

유압 피스톤 펌프의 밸브 플레이트 랜드부 압력 특성

최형완 · 김종기 · 정재연*

전북대학교 대학원 *전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

Pressure characteristics at the land of valve plate in the oil hydraulic axial piston pump

Hyung-Wan Choi, Jong-Ki Kim, Jae-Youn Jung*

Graduate School, Chonbuk National University

*Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University and AHTRI

Abstract - The design of the valve plate is most important to increase efficiency in the oil hydraulic axial piston pump. A theoretical study was carried out to clarify the pressure characteristics at the land of the valve plate in the oil hydraulic axial piston pump. Dynamic pressure acts on the land of the valve plate was computed numerically with discharge pressure, rotational speed and swash plate angle. Pressure distribution between the valve plate and the cylinder block also was obtained with dynamic pressure. The results are applicable to improve the design technique of the valve plate in the oil hydraulic axial piston pump.

Key words - pressure distribution, land, valve plate, cylinder block

1. 서 론

유압 액셀 피스톤 펌프의 효율을 향상시키기 위해서는 각 슬라이딩부에서 최적의 윤활 상태를 확보하여 누설 및 마찰손실을 최소화하여야 한다. 이러한 액셀 피스톤 펌프의 주요 슬라이딩부 중에서 밸브 플레이트와 실린더 블록사이의 상대 속도가 대단히 크며, 작용하중도 가혹하여 펌프의 성능에 직접적인 영향을 주기 때문에 주요 연구대상이 되고 있다. 따라서 밸브 플레이트의 노치형상에 따른 실린더 내부 압력 변동 및 소음에 관한 연구^{[1][2]}, 회전속도와 사판 경사각에 따른 폐입구간에서 실린더 내부 압력변동에 관한 연구^[3], 그리고 압착력과 분리력의 균형을 고려한 밸브 플레이트 설계에 대한 연구^{[4][5]} 등이

수행되었다. 그러나 폐입구간에서 발생하는 동적 압력변동의 영향을 고려한 밸브 플레이트 랜드부에서의 압력분포에 관한 연구는 아직까지 수행되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 폐입구간에서 발생하는 동적 압력변동을 이론적으로 구하고, 그것이 밸브 플레이트 랜드부의 유막압력 분포에 어떠한 영향을 미치는가를 고찰함으로써 유압 액셀 피스톤 펌프의 효율을 향상시키기 위한 밸브 플레이트 설계기술을 확보하고자 하였다.

2. 밸브 플레이트의 압력분포

Fig. 1은 일반적으로 액셀 피스톤 펌프에서 사용되고 있는 밸브 플레이트의 구조를 나타내고 있으며, 흡입포트, 토출포트, 내·

외 랜드부, 도망홈의 5부분으로 구성되어 있다.

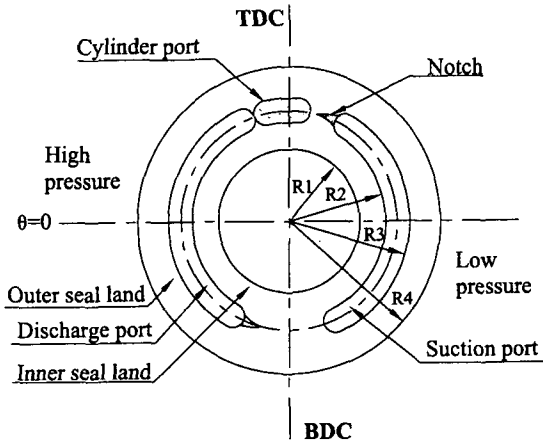


Fig. 1 Geometry of valve plate in the axial piston pump

이러한 밸브 플레이트 내·외부 랜드부에서 발생하는 압력 분포식은 Nissin Franco의 식에 의해서 다음과 같이 주어진다.

$$P_1 = P_d \left[\frac{(R_4 - R)}{(R_4 - R_3)} \right] \quad (1)$$

$$P_2 = P_d R_2 \left[\frac{\left(1 - \frac{R_1}{R}\right)}{(R_2 - R_1)} \right] \quad (2)$$

P_1 은 외부 랜드에 작용하는 압력분포, P_2 식은 내부 랜드에 작용하는 압력분포를 나타낸다.

