

사축식 유압 피스톤 펌프의 디스크 편심률에 따른
실린더블록 구동영역에 대한 연구

A Study on Driving Range of Cylinder Block to Eccentricity Ratio
of Disk in Bent axis Type Oil Hydraulic Piston Pump

정재연 · 백일현 · 조인성 · 송규근 · 오석형 · 정용욱

J. Y. Jung, I. H. Baek, I. S. Cho, K. K. Song, S. H. Oh and Y. W. Jeong

Key Words : Delay Angle(지연각), Eccentricity Ratio(편심률), Hydraulic Piston Pump(유압피스톤펌프), Swivel Angle(경전각), Tapered Piston(테이퍼피스톤)

Abstract: To improve the performance of the bent axis type axial piston pump driven by the tapered piston, it is necessary to know the driving characteristics and mechanism of the tapered piston and the cylinder block. Since each piston not only rotates on its axis and reciprocates in the cylinder bore, but also revolves around the axis of the driving shaft, it is difficult to analyze the driving mechanism theoretically. The theoretical mechanism for the bent axis type axial piston pump is studied by using the geometrical method. The driving range of the tapered piston is determined by theoretical equations. The results show that the cylinder block is driven by one tapered piston in a limited range and the core parameters such as driving factor of the piston and the ahead delay angle influenced performance of the bent axis type axial piston pump

기호 설명

e : Eccentric distance between O_d' and O_d

e' : Eccentricity ratio between e and R_d

L : Length between P_1 and P_2 in tapered piston

O_d : Center of driving shaft

O_c : Center of cylinder block

O_b : Center of cylinder bore

P_1 : Center of piston head

P_1' : Ahead center of piston head

P_2 : Center of piston end

P_2' : Behind center of piston end

R_c : Radius between O_c and O_b

R_d : Radius between O_d and P_1

R_{dc} : Distance between O_b and projected P_1 on cylinder block

R_e : Equivalent distance between O_b and projected P_1 on cylinder block

R_s : Distance between O_d and P_1

θ : Rotational angle of driving shaft

α : Swivel angle between cylinder block and shaft

β_0 : Tilting angle ($\angle P_1 P_2 O_c$)

β_e : Equivalent tilting angle ($\angle P_1 P_2 O_c$)

δ_0 : Ahead delay angle ($\angle P_1 O_b O_c$)

δ_e : Equivalent ahead delay angle ($\angle P_1 O_b O_c$)

δ_x : Delay angle ($\angle P_1 P_2 O_c$)

접수일 : 2008년 1월 8일

정재연(책임저자) : 전북대학교 기계항공시스템공학부, 공업
기술연구소

E-mail : jungjy@chonbuk.ac.kr, Tel : 063)270-2372

백일현 : 전북대학교 정밀기계공학과

조인성, 송규근 : 전북대학교 기계항공시스템공학부

오석형 : 군산대학교 기계공학과

정용욱 : 동명모트를(주)

- δ_E : Equivalent delay angle ($\angle P_1 P_2 O_c$)
- ϕ : Eccentric angle
- ϕ' : Eccentric angle ratio ϕ and $2\pi/7$
- φ_0 : Phase angle ($\angle P_1 O_c O_b$)
- φ_e : Equivalent phase angle ($\angle P_1 O_c O_b$)
- ξ : Taper angle of piston
- Ψ : Driving Factor

1. 서 론

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

이와 같은 기술동향은 유압시스템의 핵심동력원인 유압 피스톤 펌프도 예외는 아니다. 그 중에서도 사축식 액셀형 피스톤 펌프는 고속 고압화에 적합하고, 가변용량형이 용이한 특징 때문에 건설기계용 메인펌프로 사용되고 있다.

사축식 피스톤 펌프는 테이퍼 피스톤에 의해서 실린더블록이 구동되기 때문에, 기하학적 메커니즘이 매우 복잡하여 관련된 연구사례가 극히 제한적이다.

