

대형차량용 사축식 유압 피스톤 펌프의 경전각 거동에 따른
실험적 해석

Experimental Analysis to Behavior of Swivel Angle in
Bent-axis type Oil Hydraulic Piston Pump for Heavy Vehicle

백일현 · 조인성 · 정재연 · 오석형 · 장동혁

I. H. Beak, I. S. Cho, J. Y. Jung, S. H. Oh, S. H. Jung and D. H. Jang

Key Words : Delay Angle(지연각), Hydraulic Piston Pump(유압 피스톤 펌프), Tapered Piston(테이퍼 피스톤), Eccentricity Ratio(편심율), Swivel Angle(경전각)

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 experimental 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_d' : Center of disk on 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 driving shaft
 β_0 : Tilting angle ($\angle P_1P_2O_c$)
 β_e : Equivalent tilting angle ($\angle P_1P_2O_c$)
 δ_0 : Ahead delay angle ($\angle P_1O_bO_c$)
 δ_e : Equivalent ahead delay angle ($\angle P_1O_bO_c$)
 δ_x : Delay angle ($\angle P_1P_2O_c$)
 δ_E : Equivalent delay angle ($\angle P_1P_2O_c$)
 ϕ : Eccentric angle
 ϕ' : Eccentric angle ratio ϕ and $2\pi/7$
 φ_0 : Phase angle ($\angle P_1O_cO_b$)
 φ_e : Equivalent phase angle ($\angle P_1O_cO_b$)
 ξ : Taper angle of piston

접수일 : 2009년 월 일, 게재확정일 : 2010년 월 일
 정재연(책임저자) : 전북대학교 정밀기계공학과,
 공업기술연구소
 E-mail : jungjy@chonbuk.ac.kr, Tel : 063-270-2372
 백일현, 조인성 : 전북대학교 정밀기계공학과
 오석형 : 군산대학교 기계공학과
 장동혁 : 두산모트롤(주)

1. 서 론

최근 대형차량용 유압시스템은 성능, 환경, 소음 규제 등이 지속적으로 강화되고 있으며 이를 해결하기 위해 유압시스템의 소형경량화, 고속고압, 전자제어, 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 건설중장비용 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 사축식 피스톤 펌프의 동적거동특성에 대한 연구¹⁾, 액시얼 피스톤 펌프의 성능에 관한 연구²⁾, 액시얼 피스톤 펌프의 구동메커니즘³⁾, 액시얼 피스톤 펌프의 마찰손실⁴⁾ 등에 대한 연구 등이 있다.

본 연구는 로드 구동방식 사축식 피스톤 펌프의 구동메커니즘을 연구대상으로 하고 있다. 사축식 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 동작기계에 의한 가공차가 발생한다. 따라서 이와 같은 가공차를 모두 고려할 경우 구동메커니즘은 매우 복잡해져 해석이 불가능 해진다. 그러므로 본 연구에서는 유압메이커가 공차관리에 어려움을 겪고 있는 디스크 구면부의 위치도의 변화에 따른 구동특성을 파악하고자 하였다. 디스크 중심의 위치도는 디스크 중심의 편심량을 의미하며 유압메이커의 대부분이 위치도에 대한 명확한 관리기준이 없기 때문에 이 분야에 대한 연구가 절실히 요구된다.

따라서 본 논문에서는 로드구동방식 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 로드에 의한 구동메커니즘을 파악하고 디스크의 중심이 편심이 없을 때 피스톤 로드의 경전각과 피스톤의 구동영역에 미치는 영향에 대한 이론 및 실험적 해석을 수행하였다.

2. 피스톤로드의 기하학적 메커니즘

2.1 이론적 해석

로드구동방식 사축식 피스톤 펌프에서 회전축이

원동기(전동기, 엔진 등)에 의해 구동되면 축의 디스크와 디스크의 구면부에 조인트된 피스톤이 회전하고 피스톤의 횡분력에 의해 실린더 블록이 회전하며 동시에 피스톤은 실린더 보어 내를 왕복 및 자전운동을 하게 된다.

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 내부에 작동유를 유입시키게 된다.