Fig. 2는 실린더 위치에 따른 압력을 계산하기 위해 밸브 플레이트를 6개의 θ 구간으로 나눈 것을 보여주고 있으며, 다음과 같다. (1) $\theta_6 \sim \theta_1$ 은 펌프로부터 유량이 토출되는 구간으로 이 구간에서는 토출압력 P_d 가 작용한다.

(2) $\theta_1 \sim \theta_2$ 은 폐입구간으로 이 구간에서는 토출압력 P_d 가 순간적으로 상승하는 변

동압력이 발생하며, 그 값을 P_{c11} 로 한다.

(3) $\theta_2 \sim \theta_3$ 는 압력변동 구간으로 P_{c11} 의 압력에서 흡입압력 P_s 로 떨어진다.

(4) $\theta_3 \sim \theta_4$ 는 흡입구간으로 흡입압력 P_s 가 작용한다.

(5) $\theta_4 \sim \theta_5$ 의 폐입구간으로 흡입압력 P_s 로부터 압력이 순간적으로 하강하여 P_{c21} 로 변화하게 된다.

(6) $\theta_5 \sim \theta_6$ 는 압력변동구간으로 압력이 P_{c21} 에서부터 P_d 까지 증가하게 되는데 그 값을 P_{c22} 로 한다.

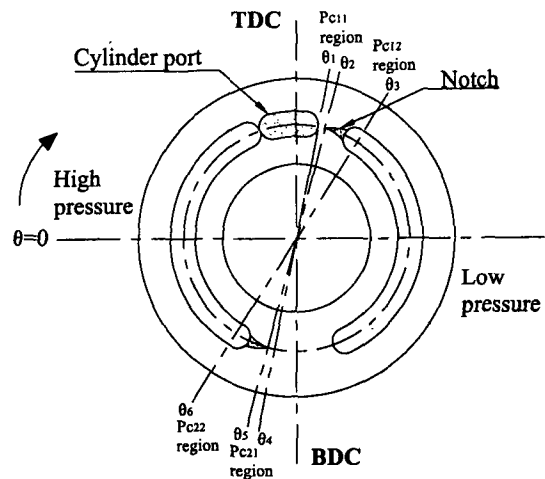


Fig. 2 Definition of θ for simulation

변동 압력을 계산하기 위한 Momentum 방정식과 유체의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dM}{d\theta} = \rho \frac{dV}{d\theta} + V \frac{d\rho}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dM}{d\theta} = \rho / \bar{\omega} (Q_{inflow} - Q_{outflow}) \quad (4)$$

(3)식은 (4)식에 의해 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{B}{V} \left(-\frac{dV}{d\theta} + Q_{inflow} - Q_{outflow} \right) \quad (5)$$

폐입으로 인한 압력 변화구간에서 피스톤의 압축 및 흡입에 의한 실린더 체적의 변화는 다음과 같다.

$$\frac{dV_c}{d\theta} = \frac{-A_p R \left(\frac{\dot{\alpha} \sin \theta}{\cos^2 \alpha} + \bar{\omega} \tan \alpha \cos \theta \right)}{\omega} \quad (6)$$

(5)식과 (6)식을 적용하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\frac{dP_c}{d\theta} = \frac{B \left[A_p \left(\left(\frac{R \sin \theta - a \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \right) \dot{\alpha} + \bar{\omega} R \cos \theta \tan \alpha \right) + Q_{in/low} - Q_{out/low} \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \quad (7)$$

그리고 각 포트의 노치를 통과하는 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_n = R^2 \sin^2 \gamma (\theta - \theta_i)^2 C_d \sqrt{\left(\frac{2}{\rho} \Delta P_n \right)} \quad (8)$$

또한, 피스톤과 실린더 사이의 유체의 누설유량은 다음 식으로 하였다.

$$Q_{leakage} = C_1 P_c \quad (9)$$

여기서, C_1 은 하나의 실린더에 대한 누설계수를 나타낸다.