이 분야에 대한 연구를 살펴보면, 액시얼 피스톤 펌프의 성능에 관한 연구¹⁾, 액셀형 피스톤 펌프의 구동메카니즘²⁾, 액셀형 피스톤 펌프의 마찰손실³⁾, 피스톤 펌프의 유체특성에 대한 모델링⁴⁾, 피스톤 펌프의 진동해석⁵⁾, 피스톤 펌프의 동특성해석⁶⁾ 등에 대한 연구 등이 있다.

본 연구는 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프의 구동메카니즘을 연구대상으로 하고 있다. 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프는 피스톤의 로드에 의해서 실린더블록을 구동하는 방식으로, 피스톤 로드의 테이퍼 각도와 실린더블록과 회전축의 경전각이 매우 중요한 설계인자가 된다.

또한, 디스크, 실린더블록, 피스톤 등을 가공할 때, 설계도면과 가공기계에 의한 가공공차가 발생한다. 따라서, 이와 같은 가공공차를 모두 고려할 경우, 구동메카니즘은 매우 복잡해져 해석이 불가능 해진다. 그러므로, 본 연구에서는 유압펌프 메이커가 공차관리에 어려움을 겪고 있는 디스크 구면부의 위치도의 변화에 따른 구동특성을 파악하고자 하였다. 디스크 중심의 위치도는 디스크 중심의 편심률을 의미하며,

유압메이커의 대부분이 위치도에 대한 명확한 관리 기준이 없기 때문에 이 분야에 대한 연구가 절실히 요구된다.

따라서 본 논문에서는 로드구동방식 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 로드와 디스크의 중심이 편심되었을 때, 피스톤 로드의 지연각과 피스톤의 구동영역에 미치는 영향에 대한 이론 해석을 수행하였다.

2. 피스톤 로드의 기하학적 메커니즘

디스크의 편심이 없는 경우

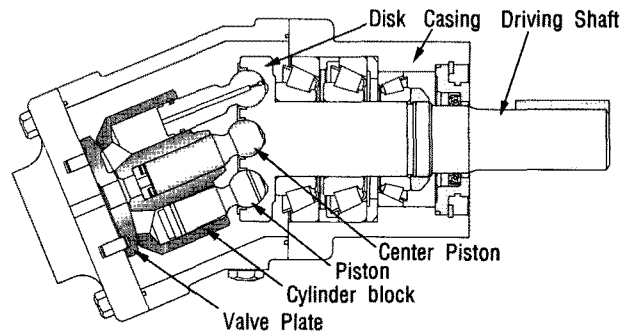


Fig. 1 Diagram of axial piston pump

Fig. 1은 사축식 피스톤 펌프의 작동원리를 나타낸다. 회전축이 원동기(전동기, 엔진등)에 의해 구동되면, 축의 디스크와 디스크의 구면부에 조인트된 피스톤이 회전하고, 피스톤의 황분력에 의해 실린더블록이 회전하며, 동시에 피스톤은 실린더 보어를 왕복 및 자전운동을 하게된다.

실린더 블록이 회전축을 기준으로 하부방향으로 경사져 있기 때문에, 회전방향의 우측부의 경우 피스톤이 상사점으로 이동하면서 실린더블록내의 작동유를 밸브플레이트의 토출포트를 통해 유출시키며, 회전방향의 좌측부의 경우 피스톤이 하사점으로 이동하면서 흡입포트에서 실린더블록 내부로로 작동유를 유입시키게 된다.

Fig. 2는 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 로드와 디스크의 구동메카니즘을 보여준다. 디스크 구면부 반경 R_d 는 실린더보어에서 보면, 타원운동을 하며 이러한 반경의 변동이 R_{dc} 가 된다.