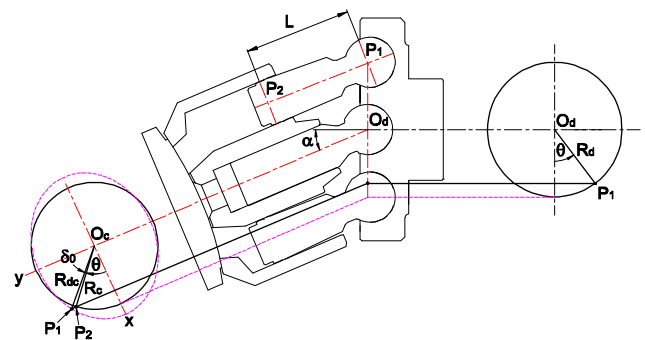


Fig. 1 Driving Mechanism of Axial Piston Pump

Fig. 1은 사축식 피스톤 펌프의 피스톤 로드에 의한 구동메커니즘을 보여준다. 디스크 구면부 반경 R_d 는 실린더보어에서 보면 타원운동을 하며 이러한 반경의 변동이 R_{dc} 가 된다.

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

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 있다¹⁾.

먼저 선형지연각 δ_0 와 위상각 φ_0 는 회전범위에 따라, 다음과 같이 방정식이 변화한다.¹⁾

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

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

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

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

로드에 의해서 축의 회전각이 θ 가 되었을 때, 실린더블록 축에서 보면 피스톤 헤드부 중심점 P_1 은 δ_0 만큼 선행한 상태가 된다.

이 때, 피스톤 엔드부 중심점 P_2 , 이전 중심점 P_2' , 실린더 보어 중심 O_b 간의 각도차가 δ_x 이다.¹⁾

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

2.2 실험적 해석

Fig. 2는 실험용 사축식 피스톤 펌프의 개념도를 보여주고 있다. 그림에서 테이퍼 피스톤 헤드 부의 중심 P_1 을 산출하기 위한 Gap Sensor를 장착하기 위해, Guide Piston과 Bracket을 제작하여 장착하고, Gap Sensor를 통해 측정된 데이터는 실린더 블록 중심을 통해 Slip Ring을 거쳐 획득한다.

Fig. 3은 실험용 펌프와 시험장치의 사진을 보여준다. Fig. 4는 실험용 펌프에 사용된 피스톤의 사진을 보여준다.

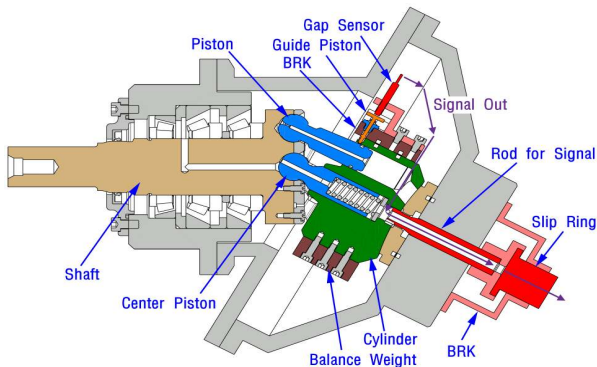


Fig. 2 Diagram of Axial Piston Pump

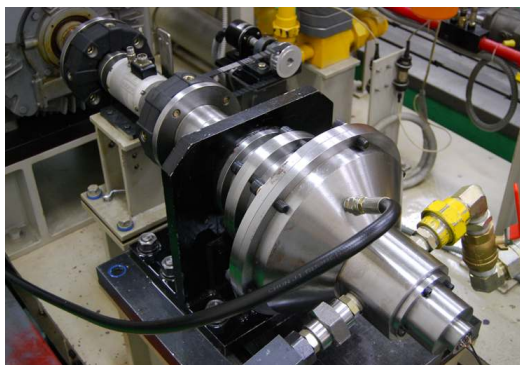


Fig. 3 Photo of Test Equipment



Fig. 4 Photo of Tapered Piston

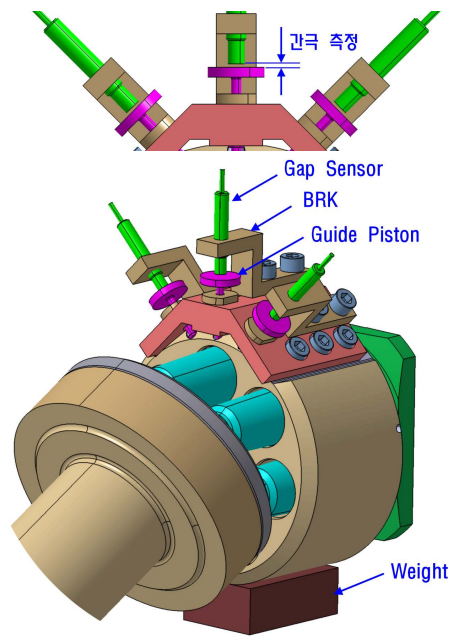


Fig. 5 Measurement Method

Fig. 5는 간극을 측정하는 방법을 보여주고 있다. 3개의 Gap Sensor로 각 지점의 간극을 측정하여, 피스톤 헤드 중심 P_1 을 계산한다. 계산된 데이터로 지연각의 특성을 파악하여 이론 해석을 통해 얻은 데이터와 비교 및 검증을 실시한다.