위의 식들로부터 각 구간에서의 압력은 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{dP_{c11}}{d\theta} = \frac{B \left[A_p \left(\left(\frac{R \sin \theta - a \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \right) \dot{\alpha} + \bar{\omega} R \cos \theta \tan \alpha \right) - C_1 P_{c11} \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_{c12}}{d\theta} = & B \frac{\left[A_p \left(\left(\frac{R \sin \theta - a \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \right) \dot{\alpha} + \bar{\omega} R \cos \theta \tan \alpha \right) \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \\ & - B \frac{\left[R_2 \sin^2 \gamma (\theta - \theta_{n1})^2 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{c12} - P_r)} - C_1 P_{c12} \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\frac{dP_{c11}}{d\theta} = \frac{B \left[A_p \left(\left(\frac{R \sin \theta - a \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \right) \dot{\alpha} + \bar{\omega} R \cos \theta \tan \alpha \right) - C_1 P_{c11} \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP_{c12}}{d\theta} = & B \frac{\left[A_p \left(\left(\frac{R \sin \theta - a \sin \alpha}{\cos^2 \alpha} \right) \dot{\alpha} + \bar{\omega} R \cos \theta \tan \alpha \right) \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \\ & - B \frac{\left[R_2 \sin^2 \gamma (\theta - \theta_{n1})^2 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{c12} - P_r)} - C_1 P_{c12} \right]}{\bar{\omega} \left[V_o - A_p \left(\frac{R \sin \theta \sin \alpha - a}{\cos \alpha} \right) \right]} \end{aligned} \quad (13)$$

3. 이론 해석

본 연구에서는 실린더가 밸브 플레이트 위를 진행하면서 발생하는 변동 압력과 그에 따른 밸브 플레이트 랜드부에서의 압력을 4th-order Runge-Kutta method 방법으로 계산하였다.

3.1 토출압력에 따른 변동압력

Fig. 3은 토출압력의 변화에 따른 폐입구간에서의 압력변동을 보여주고 있다. 그림으로부터 토출압력의 증가에 따라 흡입에서 토출로 전환되는 경계점인 BDC에서 비정상 압력이 증가하고 있으며, 그 증가율은 토출압력의 10%정도임을 확인할 수 있다. 실린더 내부 작동유는 BDC를 지나 토출포트로 연결될 때까지 피스톤에 의해 압축되다가 어느 순간 토출포트로 연결되면서 실린더내 낮은 압력과 토출포트내 높은 압력의 순간적인 부딪침에 의하여 예기치 못한 높은 비정상 압력이 실린더 내부에서 발생하게 된다. 또한, 토출압력의 증가에 따라 실린더 보어가 순간적으로 마주치는 압력도 증가하게 됨으로써 BDC에서 비정상 압력도 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 4는 TDC에서 토출압력에 따른 압력변동을 보여주고 있다. 그림으로부터 토출압력의 증가에 따라 토출에서 흡입으로 전환되는 압력 진폭의 증가로 인하여 압력강하 현상이 커져 캐비테이션 발생 가능성이 증가함을 알 수 있다.

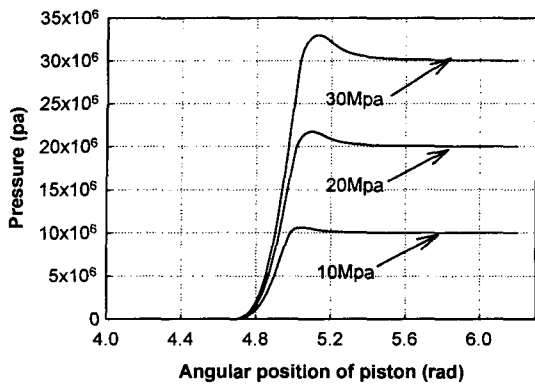


Fig. 3 Pressure pulsation with delivery pressure at BDC (1500rpm, $\alpha=0.314\text{rad}$)

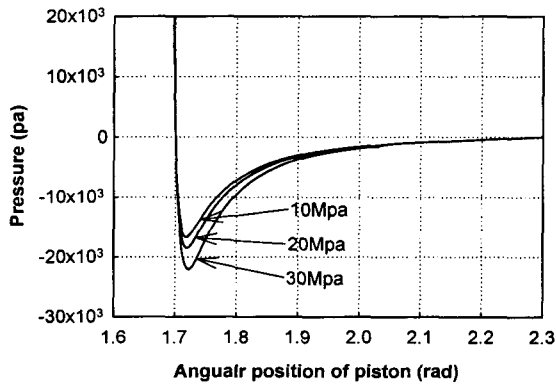


Fig. 4 Pressure pulsation with delivery pressure at TDC (1500rpm, $\alpha=0.314\text{rad}$)