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

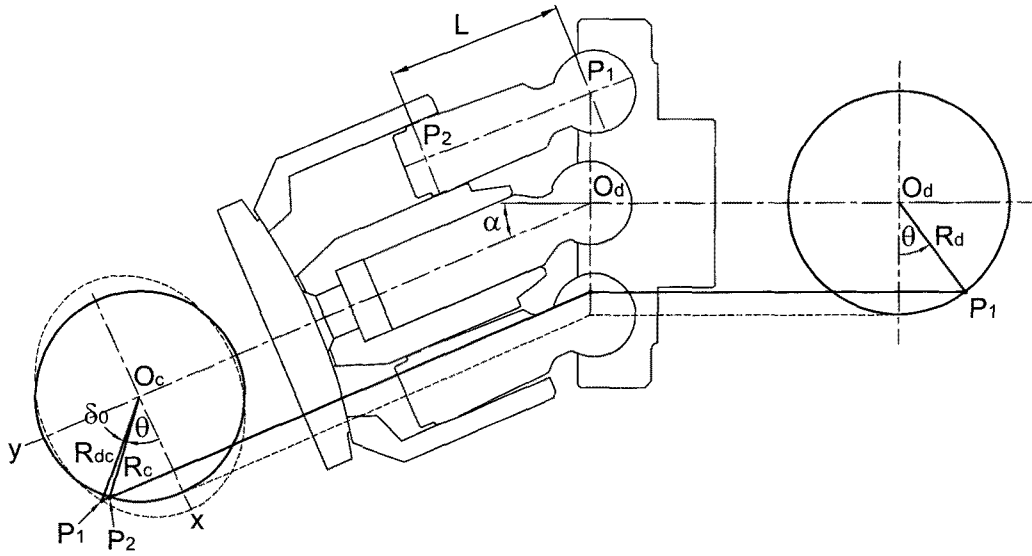


Fig. 2 Driving mechanism of axial piston pump

Fig. 3은 피스톤 헤드부의 거동을 보여준다. 샤프트가 회전하면, 피스톤 헤드부의 중심점 P_1 이 선형 거동하기 때문에, 실린더 블록 중심 O_c 와 실린더 보어 중심 O_b 간에 각도차가 발생하며, 여기에서 선형지연각 δ_0 와 위상각 φ_0 를 계산할 수 있다.

경사각 β_0 는 피스톤 헤드부의 중심점 P_1 , 엔드부 중심점 P_2 , 실린더 보어 중심 O_b 간의 각도차이다.

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

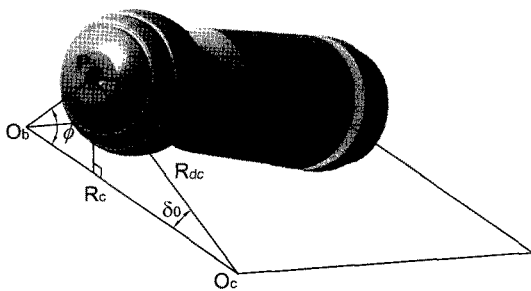


Fig. 3 Mechanism of phase angle and tilting angle

먼저, 선형지연각 δ_0 는 회전범위에 따라, 다음과 같이 방정식이 변화한다.

$$\delta_0 = \sin^{-1} \left(\frac{R_d \sin \theta}{R_{dc}} \right) - \theta \quad (2)$$

또한, 위상각 φ_0 는 다음과 같다.

$$\varphi_0 = \sin^{-1} \left(\frac{R_{dc} \sin \delta_0}{\sqrt{(R_c - R_{dc} \cos \delta_0)^2 + (R_{dc} \sin \delta_0)^2}} \right) \quad (3)$$

