

# 사판식 액셀 피스톤 펌프의 사판 모멘트를 이용한 제어 특성 연구

주승원

창원대학교 대학원 첨단방위공학과정

## A Study on The Control Characteristics Using The Swash Plate Moment of A Swash Plate Type Axial Piston Pump

Seung Won Joo

Dept. of Advanced Defense Engineering, Changwon National University

**요약** 본 연구에서는 사판식 액셀 피스톤 펌프에 레귤레이터를 적용하지 않고 펌프의 피스톤에 의해 발생하는 사판 모멘트를 이용하여 사판각을 제어하기 위한 관련 이론 분석 및 해석을 진행하였다. 해석을 위해 AMESim 소프트웨어를 이용하여 밸브 플레이트의 형상에 따른 실린더 내부 압력 변화와 사판의 회전 중심축의 오프셋을 통한 사판 모멘트를 분석하였다. 또한, 사판에 적용되는 스프링 개수, 스프링 상수, 스프링 초기하중 그리고 스프링 간 간격 특성을 이용하여 사판의 제어 특성에 대해 분석하였다. 본 연구의 핵심은 제어 변수를 조절하여 피스톤에 의해 발생하는 사판 모멘트를 이용하여 사판식 액셀 피스톤 펌프에 일정 마력 제어 기능을 구현할 수 있는 가능성을 확인한 것이다.

**Abstract** In this study, theoretical analysis and simulations were conducted to control the Swash plate angle using the swash plate moment generated by the piston of the pump without applying a Regulator to the Swash plate type axial piston pump. For this simulation, AMESim software was used to analyze the swash plate moment through the offset of the rotational central axis of the swash plate and the change in cylinder internal pressure according to the shape of the valve plate. In addition, the control characteristics of the swash plate were analyzed using the number of springs, spring rate, spring preload, and spring gap characteristics. The key aim of this study was to confirm the possibility of implementing a constant horsepower control function on a swashplate-type axial piston pump using the swash plate moment generated by the piston by adjusting the control variables.

**Keywords** : Swash Plate Type Axial Piston Pump, Swash Plate Moment, Cylinder Internal Pressure, Constant Horsepower Control, Spring Characteristics, AMESim Software

### 1. 서론

사판식 액셀 피스톤 펌프(swash plate type axial piston pump)에서 사판(swash plate)은 레귤레이터(regulator)에 의해 유압 시스템의 부하 변화에 대응하여 펌프의 토출 유량을 제어할 수 있게 한다. 레귤레이터는 다양한 방식이 존재하고 이러한 레귤레이터의 특성에 대한 연구가 이루어지고 있다[1-3].

레귤레이터는 사판각 조절의 핵심 요소이지만, 레귤레이터 제어 부품의 마모나 작동유 오염에 의해 제어 정밀도가 떨어지고 내구성이 저하될 수 있다. 그리고 레귤레이터를 적용함으로써 펌프 설계가 복잡해지고 펌프의 크기가 커지는 단점이 존재한다.

현재 다양한 산업 분야에서는 제품의 고성능화를 요구함과 동시에 소형화를 요구하는 추세로 변하고 있다. 그중 건설과 농업 분야에서는 소형 건설장비의 잠정인 실

\*Corresponding Author : Seung Won Joo(Changwon National University)

email: 20227241@gs.cwnu.ac.kr

Received April 29, 2024

Accepted June 7, 2024

Revised May 28, 2024

Published June 30, 2024

용성과 저렴한 비용으로 지속적인 소형화 개발이 진행되고 있다. 이러한 추세 속에서 건설장비의 핵심부품인 펌프 또한 고성능을 바탕으로 컴팩트(Compact)한 사이즈 개발의 필요성이 점점 높아지고 있다.

이러한 산업 추세와 레귤레이터의 문제점을 해결하기 위해 펌프의 피스톤이 사판에 작용하는 사판 모멘트 분석을 통해 레귤레이터를 적용하지 않고도 펌프의 사판각을 조절하여 펌프의 토출 유량을 제어할 수 있도록 연구하고자 한다.

사판식 액셀 피스톤 펌프와 관련하여 국내외 연구는 다양하게 이루어지고 있지만, 펌프와 관련된 대다수의 주제는 펌프의 맥동 저감[4-6], 밸브 플레이트 설계 [7,8], 레귤레이터 특성 그리고 펌프 효율[9]에 관한 연구로 이루어지고 있으며, 사판 모멘트를 활용하여 사판각을 제어하는 연구는 전무하다.

본 연구에서는 펌프의 피스톤에 의해 발생하는 사판 모멘트를 새로운 관점에서 사판각을 조절하는 데 활용할 수 있는 가능성에 대해 연구를 진행하고자 한다.

사판각을 조절하는 레귤레이터에는 다양한 방식이 존재하는데, 그중에서도 대표적으로 펌프 원동기의 효율을 최대화하는 일정 마력 제어형이 널리 사용되고 있다. 아래 Fig. 1과 같이 일정 마력 제어형 펌프는 압력(P)-유량(Q) 곡선에서 토출압력이 증가할수록 토출 유량이 쌍곡선(Hyperbolic curve) 형태로 감소하는 것이 대표적인 특징이다.

본 연구를 통해 사판 모멘트를 활용하여 일정 마력 제어형으로 펌프를 제어하는 것이 본 연구의 목표이다.

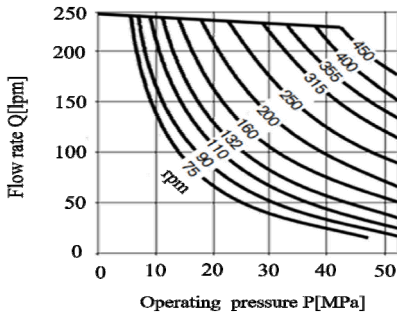


Fig. 1. P-Q Curve of constant horsepower control type

연구를 위해 유압시스템 해석에서 대표적으로 사용하는 소프트웨어인 AMESim을 활용하여 진행하고자 한다. AMESim의 경우 해석 결과가 실제 결과와 높은 유사도를 가지는 것이 특징이다[10,11]. 이러한 AMESim을 활

용한 본 연구 결과 또한 높은 신뢰성을 가질 것이라 예상된다.