3.2 회전수에 따른 변동압력

Fig. 5는 회전수에 따른 BDC에서 변동압력 특성을 나타낸다. 그림으로부터 회전속도가 증가할수록 압력의 상승률이 빨라지고, 비정상 압력이 커지는 것을 볼 수 있는데, 회전속도가 1000rpm, 2000rpm, 3000rpm으로 배수로 증가할 때 비정상압력은 약 1MPa 정도씩 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 이는 회전속도가 증가함에 따라 BDC를 통과하는 실린더의 순간속도가 증가되고 실린더 내부 피스톤의 순간 압축율도 증가되어 작동유의 압축이 더욱 빠른 속도로 이루어지

기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 6은 회전수에 따른 TDC에서 변동압력 특성을 나타낸다. 회전속도의 증가와 함께 압력강하가 급격히 커지고 있는 것을 볼 수 있으며, 이는 BDC에서 나타나는 현상과 반대로 실린더 내부 피스톤의 순간 팽창율이 고속으로 갈수록 빨라져 밸브 플레이트의 흡입포트로부터 유입되는 작동유의 속도보다 빨라지기 때문에 고속에서 압력강하가 급격히 커지는 것으로 판단된다. 따라서 고속회전시 캐비테이션 발생 가능성이 그만큼 커짐을 확인할 수 있다.

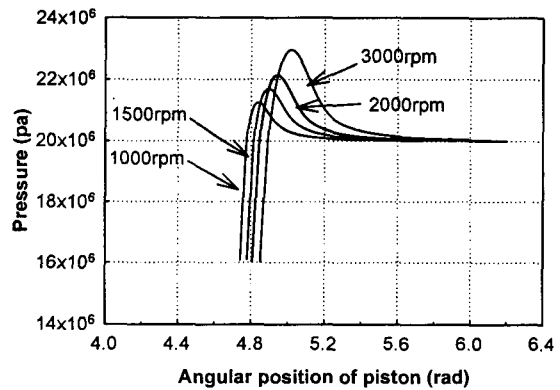


Fig. 5 Pressure pulsation with rotational speed at BDC (20MPa, $\alpha=0.314\text{rad}$)

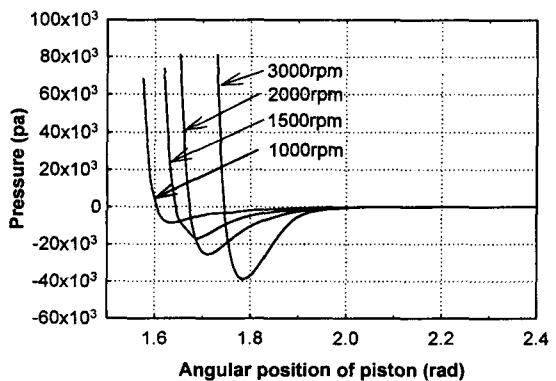


Fig. 6 Pressure pulsation with rotational speed at TDC (20MPa, $\alpha=0.314\text{rad}$)

3.3 사판 각도에 따른 변동압력

Fig. 7 및 Fig. 8은 사판 각도의 변화에 따른 BDC와 TDC에서의 압력변동을 나타낸 것이다. 사판 각도가 커질수록 압력 상승 및 하강 정도가 급격히 커지는 것을 볼 수 있다. 이것은 사판의 각도가 커질수록 실린더와 피스톤 사이의 체적 변화량이 커지게 되어 순간적으로 압축, 팽창 및 역류할 수 있는 유체 체적이 커지게 됨으로써 나타나는 현상으로 판단된다.

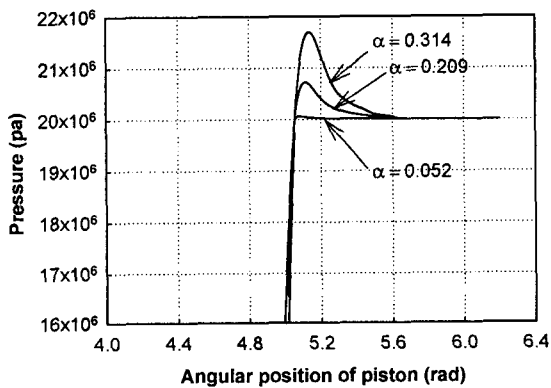


Fig. 7 Pressure pulsation with swash plate angle at BDC (20MPa, 1500rpm)