Fig. 6은 시험장치의 회로도를 보여주고 있다. 그림에서 컨트롤러로 모터를 작동하여 펌프를 구동하고 펌프는 오일 탱크의 기름을 흡입하여 토출시킨다. 이때 펌프에 장착된 갭 센서의 신호를 컴퓨터가 수집하여 순차적으로 데이터를 축적한다.

여기서 축적된 데이터는 경전각이 지연각에 미치는 영향 및 특성을 파악하는데 중요한 실험 자료로 사용된다.

Table 1에서 액시얼 피스톤 펌프의 로터리 파트 해석에 필요한 주요 치수를 정리하였다.

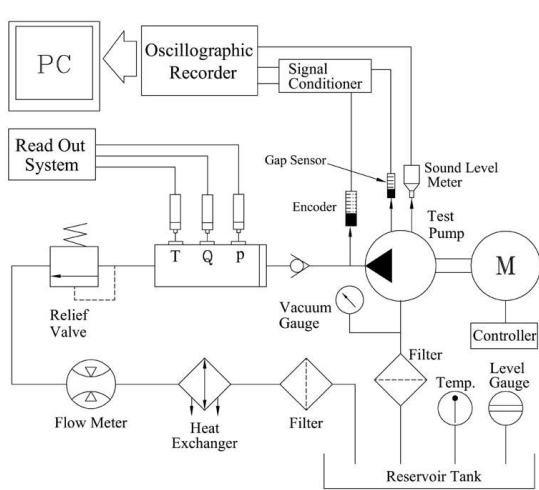


Fig. 6 Circuit Diagram of Measurement Equipment

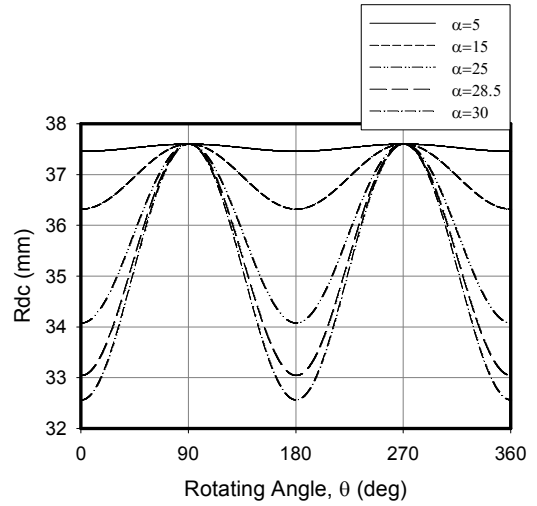


Fig. 7 Radius R_{dc} to Swivel Angle in Theoretical Analysis

Table 1 Geometric Data of Rotary Part

L	65	[mm]
R_d	37.6	[mm]
R_c	35.25	[mm]
α	0 ~ 30	[deg]
ξ	2.1	[deg]

3. 해석 결과

3.1 이론 해석결과

Fig. 7은 경전각이 5, 15, 25, 28.5, 30인 경우, R_{dc} 에 미치는 영향을 보여준다. 경전각이 증가할수록 피스톤의 스트로크가 증가하게 되고 더불어 R_{dc} 의 최대값과 최소값의 변화폭도 증가하는 것을 알 수 있다.¹⁾

Fig. 8은 경전각이 증가할 경우, 선행지연각에 미치는 영향을 보여준다. 로드구동방식 피스톤 펌프는 테이퍼형 피스톤을 가지고 있기 때문에 피스톤과 실린더블록의 동시구동이 불가능하다.

즉, 구동축이 회전하면 피스톤 헤드부(P_1)가 선행하고, 피스톤의 로드와 실린더 보어가 접촉하면 피스톤 엔드부(P_2)가 실린더블록을 구동하는 메커니즘을 가진다. 이러한 원리에 의해서, 경전각이 커질수록 선행지연각의 변화폭도 증가하게 된다.