## 2. 연구방법

### 2.1 이론

본 연구의 핵심인 사판식 액셀 피스톤 펌프의 사판 모멘트를 분석하기 위해서는 펌프의 실린더 내부 압력 변화에 대한 분석이 선행되어야 한다. 아래 Fig. 2는 여러 개의 피스톤이 있는 펌프에서 하나의 피스톤이 상사점(TDC)에서  $\phi$  만큼 회전한 지점에서의 자유물체도(Free body diagram)를 나타낸 그림이다.

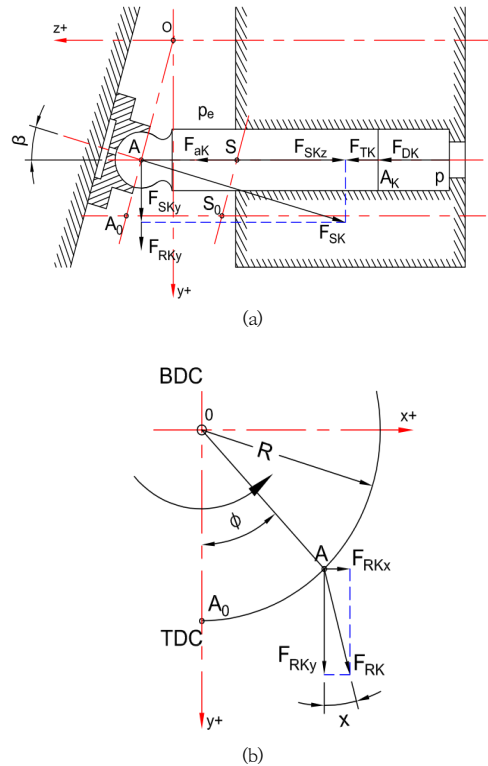


Fig. 2. Free body diagram of swash plate type axial piston pump  
(a) Piston (b) Shoe

피스톤이 사판에 작용하는 합력을  $F_{AK}$  라고 하면  $F_{AK}$  는 아래 Eq. (1)과같이 3가지 핵심 요소로 구성된다.

$$F_{AK} = F_{DK} + F_{aK} + F_{TK} \quad (1)$$

위 Eq. (1)의 3가지 핵심 요소는 다음 Eq. (2), (3) 그리고 (4)와 같이 정의된다.

$$F_{DK} = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot (p - p_e) : \text{압력에 의한 힘} \quad (2)$$

$$F_{aK} = m_K \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \tan\beta \cdot \cos\phi : \text{관성력} \quad (3)$$

$$F_{TK} = f_K \cdot F_{RK} \cdot \text{sgn}(-v_K) : \text{마찰력} \quad (4)$$

세 힘의 합력인  $F_{AK}$ 는 피스톤의  $z$ 축 방향으로 작용하고, 이 힘은 사판이  $z$ 축 방향으로 작용하는 반력인  $F_{SKz}$ 와 일치하고 방향은 반대이다.

합력  $F_{AK}$ 에서 사판에 가장 큰 영향을 미치는 힘은  $F_{DK}$ 이다. 이  $F_{DK}$ 를 분석하기 위해서 실린더 유량 변화를 정리하면 아래 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.

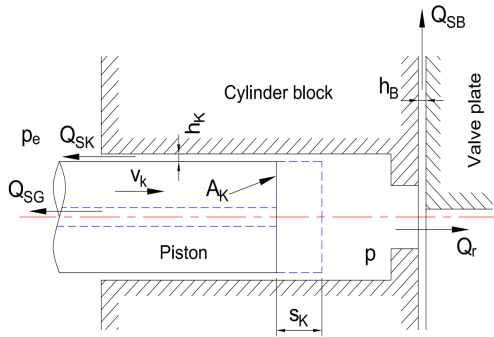


Fig. 3. Control volume for the analysis of cylinder internal pressure

실린더 유량 변화를 실린더 블록의 회전 각도에 따른 실린더 내부 압력 변화로 나타내면 아래 Eq. (5) 같다.

$$\frac{dp}{d\phi} = -\frac{K}{\omega} \cdot \frac{v_K \cdot A_K - Q_r - Q_{SK} - Q_{SB} - Q_{SG}}{V_0 - s_K \cdot A_K} \quad (5)$$

여기서,  $Q_{SK}$ 는 피스톤과 실린더 간극의 유량 손실,  $Q_{SG}$ 는 피스톤 내부 홀의 유량 손실,  $Q_{SB}$ 는 실린더 블록과 밸브 플레이트의 유량 손실, 마지막으로  $Q_r$ 는 밸브 플레이트를 통한 유량 변화이다.

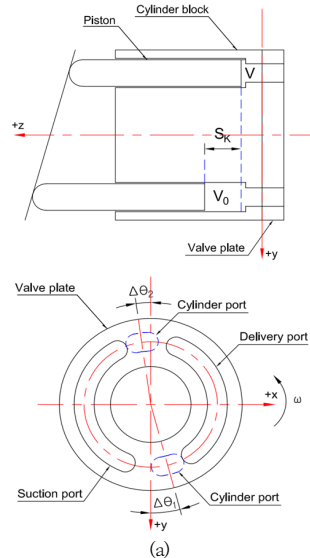
이 실린더 블록의 회전 각도에 따른 실린더 내부 압력 변화가 사판 모멘트를 발생시키는 힘인  $F_{DK}$ 의 핵심이 된다. 그리고 유량 변화 중에서 실린더 내부 압력 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것은  $Q_r$ 이다.

$Q_r$ 과 연관되는 밸브 플레이트는 펌프의 흡입과 토출이 일어나는 펌프의 핵심 부품이다. 특히, 펌프의 맥동(Pulsation)과 효율(Efficiency)은 밸브 플레이트의 설계와 직접적으로 연관되어 있다.