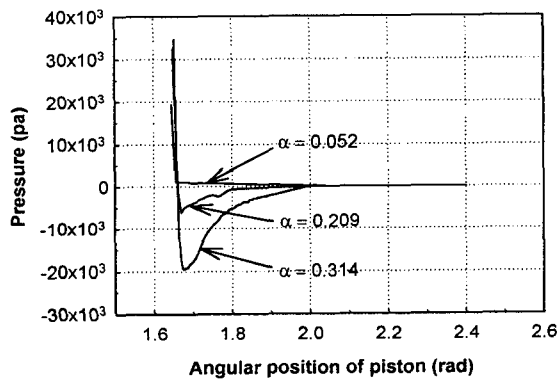


Fig. 8 Pressure pulsation with swash plate angle at TDC (20MPa, 1500rpm)

3.4 밸브 플레이트 랜드부의 압력분포

Fig. 9와 Fig. 10은 TDC 및 BDC에서 밸브 플레이트의 토출포트와 흡입포트사이를 실린더가 회전할 때 밸브 플레이트 토출포트 주위 랜드부의 압력 변화를 나타낸 것이다.

그림에서 0.041~0.048사이의 밸브 플레이트 토출포트, 0.034~0.041사이는 내부랜드 그리고 0.048~0.054사이는 외부랜드이다.

Fig. 9로부터 θ 방향으로의 밸브 플레이트 토출포트에서 멀어질수록 압력 강하폭이 커지나, 랜드부의 압력 강하는 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다.

Fig. 10에서는 θ 방향으로의 밸브 플레이트 토출 포트에서 멀어질수록 압력 강하가 느려지고 있으며, 랜드부의 압력 강하는 거의 일정한 폭으로 감소함을 볼 수 있다. 그리고 변동압력의 영향으로 밸브 플레이트 도망홈이 위치한 5rad 부근에서 밸브 플레이트 내·외부 랜드부 압력 분포값이 상승하여 볼록한 모양으로 나타나는 것을 볼 수 있다.

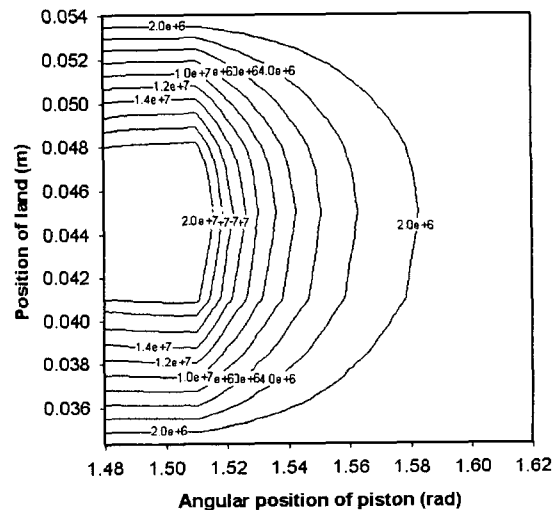


Fig. 9 Pressure distribution at the land of valve plate around TDC (20MPa, 1500rpm, $\alpha=0.314$ rad)

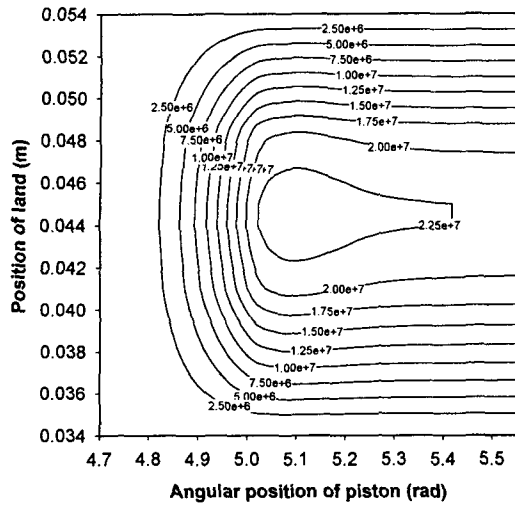


Fig. 10 Pressure distribution at the land of valve plate around BDC
(20MPa, 1500rpm, $\alpha=0.314\text{rad}$)

4. 결 론

본 논문은 폐입구간에서 변동 압력을 이론적으로 구하고, 그 변동 압력을 고려한 밸브 플레이트 랜드부에서 유막 압력 분포를 계산하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 폐입구간에서 변동 압력은 토출압력이 증가함에 따라 BDC에서는 토출압력의 10% 정도로 높은 비정상 압력이 나타난 반면, TDC에서는 토출압력의 증가에 따라 압력 강하현상이 미미하게 증가함을 확인할 수 있었다.