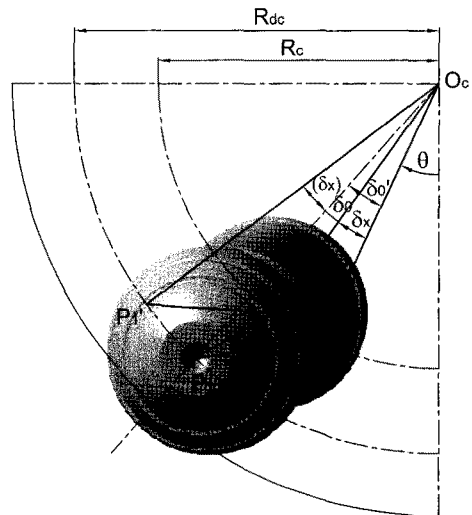


Fig. 4 Diagram of delay angle

Fig. 4는 로드와 실린더블록간에 발생하는 지연각을 보여준다. 로드에서 축의 회전각이 θ 가 되었을 때, 실린더블록 축에서 보면 피스톤 헤드부 중심점 P_1 은 δ_0 만큼 선형한 상태가 된다.

이 때, 피스톤 엔드부 중심점 P_2 , 이전 중심점 P_2' , 실린더 보어 중심 O_b 간의 각도차가 δ_x 이다.

$$\delta_x = \cos^{-1} \frac{R_c^2 + R_{dc}^2 - (L \sin \xi)^2}{2R_c R_{dc}} - \delta_0 \quad (5)$$

디스크의 편심이 있는 경우

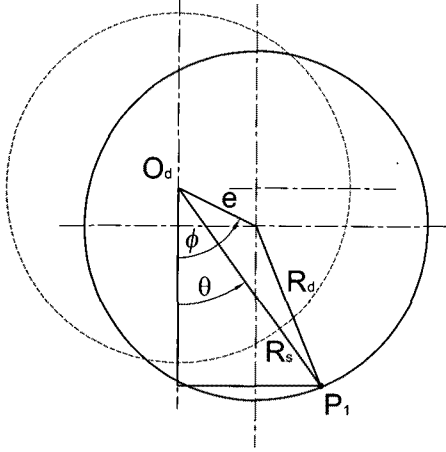


Fig. 5 Eccentric distance and angle on disk of shaft

Fig. 5는 임의의 각도 ϕ 와 거리 e 만큼 디스크가 편심된 경우, 피스톤 로드와 구동 메커니즘을 보여 준다. 여기에서, 편심 거리 e 는 편심률 e' 와 디스크 구면부 반경의 곱이다. 이 조건하에서, 디스크에서 바라볼 때, R_s 는 주어진 P_1 와 O_d 사이의 거리이다.

$$R_s = e' R_d \cos(\phi - \theta) + \sqrt{R_d^2 - [e' \sin(\phi - \theta)]^2} \quad (6)$$

여기에서, R_e 는 식 (1)에서 표현된 R_{dc} 의 등가 반경을 의미하고, 편심각 ϕ 와 편심 거리 e 에 따라 변하며, 그 방정식은 다음과 같다.

$$R_e = R_s \sqrt{\sin^2 \theta + (\cos \alpha \cos \theta)^2} \quad (7)$$

등가선행지연각 δ_e 는 회전범위에 따라, 다음과 같이 방정식이 변화한다

$$0 \leq \theta < \frac{\pi}{2} \text{인 경우}$$

$$\delta_e = \sin^{-1} \left(\frac{\left(e' R_d \cos(\phi - \theta) + \sqrt{R_d^2 - [e' R_d \sin(\phi - \theta)]^2} \right) \sin \theta}{R_e} \right) - \theta$$

$$\frac{\pi}{2} \leq \theta < \pi \text{인 경우}$$

$$\delta_e = -\sin^{-1} \left(\frac{\left(e' R_d \cos(\phi - \theta) + \sqrt{R_d^2 - [e' R_d \sin(\phi - \theta)]^2} \right) \sin \theta}{R_e} \right) - \theta + \pi$$

$$\pi \leq \theta < \frac{3\pi}{2} \text{인 경우}$$

$$\delta_e = -\sin^{-1} \left(\frac{\left(e' R_d \cos(\phi - \theta) + \sqrt{R_d^2 - [e' R_d \sin(\phi - \theta)]^2} \right) \sin \theta}{R_e} \right) - \theta + \pi$$

$$\frac{3\pi}{2} \leq \theta \leq 2\pi \text{인 경우}$$

$$\delta_e = \sin^{-1} \left(\frac{\left(e' R_d \cos(\phi - \theta) + \sqrt{R_d^2 - [e' R_d \sin(\phi - \theta)]^2} \right) \sin \theta}{R_e} \right) - \theta + 2\pi \quad (8)$$