일반적으로 피스톤이 흡입에서 토출로 전환되는 순간에 실린더 내부 압력은 흡입압력에서 토출압력으로 상승하게 되는데, 이 순간 밸브 플레이트 토출 포트의 고압유가 흡입압력 상태에 있는 실린더 내부로 역류하여 서지압력(Surge pressure)이 발생한다. 또한, 피스톤이 토출에서 흡입으로 전환되는 순간에는 반대로 실린더 내부 압력이 순간적으로 흡입압력 이하로 떨어져 캐비테이션(Cavitation)이 발생할 수 있다.

이와 같은 흡입과 토출에서의 서지압력과 캐비테이션의 발생은 펌프의 맥동의 주요원인이 되며, 펌프의 효율 감소와 소음의 원인이 된다.

이러한 맥동을 줄이기 위해서 밸브 플레이트에 예압축(Pre-compression)과 예팽창(Pre-expansion) 구간을 설계하면 실린더가 흡입에서 토출, 토출에서 흡입으로 전환될 때 원활한 압력 변화에 의해 서지압력과 캐비테이션 발생이 현저히 줄어들고 실린더 내부 압력 변화폭이 감소하면서 펌프의 맥동이 감소하게 된다. 아래 Fig. 4(a)는 밸브 플레이트에 예압축과 예팽창이 적용된 형상이고 이에 따른 실린더 내부 압력 변화는 Fig. 4(b)와 나타난다.



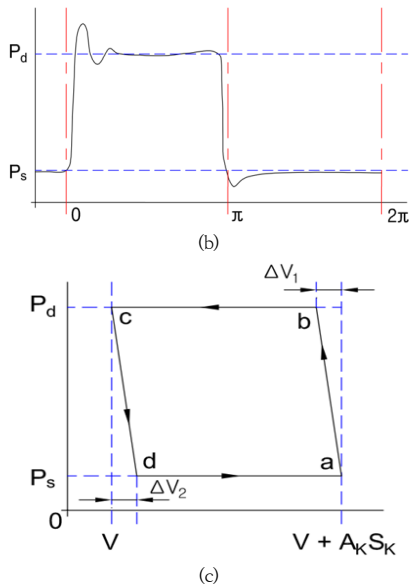


Fig. 4. Change in cylinder internal pressure  
 (a) Valve plate port with pre-compression and pre-expansion  
 (b) Cylinder internal pressure  
 (c) Relation between cylinder internal pressure and volume

위 Fig. 4(c)에서 피스톤이 토출을 시작하는 a점에서 실린더 내부 용적을  $\Delta V_1$ 만큼 압축하면  $\Delta P (= P_d - P_s)$  만큼 실린더 내부 압력이 상승한 후 밸브 플레이트의 토출 포트(Delivery port)로 연결된다. 이때 실린더 포트(Cylinder port)를 통해 예압축이 발생된다. 반대로, 피스톤이 흡입을 시작하는 c점에서 실린더 내부 용적을  $\Delta V_2$ 만큼 팽창시키면  $\Delta P (= P_s - P_d)$ 만큼 실린더 내부 압력이 감소한 후 밸브 플레이트의 흡입 포트(Suction port)로 연결된다. 이때 실린더 포트(Cylinder port)를 통해 예팽창이 발생된다.

이러한 실린더 내부 압력 변화와 펌프의 맥동 저감에 대한 연구는 다양하게 이루어지고 있으며, 본 연구에서도 맥동 저감을 위해 밸브 플레이트의 흡입, 토출 포트의 각도 변경과 노치(Notch)를 적용하여 실린더 내부 압력 변화에 대한 해석을 진행하고자 한다.

또한 Fig. 2에서 피스톤이 사판에 작용하는 합력  $F_{SKz} = F_{AK}$ 을 통해 아래 Fig. 5에서와 같이 사판에 수직방향으로 작용하는 힘  $F_{NS}$ 와  $i$ 번째 합력이 사판 면에 수직으로 작용하는 힘  $F_{NSi}$ 를 구할 수 있다.

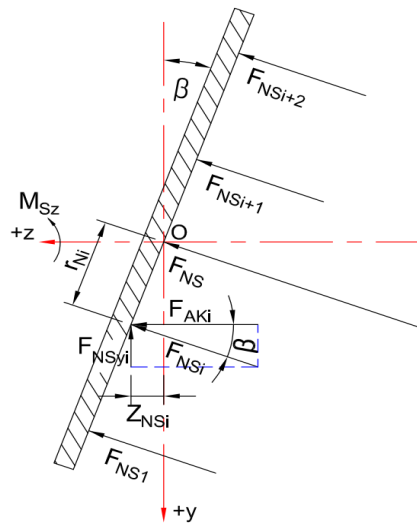


Fig. 5. Free body diagram of swash plate

Fig. 5를 바탕으로 사판의 각 축에 대해  $z$ 개의 피스톤이 작용하는 합력을 정리하면 아래 Eq. (6), (7) 그리고 (8)과 같이 정리할 수 있다.

$$F_{NSx} = 0 \quad (6)$$

$$F_{NSy} = \sum_{i=1}^z F_{NSyi} = -\tan\beta \cdot \sum_{i=1}^z F_{AKi} \quad (7)$$

$$F_{NSz} = \sum_{i=1}^z F_{NSzi} = \sum_{i=1}^z F_{AKi} \quad (8)$$

실제로 펌프의 사판이 움직일 때는 사판의 회전 중심에 부착된 베어링에 의해  $y$ 축과  $z$ 축 방향으로 회전할 수 없는 구조로 되어 있다. 그러므로, 사판의 모멘트는  $x$ 축에 대한 모멘트인  $M_{Sx}$ 만을 고려한다.  $M_{Sx}$ 에 대한 정리는 Eq. (7), (8)을 통해 아래 Eq. (9)와 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{Sx} &= \sum_{i=1}^z (F_{Sxi} \cdot y_{Si} - F_{Syi} \cdot z_{Si}) \quad (9) \\ &= \sum_{i=1}^z R \cdot F_{AKi} \cdot \cos\phi_i \cdot (1 + \tan^2\beta) \\ &= \frac{R}{\cos^2\beta} \cdot \sum_{i=1}^z F_{AKi} \cdot \cos\phi_i \end{aligned}$$

Eq. (7), (8)에서 확인한 피스톤이 사판에 작용하는 합력의 위치는 실린더 블록의 회전에 따라 변한다. 그리고

합력의 위치가 변하는 경로는 밸브 플레이트의 토출 포트에 작용하는 피스톤의 개수에 따라 달라진다. 본 연구에서는 피스톤이 9개인 펌프를 적용하므로 피스톤이 흡수일 때의 합력을 계산한다.