Fig. 9는 경전각의 변화가 지연각에 미치는 영향을 보여준다. 로드구동방식 사축식 피스톤 펌프에서 지연각은 실린더블록을 구동시키는 역할을 하며, 1개의 피스톤 로드가 1회전당 2차례의 구동작용을 하는 것으로 알려져 있다.³⁾

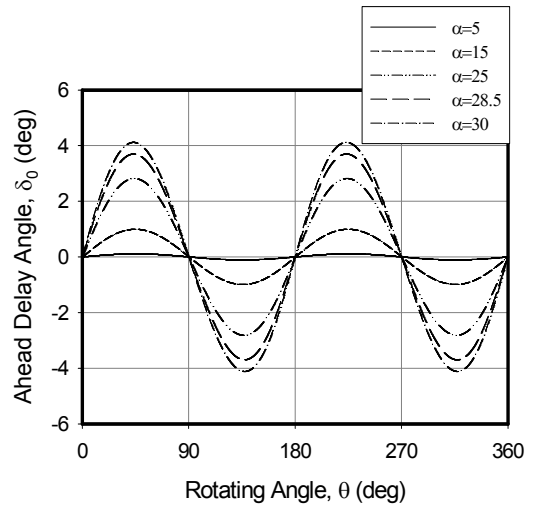


Fig. 8 Ahead Delay Angle to Swivel Angle in Theoretical analysis

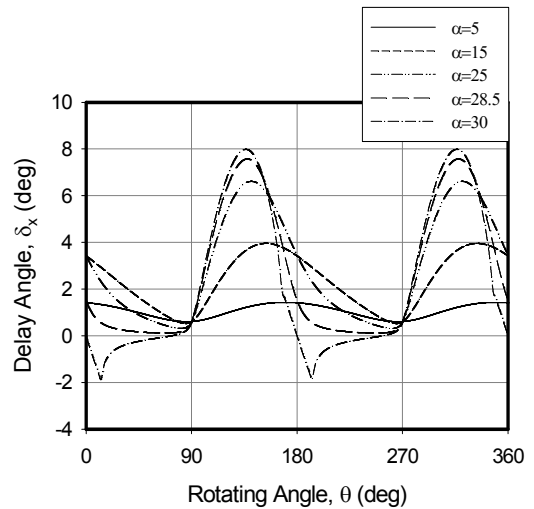


Fig. 9 Delay Angle to Swivel Angle in Theoretical Analysis

Fig. 9에서는 1사분면과 3사분면에서 구동작용을 하고 있으며, 7개의 피스톤일 경우 구동영역은 제1, 3사분면에서 약 25.7°이다. 따라서, 로드구동영역에서는 지연각이 최소한 0보다 크면, 정상구동이 가능하며, 경전각이 30°인 경우 로드의 정상구동이 불가능하기 때문에 본 모델의 최대 경전각은 28.5°가 한계임을 알 수 있다.

3.2 실험 해석결과

Fig. 10은 편심율이 0, 테이퍼각이 2.1°이고 경전각이 5°에서 28.5°로 증가할 때, 실기조건에서 회전각에 따른 변화가 디스크 투영반경에 어떠한 영향을 미치는지 보여준다. x축은 회전각, y축은 디스크 투영반경을 나타낸다.

실험결과는 이론해석과 동일한 경향을 보여준다. 즉, 경전각이 증가할수록 투영 반경의 최대값과 최소값의 변화폭도 증가하는 것을 알 수 있다. 경전각이 28.5°일 때, 디스크 투영반경의 최소값은 회전각 180°에서 33mm로 최대변동값이 4.6mm이며, 경전각이 5°를 기준으로 13.9% 높은 변동율을 보이고 있다.

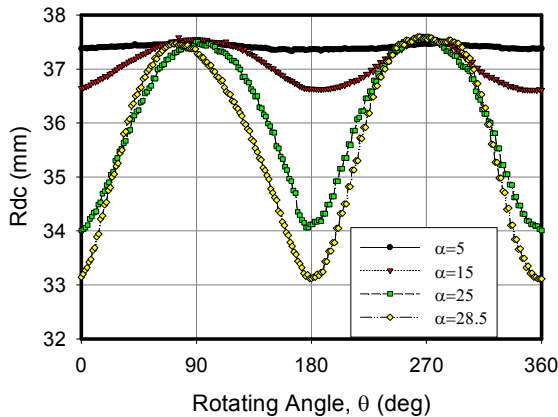


Fig. 10 Radius R_{dc} to Swivel Angle in Experiment Analysis

Fig. 11은 편심율이 0, 테이퍼각이 2.1°이고 경전각이 5°에서 28.5°로 증가할 때, 회전각에 따른 선행지연각의 변화를 보여준다. x축은 회전각, y축은 선행지연각을 나타낸다.