또한, 등가 위상각 φ_e , 등가경사각 β_0 , 등가지연각 δ_e 는 다음과 같다.

$$\varphi_e = \sin^{-1} \left(\frac{R_e \sin \delta_e}{\sqrt{(R_c \sin \delta_e)^2 + (R_c - R_e \cos \delta_e)^2}} \right) \quad (9)$$

$$\beta_0 = \sin^{-1} \frac{\sqrt{R_c^2 + R_e^2 - 2R_c R_e \cos \delta_e}}{L} \quad (10)$$

$$\delta_E = \cos^{-1} \frac{R_c^2 + R_e^2 - (L \sin \xi)^2}{2R_c R_e} - \delta_e \quad (11)$$

여기에서, 구동인자 ψ 는 식(12)와 같이 정의할 수 있다.

$$\psi = \frac{R_c^2 + R_e^2 - (L \sin \xi)^2}{2R_c R_e} \quad (12)$$

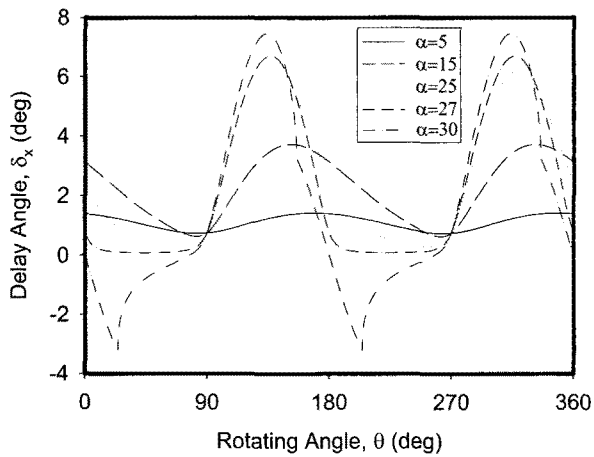
Table 1에 로드구동방식 액시얼 피스톤 펌프 로터에서 해석에 필요한 주요 치수를 정리하였다.

Table 1 Geometric data of rotary part

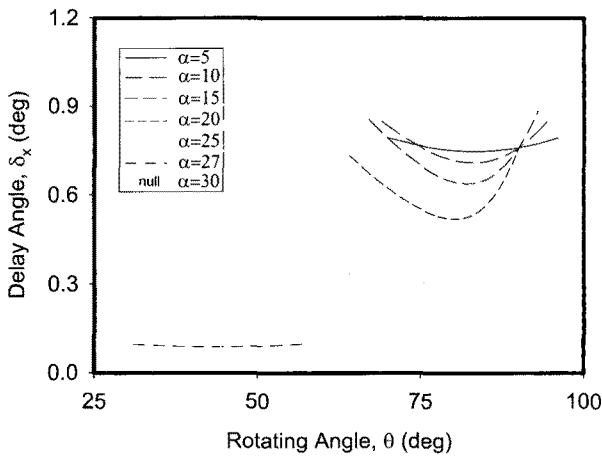
e'	0~20E-4	-
α	5~30	[°]
L	62	[mm]
R_d	73.5	[mm]
R_c	69.5	[mm]
ξ	1.9	[°]

3. 이론적 해석 결과

3.1 디스크 편심이 없는 경우



(a) Total delay angle



(b) Driving range in delay angle

Fig. 6 Delay angle to swivel angle

Fig. 6은 경전각의 변화가 지연각에 미치는 영향을 보여준다. 피스톤 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프에서, 지연각은 정상구동여부를 판별하는 인자이기 때문에, 경전각과 테이퍼 각의 최적설계를 목