밸브 플레이트의 토출 포트 측에 작용하는 피스톤의 수는  $k_1 = z/2 + 0.5$ 개와  $k_2 = z/2 - 0.5$ 개로 반복하며 변하게 된다. 실린더 블록의 기준점이 상사점에서 하사점으로 회전할 때에 따라 작용하는 위치는 아래 Eq. (10), (11)과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned}
 &(0 < \phi < \pi/z) \text{ 일 때,} \\
 x_{S1} &= \frac{R}{k_1} \cdot \sum_{i=1}^{k_1} \sin \phi_i \\
 y_{S1} &= \frac{R}{k_1} \cdot \sum_{i=1}^{k_1} \cos \phi_i \\
 e_{S1} &= \sqrt{x_{S1}^2 + y_{S1}^2}
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 &(\pi/z < \phi < 2 \cdot \pi/z) \text{ 일 때,} \\
 x_{S2} &= \frac{R}{k_2} \cdot \sum_{i=1}^{k_2} \sin \phi_i \\
 y_{S2} &= \frac{R}{k_2} \cdot \sum_{i=1}^{k_2} \cos \phi_i \\
 e_{S2} &= \sqrt{x_{S2}^2 + y_{S2}^2}
 \end{aligned} \tag{11}$$

이렇게 분석한 합력의 위치인 반경  $e_{S1}$ 과  $e_{S2}$ 를 사판 위에 나타내면 다음 Fig. 6과 같다.

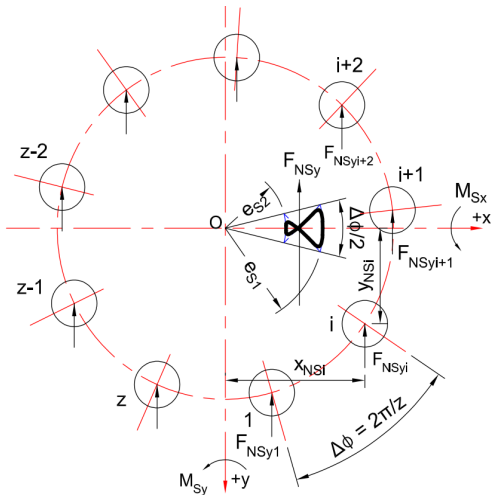


Fig. 6. Track of resultant force on swash plate

Fig. 6에서와 같이 펌프가 동작할 때 밸브 플레이트의 토출 포트의 피스톤의 개수에 따라 사판에 나비 (Butterfly) 모양과 같은 특정 패턴의 경로로 힘이 지속적으로 작용하는 것을 확인할 수 있다.

이 힘의 위치는 이론적으로 사판의 회전 중심축 부근에서 발생하기 때문에 사판을 제어할 충분한 모멘트를 발생시키지 못한다. 사판의 회전 중심축의 이동 해석을 통해 토출압력이 증가함에 따라 사판을 제어할 수 있는 사판 모멘트에 대해 확인하고자 한다.

## 2.2 해석

2.1절 이론을 바탕으로 실린더 내부 압력 변화 해석을 위해 밸브 플레이트의 흡입, 토출 포트 각도 변경과 노치를 적용함으로써 실린더 내부 압력 변화에 따른 펌프의 토출압력과 토출 유량 변화에 대해 확인하고자 한다.

여기서, 밸브 플레이트 노치의 형상은 다양한 형상이 있지만 맥동 저감에 가장 효과적인 V-type 형상으로 적용한다[12]. 해석 대상의 펌프 사양은 아래 Table 1과 같다.

Table 1. Specification of swash plate type axial piston pump

Type	Fixed displacement type
Displacement	64 cc/rev
Number of piston	9
Speed	1800 rpm
Swash plate angle	16°

실린더 내부 압력 변화 AMESim 해석 모델과 Case 별 변수를 정리한 표는 아래 Fig. 7과 Table 2와 같다.

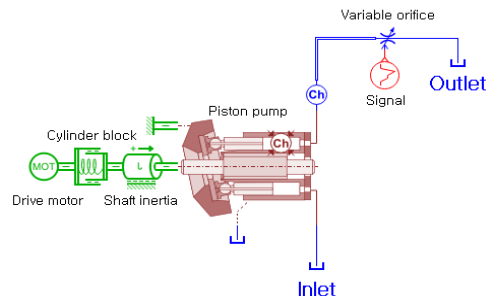
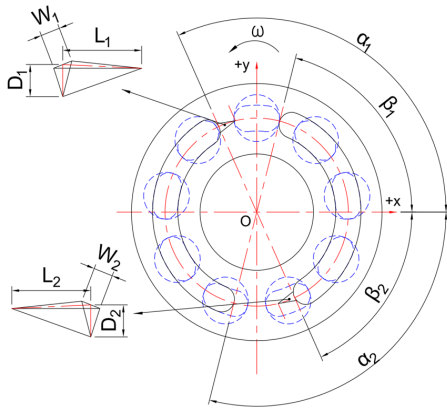


Fig. 7. AMESim model for cylinder internal pressure simulation

Table 2. Design variables of valve plate for simulation

Variables	Case 1	Case 2	Case 3
$\alpha_1$	104°	109°	109°
$\alpha_2$	-104°	-104°	-104°
$\beta_1$	76°	76°	76°
$\beta_2$	-76°	-61°	-61°
$L_1$	N/A	N/A	5 mm
$L_2$	N/A	N/A	2.5 mm
$D_1$	N/A	N/A	1.5 mm
$D_2$	N/A	N/A	8.5 mm
$W_1$	N/A	N/A	3.5 mm
$W_2$	N/A	N/A	2.5 mm



또한, Table 2의 3가지 Case에 대한 해석 결과를 바탕으로 실린더 내부 압력 변화가 사판 모멘트에 미치는 영향을 분석하겠다. 사판 좌표계에 대한 정리는 다음 Fig. 8과 같다.