선행지연각의 파형은 sin함수와 유사한 곡선을 가지며, 구동축이 360°회전했을 때, 선행지연각은 2개의 sin파형을 그리고 있다. 또한, 경전각이 커질수록 선행지연각의 변화폭도 증가하는 것을 알 수 있었다. 경전각이 28.5°일 때, 선행지연각의 최소값은 회전각 135°에서 -3.5°이고 최대값은 회전각 215°에서 2.7°

의 최대값을 가지기 때문에 선행지연각의 최대 변동폭은 6.2°이다.

Fig. 12는 편심율이 0, 테이퍼각이 2.1°이고 경전각이 5°에서 28.5°로 증가할 때, 회전각에 따른 지연각의 변화를 보여준다. x축은 회전각, y축은 지연각을 나타낸다.

회전각이 60~90°, 240~270°, 즉 1사분면과 3사분면에서 지연각은 2회의 최소값을 가지며, 이 영역이 피스톤이 실린더 블록을 회전시키는 구동 영역을 의미한다.

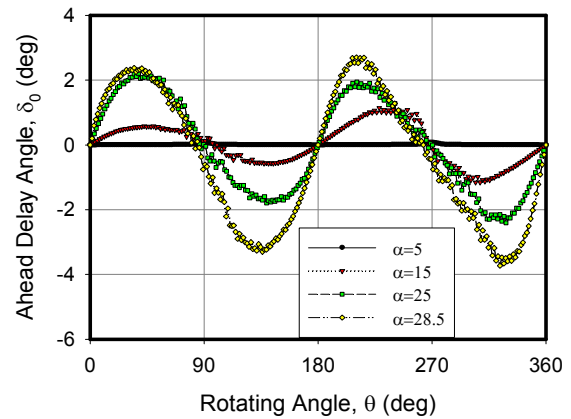


Fig. 11 Ahead Delay Angle to Swivel Angle in Experiment Analysis

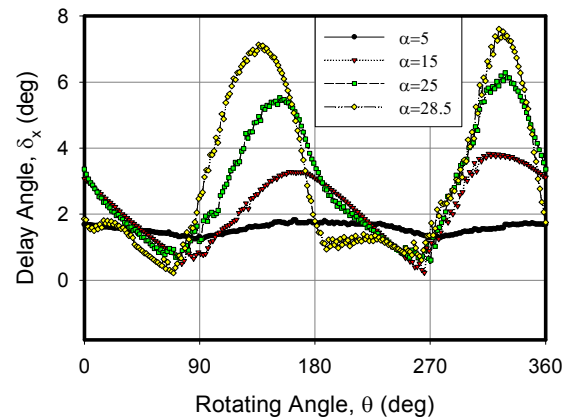


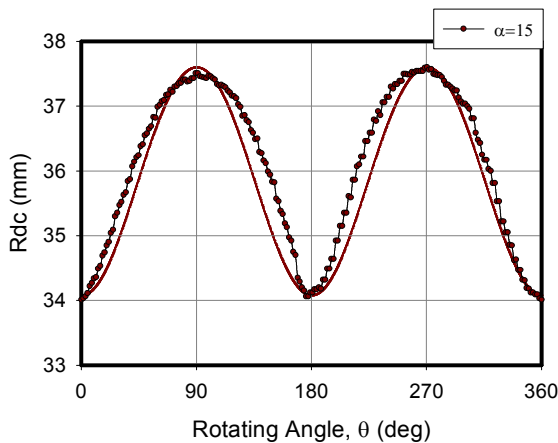
Fig. 12 Delay Angle to Swivel Angle in Experiment Analysis

경전각 28.5°에서 지연각의 최대값은 회전각 140°에서 7.5°로 경전각 5°보다 317% 증가율이 보인다. 또한 지연각의 최소값은 회전각 65°에서 0.22°로 경전각 5°보다 83% 감소율을 나타낸다.