적으로 사용된다. 또한, 구동축의 1회전당, 1개의 피스톤 로드는 2차례의 실린더 블록 구동작용을 하게 된다.²⁾

펌프가 7개의 피스톤 로드를 가지고 있다고 가정하면, 1개 피스톤 로드의 구동영역은 약 25.7°이다. 회전축의 1회전당 2개의 구동영역을 가진다. 피스톤 로드가 실린더보어를 회전시키는 구동영역은 1사분면과 3사분면에 주로 존재한다. 이는 회전각이 45와 225°를 통과할 때, 피스톤의 헤드와 실린더보어 중심간의 거리가 짧아지고 선행지연각의 거리가 감소하기 때문에, 최소지연각을 가지는 구동영역이 발생하게 된다.

또한, 최소지연각이 경전각의 증가에 따라 점차 0°에 근접하고, 경전각이 27°일 때 최소지연각은 0°보다 작아지면서 정상구동이 불가능해진다.

3.2 디스크 편심이 있는 경우

Fig. 7은 편심율이 15E-4일 때, 경전각의 변화에 따른 지연각의 변화를 보여준다. 경전각이 27° 이하일 경우, 지연각의 구동영역은 zero보다 큰 값을 가지며, 정상구동이 가능한 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 편심율이 20E-4일 때, 경전각의 변화와 상관없이 지연각의 구동영역은 zero보다 작은 값을 가지며, 정상구동이 불가능하다.

이는 테이퍼각 ξ , 디스크 구면부 반경 R_d , 실린더보어 반경 R_c , 피스톤 로드길이 L 등을 선정한 경우, 최대 경전각을 고려하여 최대 편심율을 설계할 수 있음을 의미한다.

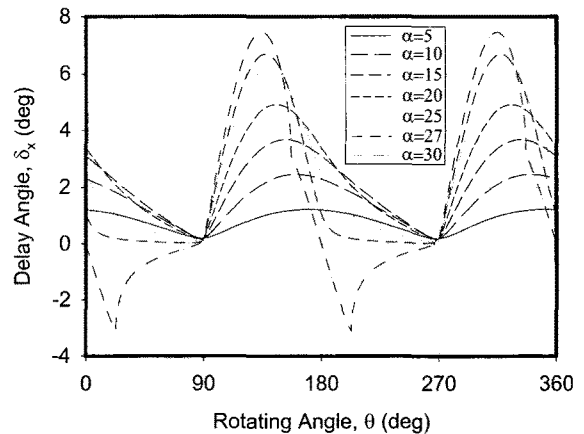


Fig. 7 Delay angle to swivel angle
($e'=15E-4$)

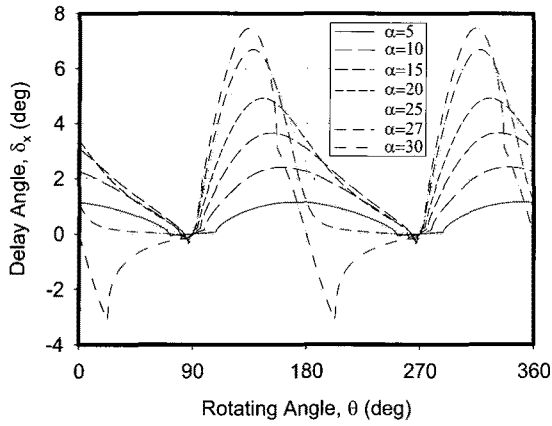
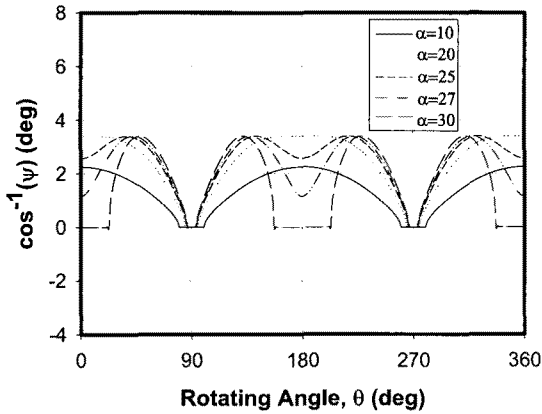
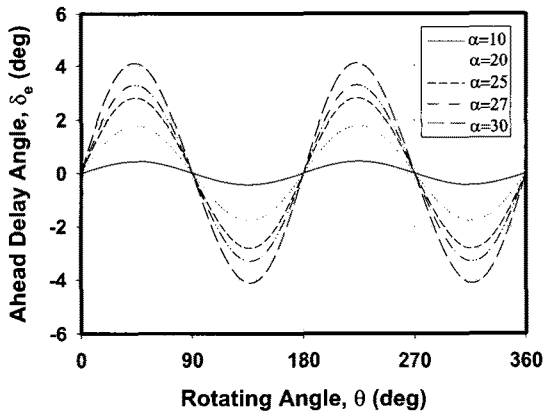