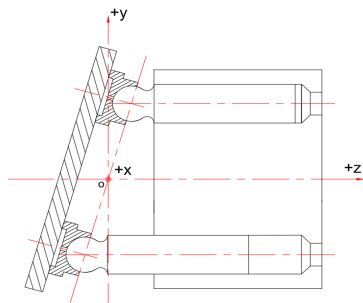


Fig. 8. Definition of swash plate coordinate system

그리고 사판에 작용하는 힘력은 2.1절의 Fig. 6과 같이 이론적으로 사판의 회전 중심축 부근에서 발생되기 때문에 실제로는 사판의 회전시킬 충분한 모멘트를 발생

시키지 못한다.

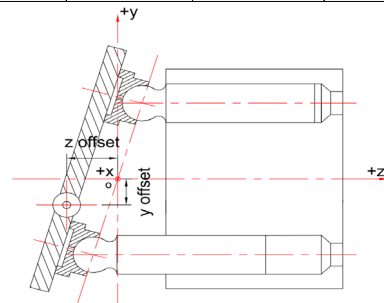
사판을 회전시킬 충분한 모멘트를 발생시키기 위해서는 사판의 회전 중심축을 y축과 z축 기준으로 오프셋(Offset) 시키는 작업이 필요하다. 해석 대상의 펌프 사양은 아래 Table 3과 같고, y축과 z축 오프셋 양은 아래 Table 4와 같다.

Table 3. Specification of swash plate type axial piston pump

Type	Variable displacement
Displacement	64 cc/rev
Number of piston	9
Speed	1800 rpm
Swash plate angle	16°
Distance between spring and cylinder center	65.5 mm

Table 4. Design variables of swash plate control

Variables	Case 1	Case 2	Case 3
y offset	N/A	-15 mm	-15 mm
z offset	N/A	N/A	-15 mm



사판 모멘트 제어 AMESim 해석 모델은 아래 Fig. 9와 같이 사판과 스프링으로 제어되는 가변형 피스톤 펌프 모델을 사용하였다.

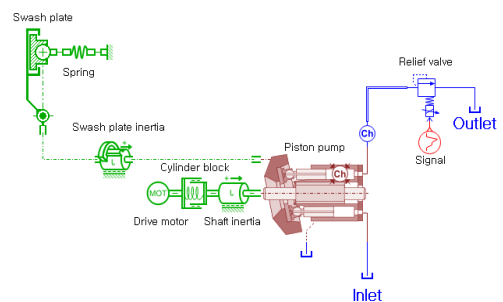
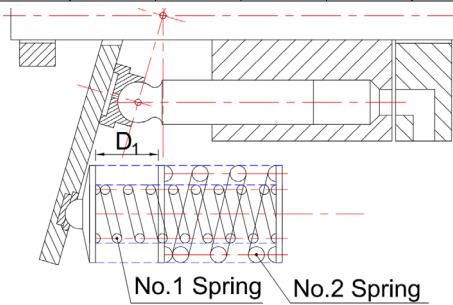


Fig. 9. AMESim model for swash plate moment simulation

또한, 사판 모멘트 제어 특성을 바탕으로 사판에 부착되는 스프링 개수, 스프링 상수, 스프링 초기하중 그리고 스프링 간 간격을 조절해 펌프의 일정 마력 제어 특성에 대한 해석을 진행하였으며, 해석 조건은 아래 Table 5와 같다.

Table 5. Design variables of constant horsepower control

Variables	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Preload	4000 N	2000 N	6000 N	4000 N	4000 N
No.1 Spring rate	200 N/mm	200 N/mm	200 N/mm	400 N/mm	100 N/mm
No.2 Spring rate	1000 N/mm	1000 N/mm	1000 N/mm	1600 N/mm	1000 N/mm
D <sub>1</sub>	7 mm	7 mm	7 mm	7 mm	9 mm



일정 마력 제어 특성 AMESim 해석 모델은 다음 Fig. 10과 같이 이중 스프링으로 사판을 제어할 수 있는 가변형 사판식 피스톤 펌프 모델을 사용하여 해석하였다.

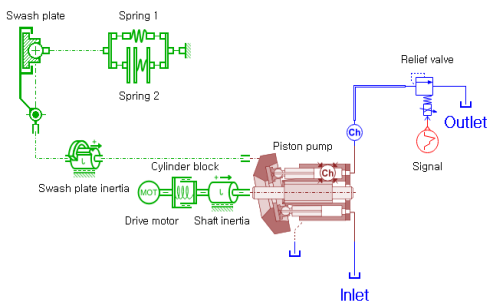


Fig. 10. AMESim model for constant horsepower control simulation

### 3. 결과 및 고찰

2.2절 Table 2의 Case 별 실린더 내부 압력 변화와 펌프의 토출압력과 토출 유량의 변화에 대한 해석 결과

는 아래 Fig. 11과 같다.