2. 폐입구간에서 변동 압력은 회전속도가 1000rpm, 2000rpm, 3000rpm의 배수로 증가함에 따라 BDC에서는 1MPa 정도씩 비정상 압력이 선형적으로 증가되어 나타났으며, TDC에서는 토출압력보다 비교적 큰 폭으로 압력강하가 발생하여 캐비테이션 발생이 회전속도에 큰 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다.

었다.

3. 사판 각도는 폐입구간에서 변동 압력에 큰 영향을 미치는 인자이며, 사판 각도의 증가에 따라 비정상 압력이 급격히 상승하는 것을 확인할 수 있었다.

4. 폐입구간에서 변동 압력을 고려한 밸브 플레이트 토출포트 주위 랜드부의 압력분포는 반경방향으로는 BDC 및 TDC 모두 거의 선형적으로 감소하나 θ 방향으로 TDC에서는 압력 강하폭이 점점 느려지고, BDC에서는 밸브 플레이트의 도망홈이 위치한 5rad 부분에서 갑작스런 변동 압력의 영향을 받아 압력 분포값이 상승하여 불룩한 형상으로 나타남을 확인할 수 있었다.

기 호 설 명

M = oil mass

V = volume

a = The axial distance from the piston slipper yoke pivot (m)

A_n = notch area (m^2)

A_0 = Overlap area (m^2)

C_d = general distance coefficient

P_d = discharge pressure (Pa)

P_s = suction pressure (Pa)

P_c = control piston chamber pressure (Pa)

Q_{inflow} = total flow into a control volume (m^3/s)

Q_{outflow} = total flow out of a control volume (m^3/s)

Q_n = flow through the relief notch (m^3/s)

Q_0 = flow through the overlap area (m^3/s)

R = piston pitch radius (m)

t = time (s)

V_c = volume of chamber at any angular position (m^3)

V_0 = volume of chamber at zero swash plate angle (m^3)
 ΔP_n = pressure drop across the relief notch (Pa)
 ΔP_0 = pressure drop across the overlap area (Pa)
 α = swashplate angle (rad)
 β = bulk modulus of fluid (Pa)
 γ = angle of relief notch
 $\bar{\omega}$ = pump rotational speed (rad/s)
 ρ = fluid density (kg/m^3)
 θ = angular position of the barrel and pistons (rad)
 θ_1 = angular position of the beginning of entrapment zone from P_d to P_{c11}
 θ_2 = angular position of the beginning of transition zone from P_{c11} to P_{c12}
 θ_3 = angular position of the end of transition zone from P_{c12} to P_s
 θ_4 = angular position of the beginning of entrapment zone from P_s to P_{c21}
 θ_5 = angular position of the beginning of transition zone from P_{c21} to P_{c22}
 θ_6 = angular position of the end of transition zone from P_{c22} to P_d

of oil entrapment in an axial piston pump". Transactions of the ASME. Journal of dynamic systems, Measurement, and Control. Vol.107 1985, pp. 246-251

4. FRANCO N., "Pump design by force balance", Hydraulics and Pneumatics, November 1961, p 101-107

5. SHUTE N.A., TURNBULL D.E., "The balancing of piston and valve plate forces in axial piston pumps and motors". Second fluid power symposium, January 1971

참 고 문 헌

1. B. O. Helgestrd., K. Foster., F. K. Bannister. "Pressure transients in an axial piston hydraulic pump". Proc. Inst. of Mech. Engrs., Vol. 188, No. 17, 1974, pp. 190-200
2. K A Edge., J Darling. "Cylinder pressure transients in oil hydraulic pumps with sliding plate valves". Proc. Inst. of Mech. Engrs., Vol. 200, No. B1, 1974, pp. 45-54
3. S. J. Lin, A. Akers., G. Zeiger. "The effect