Fig. 8 Delay angle to swivel angle ($e'=20E-4$)



(a) $\cos^{-1}(\psi)$: 1st component



(b) Ahead delay angle : 2nd component

Fig. 9 Each component of delay angle to swivel angle ($e'=20E-4$)

Fig. 7은 편심율이 $15E-4$ 이고, 경전각이 27° 이상일 때, 피스톤의 정상구동이 불가능하였으며, Fig. 8은 편심율이 $20E-4$ 이상일때, 정상구동이 불가능하였다. 따라서, 그 원인을 파악하기 위해서, Fig. 9와 같이

지연각을 각 항목별로 도시하였다.

그 결과, Fig. 9(a)에서, 경전각이 30° 일 때 지연각의 제1항인 $\cos^{-1}(\psi)$ 가 zero가 되는 불연속 곡선구간이 발견되었다. 이는 $\cos^{-1}(\psi)=0$ 이기 때문에, \cos^{-1} 함수의 Driving Factor ψ 는 1보다 작아야 정상구동이 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 경전각에 따른 Driving Factor ψ 의 변화를 도시하였다. 경전각이 27° 이하에서 Driving Factor ψ 가 1보다 작았으며, 30° 에서는 1보다 큰 구간이 발생하여 비정상구동의 원인이 되는 것을 알 수 있다.

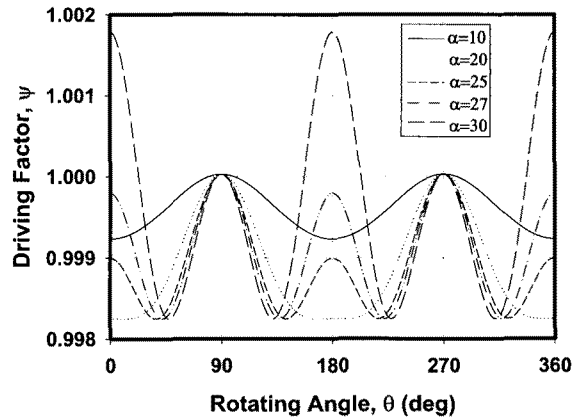


Fig. 10 Driving factor to swivel angle ($e'=20E-4$)

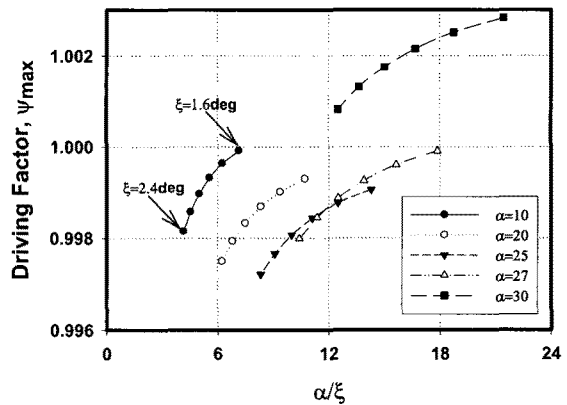


Fig. 11 Driving range by driving factor ψ

Fig. 11은 주어진 경전각(10, 20, 25, 27, 30°)과 테이퍼각(1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.4°)에 따른 Driving Factor ψ 를 도시하였다.