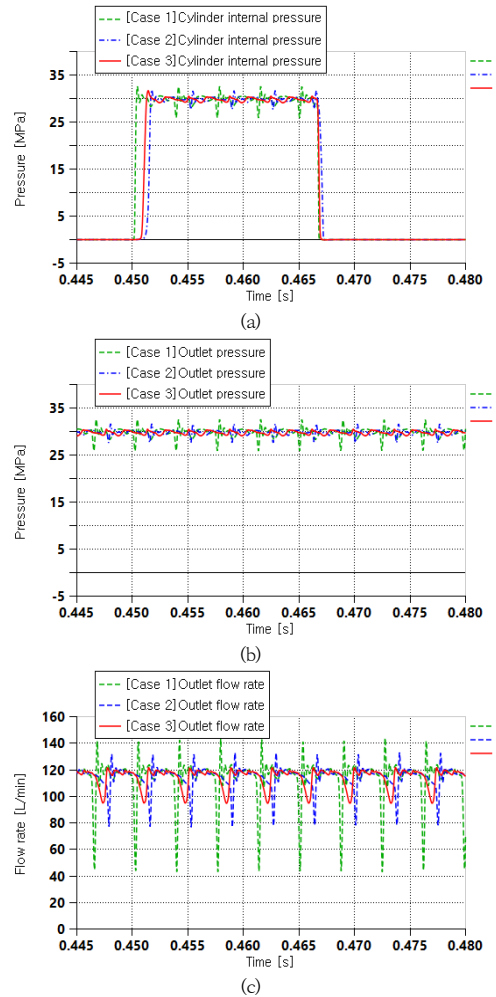


Fig. 11. Simulation results for cylinder internal pressure (1800 rpm, 30 MPa, 40°C)  
 (a) Cylinder internal pressure (b) Outlet pressure  
 (c) Outlet flow rate

위 Fig. 11(a)의 Case 2의 결과를 확인하면 2.1절의 예압축과 예팽창 이론에서 확인한 것과 같이 피스톤의 압축 효과로 상승한 실린더 내부 압력이 토출압력과 동일하게 되는 순간 실린더 포트가 토출 포트와 연결되어 실린더 내부 압력 변화폭이 Case 1과 비교하여 최소화 되었다.

이것을 통해 밸브 플레이트에 예압축과 예팽창 구간을 설계하면 실린더 내부 압력 변화폭을 줄일 수 있는 것을 확인하였다. 그러나 이 예압축과 예팽창에 의한 실린더 내부 압력 변화폭의 최소화는 펌프 회전속도에 따라 변

하고, 다양한 토출압력을 사용하는 경우 최소화에 한계가 있다.

이 문제는 밸브 플레이트에 노치를 설계함으로써 완화시킬 수 있다. 실린더 포트가 노치 구간을 지나면서 토출 포트와 연결되는 면적이 서서히 증가하여 토출 포트에서 실린더 내부로 역류되는 유량의 흐름을 부드럽게 제어하게 된다.

이에 따라 실린더 내부 압력이 급격하게 상승되는 것을 방지하고 실린더 내부 압력 변화폭을 더욱 최소화할 수 있게 된다. 또한, 노치 적용은 펌프 회전속도와 토출 압력 변화에 대응하여 실린더 내부 압력 상승을 조절할 수 있기 때문에 보다 다양한 펌프 사용조건에서도 실린더 내부 압력 변화폭을 최소화할 수 있다.

이러한 이유로 Fig. 11(a)의 Case 3가 실린더 내부 압력 변화폭이 가장 적은 것을 확인할 수 있다. 그리고 실린더 내부 압력 변화폭에 따른 Fig. 11(b), 11(c)의 펌프 토출압력과 토출 유량의 변화폭도 Case 3가 가장 적은 것을 확인할 수 있다.

그리고 3가지 Case의 사판에 작용하는 합력의 경로에 대한 해석 결과는 아래 Fig. 12와 같다.

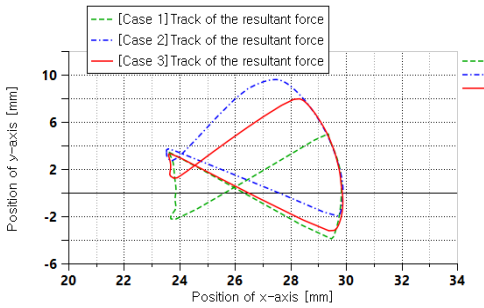


Fig. 12. Simulation results for swash plate moment

위 Fig. 12에서 Case 1의 결과는 2.1절의 Fig. 6에서 확인한 나비 모양의 형상과 유사하며, 합력점의 위치도 사판의 회전 중심축 부근에서 발생하는 것을 확인할 수 있다.

Case 2의 밸브 플레이트의 토출 포트 각도는 Case 1과 비교하여 줄어들었다. 이에 따라 피스톤 수가 짝수일 때의 반경인  $e_{S2}$ 의 길이는 짧아졌으며, 반대로 피스톤 수가 홀수일 때의 반경인  $e_{S1}$ 의 길이는 길어진 것을 확인할 수 있다. 또한, 합력점의 위치도 Case 1과 비교하여 사판의 회전 중심축으로부터 멀어진 곳에서 발생하는 것을 확인할 수 있다.

마지막으로 Case 3의 결과는 Case 2와 비교하여  $e_{S2}$ 의 길이는 다소 길어졌고  $e_{S1}$ 의 길이는 다소 짧아진 것을 확인할 수 있다. 이것은 노치를 적용했기 때문에 밸브 플레이트의 토출 포트에 작용하는 피스톤이 Case 2와 비교하여 늘어났기 때문이다. 또한 합력점의 위치도 Case 2와 비교하여 달라진 것을 확인할 수 있다.

그리고, 사판 모멘트 제어 해석인 Table 4의 Case 별 사판에 작용하는 합력의 위치와 사판 각도 변화에 대한 해석의 결과는 다음 Fig. 13과 같다.

