의한 축방향 압축력 또는 인장력

(a)에는 밸브 플레이트와 실린더간의 접동저항, 센터스핀들 등의 실린더 지지부의 접동저항, 피스톤에 의한 기름의 교반(攪拌)저항이 고려되지만, 밸브 플레이트와 실린더간의 접동저항이 가장 크고, 다음식으로 주어진다.

$$T_1 = \frac{\lambda D}{2} \left[F_s + \frac{Z A_p P_d}{2} - \frac{\pi P_d}{4} \left\{ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln(R_4/R_3)} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_2/R_1)} \right\} \right] \quad (8)$$

여기서, λ : 마찰계수, D : 접동부 평균

반경, F_s : 실린더 초기 압착력, $R_1 \sim R_4$: 밸브 플레이트 seal부의 각 반경이다.

[] 내의 첫 번째 항은 실린더 블록의 초기부하, 두 번째 항은 유압에 의한 실린더 블록의 압착력, 세 번째 항은 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에 발생하는 유압에 의한 분리력이다.

(b)의 유압 횡분력은 3가지중 가장 크게 로드에게 영향을 주는 것으로 생각되며, 전술한 구동기구의 해석에서 토출측을 통과하는 각 로드의 경사각(β_0) 및 접촉각(φ)으로부터 로드에게 작용하는 회전 토크로서 계산할 수 있다. Fig. 14에 유압 횡분력의 개념도를 나타내었다.

그림에서 로드가 실린더 중심에 대해서 경사각 β_0 를 가지는 경우, 횡분력 F_p 는 다음과 같다.

$$F_p = A_p \cdot P_d \tan \beta_0 \quad (9)$$

횡분력 작용점과 실린더 블록 중심까지의 거리는 $R_c \sin \varphi$ 이고, 횡분력에 의한 토크는 로드 1개에 대하여

$$t_2 = F_p \cdot R_c \sin \varphi = A_p P_d R_c \sin \varphi \cdot \tan \beta_0 \quad (10)$$

여기서, β_0 및 φ 는 회전각 θ 와의 관계로부터 $\beta_0 = f(\theta)$, $\varphi = g(\theta)$ 이고, 토출측에 있는 모든 로드의 토크 합 T_2 는 다음식으로 주어진다.

$$T_2 = \sum_{i=0}^n A_p P_d R_c \tan \left\{ f\left(\theta + \frac{2\pi n}{7}\right) \right\} \cdot \sin \left\{ g\left(\theta + \frac{2\pi n}{7}\right) \right\} \quad (11)$$

따라서, 평균 토크 $\overline{T_2}$ 는 다음식으로 된다.

$$\begin{aligned} \overline{T_2} &= \frac{1}{2\pi/7} \int_0^{2\pi/7} T_2 d\theta \\ &= \frac{A_b P_d R_c}{2\pi/7} \int_0^{2\pi/7} \sum_{i=0}^n \tan \left\{ f \left(\theta + \frac{2\pi n}{7} \right) \right\} \\ &\quad \cdot \sin \left\{ g \left(\theta + \frac{2\pi n}{7} \right) \right\} d\theta \end{aligned} \quad (12)$$

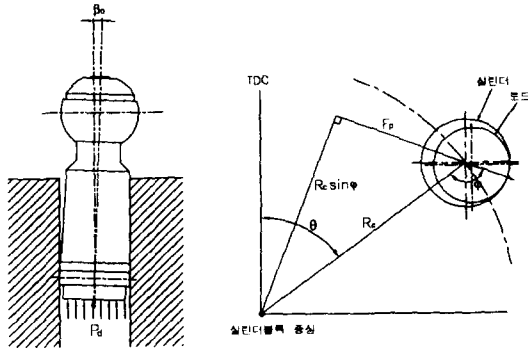


Fig. 14 유압 횡분력의 개념도

2.5 로드의 구동력

로드의 단면도를 Fig. 15에 나타내었다. 로드는 구동축의 회전을 실린더 블록에 전달하지만, 구동축 중심과 실린더 블록 중심은 $0 \sim 23^\circ$ 의 각도를 가지고 경사져 있어, 구동축의 회전원에 대해서 실린더 회전원의 궤적은 0° 이외에서는 타원을 그리기 때문에 로드는 도망각 (ξ)을 필요로 한다.

구동축의 회전이 실린더 블록에 전달되기 위해서는 Fig. 15에 나타낸 것처럼 로드 일부(A)가 실린더부(B)에 접촉하고, 로드를 거쳐 실린더에 회전방향력 (F_θ)가 주어지지 않으면 안된다. 접촉초기에 (a)에서부터 접촉이 시작되어, 하중의 증가와 함께 (b)로 신장되어 가도록 설계하고 있

다. 실린더의 회전방향력 F_θ 는 F_p 의 분력인 것으로부터 다음식으로 된다.

$$F_\theta = F_p \cos(90 - \rho)$$

$$\therefore F_\theta = F_p \sin \rho \quad (13)$$

따라서, 회전체인 실린더 블록을 1개의 로드가 구동하고 있기 때문에 엔진이나 모터 등에 의한 입력축의 회전변동이 생기는 경우, 로드엔 큰 힘이 작용되기 때문에 로드가 파괴되는 원인이 되기도 한다.