경전각이 27° 이하에서 Driving Factor ψ 에 의한 구동영역은 1보다 작은 영역에서 분포하고 있으며, 테이퍼각이 증가할수록 Driving Factor ψ 가 작아지는 경향을 보인다.

경전각이 30° 의 경우, 1보다 큰 영역에 존재하여 정상구동이 불가능하며, 테이퍼각이 감소할수록 Driving Factor Ψ 가 1에 근접하고 있다. 하지만, 테이퍼 각이 너무 증가하면, 피스톤의 neck부 직경이 감소하여 강도가 취약해질 우려가 있다.

따라서, 무차원 변수인 Driving Factor Ψ 를 이용하여, 경전각과 테이퍼각에 따른 사축식 피스톤 펌프의 구동영역을 판별하는 기준이 될 수 있음을 확인하였다.

4. 결 론

로드구동방식 사축식 유압피스톤 펌프의 구동메커니즘에 대한 이론해석 결과, 테이퍼각 ξ , 디스크 구면부 반경 R_d , 실린더보어 반경 R_c , 피스톤 로드 길이 L 등의 설계변수가 주어진다면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 주어진 조건에서 로드구동방식 사축식 피스톤 펌프의 최대경전각을 계산할 수 있다. 또한, 경전각이 산출된 최대값을 초과할 경우, 편심율과 상관없이 자연각이 zero보다 작아지기 때문에, 정상구동이 불가능해진다.

(2) 디스크 중심의 편심율이 $15E-4$ 보다 작고 최대 경전각을 초과하지 않으면, 최소자연각은 항상 zero보다 크기 때문에 정상구동이 가능하다. 반면에, 편심율이 $15E-4$ 보다 큰 경우, 경전각과 상관없이 최소 자연각은 항상 zero보다 작기 때문에 정상구동이 불가능해진다.

(3) 주어진 조건에서, 경전각이 허용 한계값을 넘어가면, 자연각의 제1항에서 불연속 곡선구간이 발생하며, 이는 $\cos^{-1}(\Psi)=0$ 이기 때문에 \cos^{-1} 함수의 Driving Factor Ψ 는 1보다 작아야 정상구동이 가능해진다.

(4) 무차원 변수인 Driving Factor Ψ 를 이용하여, 경전각과 테이퍼각에 따른 사축식 피스톤 펌프의 구동영역을 판별하는 기준이 될 수 있음을 확인하였다.

참고 문헌

- 1) M. A. Karkoub, O. E. Gad and M. G. Rabie, "Predicting axial piston pump performance using neural networks", Mechanism and Machine Theory, Vol. 34, Issue 8, pp. 1211~1226, 1999.
- 2) J. K. Kim and J. Y. Jung, "Driving Mechanism of Tapered Pistons in Bent-Axis Design Axial Piston Pumps", KSME International Journal, Vol. 17, No. 2, pp. 181~186, 2003.
- 3) Y. S. Hong and Y. H. Doh, "Analysis on the Friction Losses of a Bent-Axis Type Hydraulic Piston Pump", KSME International Journal, Vol. 18, No. 9, pp. 1668~1679, 2004.
- 4) P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni and G. L. Berta, "Modelling of fluid properties in hydraulic positive displacement machines", Simulation Modeling Practice and Theory, Vol. 14, Issue 8, pp. 1059~1072, 2006.
- 5) M. K. Bahr, J. Svoboda and R. B. Bhat, "Vibration Analysis of Constant Power Regulated Swash Plate Axial Piston Pumps", Journal of Sound and Vibration, Vol. 259, Issue 5, pp. 1225~1236, 2003.
- 6) P. Kaliafietis 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.