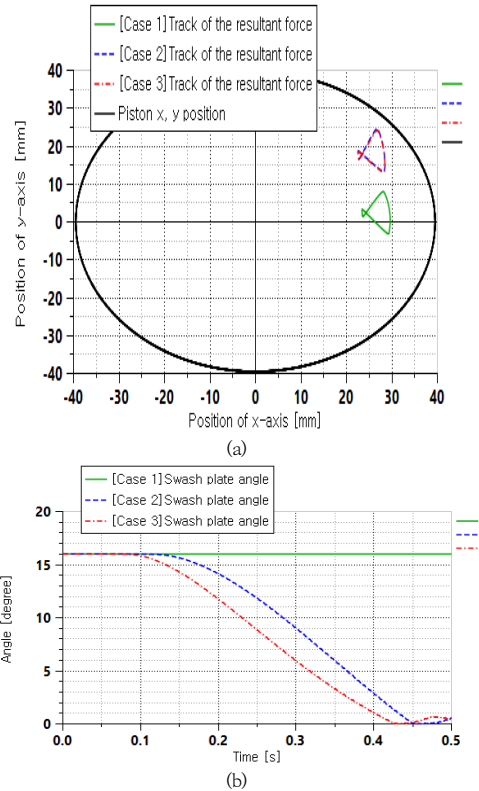


Fig. 13. Simulation results for swash plate moment control  
(a) Track of resultant force (b) Swash plate angle

위 Fig. 13(b)로부터 Case 3의 결과가 사판 각도 변화에 대한 응답성이 가장 우수한 것을 확인할 수 있다. 그리고 Fig. 13(a)에서 Case 2와 Case 3의 합력의 위치가 동일함에도 Case 3의 사판 각도 변화의 응답성이 빠른 이유는 사판의 회전 중심축을 z축에 대해 오프셋 시킴으로써 Fig. 5에서 확인한  $F_{NSy}$ 의 영향으로 x축에 대한 모멘트  $M_{Sx}$ 가 Case 2보다 더 크게 발생했기 때문이다.



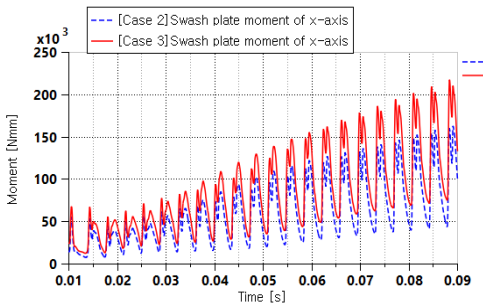


Fig. 14. Swash plate moment of x-axis

위 Fig. 14는 Case 3의 사판 각도 변화가 시작했을 때까지의 x축에 대한 모멘트  $M_{Sx}$ 를 나타낸 그래프이다. 그래프로부터 Case 3의 모멘트가 Case 2보다 크게 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

이것을 통해 사판 모멘트를 가장 효과적으로 발생시키기 위해서는 사판의 회전 중심축을 y축과 z축 방향으로 모두 오프셋 시키는 것이 효과적인 것을 알 수 있다.

또한, Fig. 13의 해석 결과로부터 사판 각도 변화는 Fig. 13(b)와 같이 선형적으로 줄어드는 것을 확인 할 수 있었다. 이것은 사판에 부착된 초기 스프링 개수가 1개이기 때문에 1개의 스프링 상수에 대하여 스프링 변위가 선형적으로 줄어들기 때문이다.

본 연구의 목표인 일정 마력 제어형으로 펌프를 제어하기 위한 해석의 결과는 다음 Fig. 15와 같다. Case 1의 경우 Case 2, 3, 4 그리고 5 해석의 비교 기준이 되며, 각 Case 별 해석 결과를 Case 1의 압력(P)-유량(Q) 곡선 결과와 비교하여 분석하였다.

Fig. 15(a)에서 Case 2와 3의 결과를 보면 Case 1의 압력(P)-유량(Q) 곡선을 압력 축으로 시프트(Shift)시키는 결과가 나타났다. 이것을 통해 스프링 초기하중은 압력(P)-유량(Q) 곡선에서 1차 변곡점 제어를 통해 펌프의 구동 마력을 높이거나 감소시키는 파워시프트(Power shift)에 대한 변수인 것을 알 수 있다.

그리고 Fig. 15(b)에서 Case 4와 5의 결과를 보면 스프링 상수는 Case 1의 압력(P)-유량(Q) 곡선의 기울기를 변화시키는 것을 알 수 있다. 또한 스프링 간 간격은 압력(P)-유량(Q) 곡선의 2차 변곡점에 대한 제어 변수인 것을 알 수 있다.

이러한 제어 변수에 대한 조절을 통해 사판식 액셀 피스톤 펌프에 필요한 모든 일정 마력 제어 곡선이 구현 가능한 것을 확인 할 수 있다.

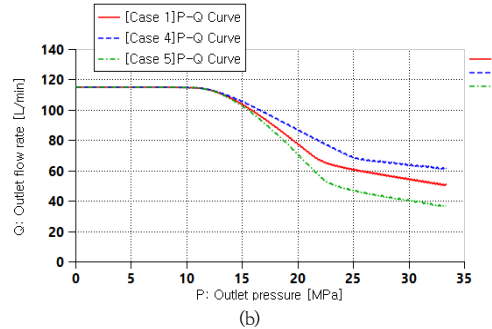
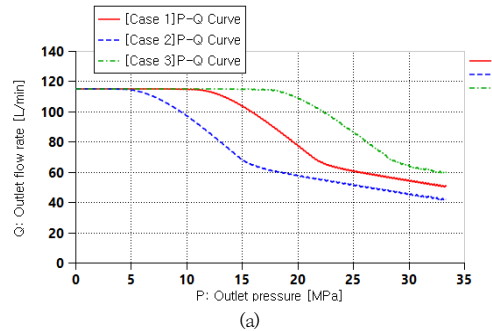


Fig. 15. Simulation results for constant horsepower control  
(a) Power shift (b) Control gradient

#### 4. 결론 및 향후 연구계획

본 연구를 통해 사판식 액셀 피스톤 펌프를 대상으로 레귤레이터를 적용하지 않고 펌프의 피스톤에 의해 발생하는 사판 모멘트를 활용하여 일정 마력 제어의 구현 가능성을 확인하였다. 본 연구를 통한 최종 결론을 정리하면 아래와 같다.