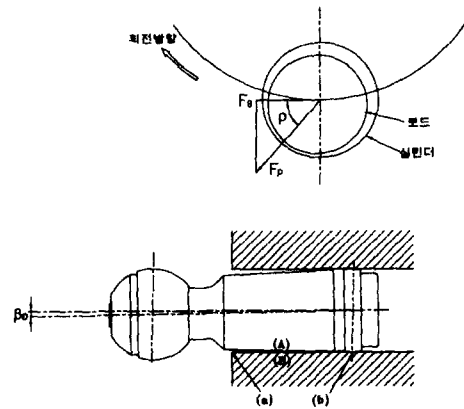


Fig. 15 로드 구동력의 단면도

3. 결 론

이상과 같이 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프의 로드 구동기구에 대한 이론해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프의 실린더 블록은 1개의 로드엔 의해 어느 일정 구간에서만 구동이되며, 그 다음엔 인접한 로드로 차례차례 전달된다. 즉, 실린더 블록이 1회전하는 동안엔 로드는 실린더 내를 2회 자전운동하고, 지연각 δ_x 가 최소로 되는 1개의 로드엔 의해 2번 구동된다.

- (2) 실린더 블록의 지연각 δ_x 는 도망각 ξ 가 커짐에 따라, 또한, 경전각 α 가 작아짐에 따라 커지게 된다.
- (3) 로드의 도망각은 실린더 축심에 대해 로드 축심이 자유롭게 회전할 수 있고, 동시에 유압 횡분력을 최소로 할 수 있는 최소의 각도로 설계하여야 한다.
- (4) 로드 구동영역은 로드 도망각 ξ , 경전각 α 에 의존한다.

참 고 문 헌

- (1) C. J. Hooke, Y. P. Kakouliis : "The effects of centrifugal load and ball friction on the lubrication of slippers in axial piston pumps", 6th International FLUID POWER SYMPOSIUM, BHRA, (1981), p. 179.
- (2) 山崎, ほか : "油壓ピストンポンプ・モタにあけるピストン~シリダ間の油膜厚さ測定", 北陸信越支部第31基總會講演會論文集, (1994), p.157.
- (3) J.R. Dowd and E.T. Barwell : "Tribological Interaction between piston and cylinder of a model high pressure hydraulic pump", ASLE Trans., 18-1, (1975), p. 21.
- (4) 西村他3 : "斜軸式 アキシヤルピストンポンプのピストンロッドに関する 研究(第1報)", 川崎技報62号, (1976), p.291.
- (5) 西村他3 : "斜軸式 アキシヤルピストンポンプのピストンロッドに関する 研究(第2報)", 川崎技報72号, (1979), p.75.
- (6) W. Ernst : "Oil hydraulic Power and its Industrial Applications", 2nd ed., (1960), P.137, McGraw - Hill.
- (7) Franco, N. : "Pump design by force balance" Hyraul. & Pneum., 14, 11, pp.101-107.
- (8) McKeown, J. , Milner, D.A. , Shute, N.A. and Turnbull, D.E. : "Hydrodynamic factors affecting the design of valve plates and thrust bearings", Proc. I. Mech. E., (1966/1967), 181, 1, pp.653-665
- (9) Shute, N.A. and Turnbull, D.E. : "Minimum power loss conditions of the pistons and valve plate in axial-type pumps and motors", ASME, Paper 63-WA-90, 11pp, 9figs, (1963)
- (10) Shute, N.A. and Turnbull, D.E. : "A preliminary study of an improved, cylinder barrel force-balancing technique", B. H. R. A. Report RR 799 3pp, 12figs, (1964)
- (11) Hibbert, G. , Lindsay, D.V. , Shute, N.A. and Turnbull, D.E. : "The balancing of piston and valve plate forces in axial-piston pumps and motors", BHRA, PaperG2, P. 13-40, (1971)
- (12) Martin, M.J., and Taylor, R. : "Optimized port plate timing for an Axial Piston Pump" Paper B5, International Fluid Power Symposium, Durham, England, (1978)
- (13) 田中 嘉津彦, 京極啓史, 中原綱光 : "球面弁板を有する斜軸式ピストンポンプの舉動の測定", 日本機械學會論文集(B編) 60卷569号(1994-1).
- (14) 山口 惇, 清水誠二 : "ピストンポンプにおける球面弁板と平面弁板の流体潤滑特性の比較", 油壓と空氣壓, (1989)p.168.