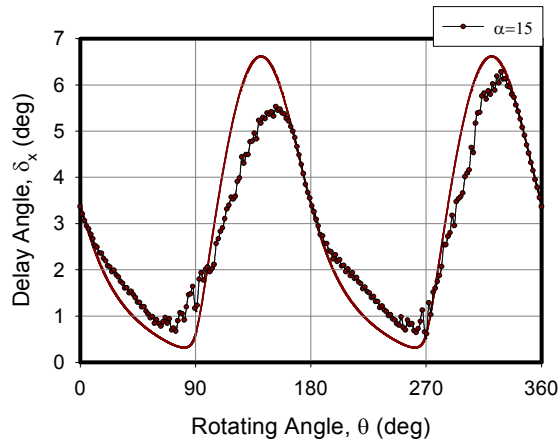
편심율이 0, 테이퍼각이 2.1°이고 경전각이 5, 15, 25, 28.5°일 때, 회전각의 변화에 따른 지연각에 대한 실험 결과는 이론 해석과 유사한 경향을 보여주는

것을 확인하였다. 최대 경전각인 28.5°인 경우, 지연각의 최소값은 1사분면과 3사분면에서 0보다 큰 값을 보여주었다.

Fig. 13은 경전각이 25°일 때, 회전각에 따른 디스크 투영 반경과 지연각의 이론과 실험데이터를 비교하였다. (a)에서 디스크 투영반경은 최대값이 37.6mm로 디스크 반경과 같은 값이며, 회전각 0°와 180°에서 최소값 34mm를 가진다. 이론과 실험이 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다.



(a) Swivel Angle = 25°



(b) Swivel Angle = 25°

Fig. 13 Comparison to Delay Angle

(b)는 경전각 25°에서 회전각에 따른 지연각의 변화를 보여준다. 지연각의 최대값은 회전각 약 140°에서 이론과 실험 데이터가 가장 큰 편차를 보인다.

지연각의 이론 최대값은 회전각 140°에서 6.6°이고, 실험 최대값은 회전각 110°에서 5.6°로 15.2% 감소율을 보인다. 지연각의 이론 최소값은 회전각 80°에서 0.3°이고, 실험 최소값은 75°에서 0.64°이며, 이론값을 기준으로 53%의 증가율을 보인다.

4. 결 론

로드구동방식 사축식 유압피스톤 펌프의 구동메커니즘에 대한 이론적 해석과 실험적 해석을 비교한 결과, 테이퍼각, 디스크 구면부 반경, 실린더보어 반경, 피스톤 로드 길이 등의 주요 설계변수가 주어진다면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

피스톤 로드 구동방식의 경우 지연각이 0보다 크면 정상구동이 가능하며, 본 논문의 경우 최대경전각 28.5°까지 피스톤 로드에 의한 정상구동이 가능함을 확인하였다.

경전각 28.5°에서 지연각의 최대값은 회전각 140°에서 7.5°로 경전각 5°보다 317% 증가율이 보인다. 또한 지연각의 최소값은 회전각 65°에서 0.22°로 경전각 5°보다 83% 감소율을 나타낸다.

편심율이 0, 테이퍼각이 2.1°이고 경전각이 5, 15, 25, 28.5°일 때, 회전각의 변화에 따른 지연각에 대한 실험 결과는 이론 해석과 유사한 경향을 보여주는 것을 확인하였다. 최대 경전각인 28.5°인 경우, 지연각의 최소값은 1사분면과 3사분면에서 0보다 큰 값을 보여주었다.

따라서 실험을 통해 이론해석의 타당성이 입증되었으므로 로드구동방식 피스톤 펌프의 최대 경전각을 이론적으로 설계하여 적용할 수 있는 자료로 활용할 수 있을 것이다.

참고문헌

- 1) I.H. Back, I.S. Cho, J.Y. Jung, L.hong, "Analysis of piston behavior according to eccentricity ratio of disk in bent-axis type piston pump", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.22, No.4, pp.1726~1733, 2008.
- 2) Mansour A. Karkoub, Osama E. Gad, Mahmoud G. Rabie, "Predicting axial piston pump performance using neural networks", Mechanism and Machine Theory, Vol. 34, No 8, pp. 1211~1226, 1999.
- 3) Jong-Ki Kim, Jae-Youn Jung, "Driving Mechanism of Tapered Pistons in Bent-Axis Design Axial Piston Pumps", KSME International Journal, Vol.17, No.2, pp.181~186, 2003.
- 4) Yeh-Sun Hong, Yoon-Ho 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.