- (1) 안정적인 사판 모멘트를 발생시키기 위해서는 밸브 플레이트의 예압축, 예팽창 그리고 노치를 적용하여 실린더 내부 압력 변화를 감소시켜야 한다.
- (2) 사판을 제어하기 위한 모멘트를 발생시키기 위해서는 사판 회전 중심축을 y축과 z축 방향으로 오프셋을 적용하는 것이 가장 효과적이다.
- (3) 사판에 적용되는 스프링 개수, 스프링 상수, 스프링 초기하중 그리고 스프링 간 간격 조절을 통해 일정 마력 제어형의 펌프 제어 특성을 구현할 수 있다.

그리고 본 연구를 통해 확인한 사판 제어의 특성을

사판식 액셀 피스톤 펌프 설계에 반영하여 시제품 제작을 통해 실제 펌프 특성에 대한 실험을 진행하고자 한다.

〈기호 설명〉

- $d_K$  : Piston diameter
- $S_K$  : Piston displacement
- $m_K$  : Piston mass
- $\omega$  : Piston angular velocity
- $A_K$  : Piston surface area
- $V_K$  : Piston velocity
- $R$  : Radius of piston rotation
- $\beta$  : Swivel angle of swash plate
- $\phi$  : Angular position of cylinder
- $f_K$  : Coefficient of friction
- $K$  : Bulk modulus
- $A_0$  : Top dead center of piston
- $V_0$  : Cylinder volume at top dead center
- $V$  : Cylinder volume at bottom dead center
- $p$  : Cylinder internal pressure
- $P_e$  : Cylinder external pressure center
- $P_d$  : Delivery pressure
- $P_s$  : Suction pressure

References

[1] M. K. Yeo, J. K. Kim, J. Y. Jung, "On Characteristics of Regulator System in Hydraulic Piston Pump", *Proceedings of Korean Tribology Society*, HANYANG UNIVERSITY, SEOUL, KOREA, 32, pp.266-272, November 2008.

[2] S. H. Cho, W. S. Kim, "A Study on Hydraulic Control Characteristics of a Swashplate Type Axial Piston Pump-Regulator System by Linearization Analysis", *Proceedings of The Korean Society of Mechanical Engineers*, KOREA, 24(10), pp.2535-2542, February 2000.

[3] S. W. Ahn, S. H. Cho, W. S. Kim, "Analysis on Hydraulic Control Characteristics of a Regulator System of Axial Piston Pump", *Proceedings of The Korean Society of Mechanical Engineers*, KOREA, 2(1), pp.657-662, January 1997.

[4] D. H. Jang, S. K. Lee, J. H. Kwon, S. H. Park, "A Study on Pressure, Flow Fluctuation and Noise in the Cylinder of Swash Plate Type Axial Piston Pump", *Journal of Drive and Control*, Vol.6, No.3, pp.38-46, December 2009.

[5] J. H. Shin, H. E. Kim, K. W. Kim, "A Study on Models for the Analysis of Pressure Pulsation in a Swash-Plate Type Axial Piston Pump", *Journal of Tribology and Lubricants Engineer*, Vol.27, No.6, pp.314-320, December 2011.  
DOI: <https://doi.org/10.9725/kstle.2011.27.6.314>

[6] aolo Casoli, Mirko Pastori, Fabio Scolari, "Swash plate design for pressure ripple reduction - A theoretical analysis", *Proceedings of AIP Conference*, UNIVERSITY OF PARMA, PARMA, ITALY, 2191(020038), pp.1-10, December 2019.  
DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5138771>

[7] J. W. Sa, W. J. Chung, J. H. Bae, J. M. Lee, "Pulsation According to Pre-Compression Sections and Valve Plate Design for a Swash Plate Type Piston Pump", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol.25, No.1, pp.89-95, February 2016.  
DOI: <https://doi.org/10.7735/ksmte.2016.25.1.89>

[8] S. R. Choi, I. Y. Lee, S. M. Han, J. W. Shin, "A Study on Design of Notches in Valve Plate of Swash Plate Type Axial Piston Pumps Operated Bi-directionally", *Journal of Drive and Control*, Vol.13, No.3, pp.39-46, September 2016.  
DOI: <https://doi.org/10.7839/ksfc.2016.13.3.039>

[9] Zaluski P, "INFLUENCE OF THE POSITION OF THE SWASH PLATE ROTATION AXIS ON THE VOLUMETRIC EFFICIENCY OF THE AXIAL PISTON PUMPS", *Proceedings of MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS*, VARNA, BULGARIA, 8(1), pp.45-48, September 2014.

[10] J. M. Lee, S. H. Park, H. H. Lee, "Simulation on Characteristics of Constant Power Regulator Systems in Variable Displacement Axial Piston Pump", *Journal of power System Engineering*, Vol.15, No.2, pp.5-12, April 2011.  
DOI: <https://doi.org/10.9726/kspse.2011.15.2.005>

[11] J. W. Lee, "Performance Analysis of Pivot-type Variable Displacement Vane Oil Pump with 1-D", *Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society*, Vol.23, No.12, pp.994-1000, December 2022.  
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2022.23.12.994>

[12] J. H. Bae, W. J. Chung, J. H. Jang, Y. H. Yoon, J. Y. Jeon, "Study of Pressure and Flux Pulsation to Design Optimum Valve-Plate Notch and Pulsation-Variables Analysis of Swash-Plate-Type Piston Pump", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol.24, No.2, pp.244-250, April 2015.  
DOI: <https://doi.org/10.7735/ksmte.2015.24.2.244>

주 승 원(Seung Won Joo)

[준회원]



- 2015년 2월 : 창원대학교 기계공학부
- 2022년 9월 ~ 현재 : 창원대학교 대학원 첨단방위공학과정

〈관심분야〉

유압시스템, 기계요소설계, 방위산업