

가변용량형 유압 베인펌프의 토출압력맥동 특성 연구

장 주 섭^{*1)} · 김 경 훈²⁾

경원전문대학 자동차과^{*1)} · 경희대학교 기계산업공학부²⁾

A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of Variable Displacement Vane Pump

Joosup Jang^{*1)} · Kyunghun Kim²⁾

^{*1)}Department of Automotive Engineering, Kyungwon College, Kyeonggi-do 461-702, Korea

²⁾School of Mechanical and Industrial System Engineering, Kyunghee University, Kyeonggi-do 441-701, Korea

(Received 23 January 2003 / Accepted 18 March 2003)

Abstract : The pressure ripple in the delivery port is caused by flow ripple, which is induced by variation of pumping chamber volume. The other reason is the reverse flow from the outlet volume produced by pressure difference between pumping chamber and outlet volume, when the pumping chamber is connected with the outlet volume. In this study, a mathematical model is presented for analyzing discharge pressure ripple, which includes vane detachment, cam ring movement, and fluid inertia effects in V-groove in the side plate. From the analysis and experiment, it was found that V-groove on the side plate, coefficient of spring supporting the cam ring, and average discharge pressure are the main factors of discharge pressure ripple in variable displacement vane pump. The theoretical results, provided in this study, were well agreed with experimental results. The analytical model to estimate the magnitude of pressure ripple in this study is expected to be used for the optimal design of the variable displacement vane pump.

Key words : Pressure ripples(압력 맥동), Variable displacement vane pump(가변용량 베인 펌프), Flow ripples(유량 맥동), Inertia effect(관성 효과), Detachment(이간)

Nomenclature

A_d : open area of discharge port
 a : area of notch
 B_m : bulk modulus of working fluid
 b : width of vane
 C : flow coefficient of side plate
 C_n : flow coefficient of notch
 C_f : damping coefficient of oil
 $e(e_0)$: eccentric of cam-ring(average)
 F : compression force of spring direction

F_{x1}, F_{y2}, F_{z3} : force on vane at x,y,z-direction
 h_{vb}, h_{vc}, h_{tsv} : clearance
 K : spring constant
 K_{co} : reaction force of the spring
 M_c : effective mass of cam ring
 m_v : mass of vane
 N : rotation velocity
 $P(P_0)$: discharge pressure(average)
 P_m : pressure of compression chamber
 P_{mi} : pressure of i -th pumping chamber
 P_s : suction pressure
 $Q(Q_0)$: discharge flow(average)

*To whom correspondence should be addressed.
jsjang@kwc.ac.kr

- Q_{di} : flow of i -th Pumping chamber
- Q_{dt} : total flow of each pumping chamber
- Q_{li} : leakage flow of i -th between vane and side plate
- Q_{tip} : leakage flow go through vane tip, when detachment of vane
- Q_n : leakage flow go through notch of side plate
- Q_{rv} : leakage flow between vane and rotor slot
- Q_{ri} : leakage flow between cam ring and side plate
- Q_{shaft} : leakage flow go through shaft
- Q_{th} : theoretical discharge flow
- Q_{vi} : leakage go through vane tip
- R_{irp} : radius of under vane port
- R_{uwp} : inside radius of port slot
- R_v : flow coefficient of discharge orifice
- $R(\theta)$: inside radius of cam-ring at rotor center
- $R_v(\theta)$: vane tip radius from rotor center
- r : radius of rotor
- t_v : thickness of vane
- v_l : length of vane
- v_{ll} : $v_l - (R(\theta) - r)$
- V_b : volume of under-the-vane port
- V_{mi}, V_{di} : volume of i -th pumping chamber and total volume of discharge port
- V_o : volume of delivery port
- z : number of vanes
- z' : number of pumping chamber
- δ : detachment length of vane
- δP : difference of discharge pressure ripple amplitude
- ΔP_N : pressure at notch area
- θ, θ_1 : rotation angle of vane
- $\theta_{dise}, \theta_{disi}$: angle of delivery port
- $\theta_{noc}, \theta_{noe}$: angle of notch
- $\theta_{suce}, \theta_{suci}$: angles of suction port
- θ_v : angle of 1 pitch ($2\pi/z$)
- μ : viscosity of work fluid
- ρ : density of working fluid
- ω : angular speed

1. 서론

가변용량형 베인 펌프는 캠 링의 운동에 의해 토

출 유량을 조정하는 압력 보상 기구를 가지고 있으므로 압력을 일정하게 유지하는 유압장치에 널리 이용되고 있다. 그러나 펌프가 고속, 고압화 되면서 토출측에서 압력 맥동 현상 등의 문제가 발생한다. 이러한 압력 맥동은 베인 펌프에서 소음 발생의 주요 원인이다. 압력 맥동은 토출부를 통해 유출되는 유량의 맥동 및 작동 유체가 불완전한 압축 상태로 토출측을 통과하면서 토출측에서 베인실로 유입되는 역류, 그리고 베인 및 캠 링의 운동에 따른 각 섭동부의 누설 유량 등에 의해 발생한다. 따라서 베인 펌프에서의 대부분의 연구는 압력 맥동 현상을 밝혀내는데 많은 연구가 수행되어 왔다.

Kojima¹⁾는 베인 펌프에서의 공기 진동, 유체 진동, 구조물 진동의 세 가지가 압력 맥동에 영향을 미치고 있다고 밝혔고, Dickinson²⁾은 유량 맥동에 대한 실험 및 해석을 통해 유체 소음에 미치는 영향을 연구한 바 있다. 또한 Ueno³⁾는 가변용량형 베인 펌프에서 압력 맥동 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고 압력 맥동이 토출 유량 맥동과 누설 유량에 의해 영향을 받는다는 사실을 밝혔다. Cho⁴⁾등은 베인 펌프에서 각 변수를 변경하였을 때 압력상승과정 중에 나타나는 현상에 대하여 이론적인 연구를 수행한 바 있고, Kim⁵⁾등은 압력 평형형 유압 베인 펌프의 토출 압력 맥동에 대한 이론적 연구를 수행하였다.

본 논문은 유압시스템의 요구조건에 따라 토출되는 유량 제어가 가능한 가변용량형 베인 펌프에서 압력 맥동의 크기를 예측할 수 있는 수학적 모델을 제시하여 각 운전 조건에 따른 해석결과를 분석하고, 해석 결과의 타당성을 검증하기 위한 실험을 수행하여 결과를 비교하고자 한다.

2. 유량과 압력 맥동 해석

2.1 이론 토출 유량

Fig. 1에는 본 연구의 대상인 가변용량형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. 가변용량형 베인 펌프는 캠 링의 운동 여부에 따라 고정 조건 및 가변 조건에서 작동하나 본 연구에서는 캠 링이 움직일 수 있는 가변 조건만을 고려한다.

Fig. 2에는 캠 링의 최대 반지름 위치를 기준 각도

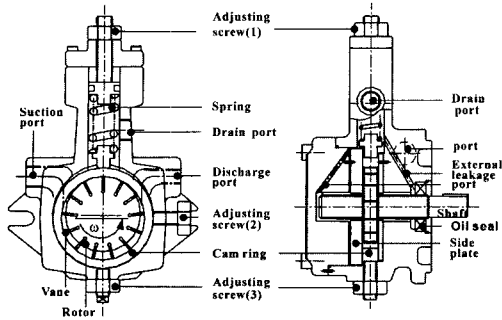


Fig. 1 Configuration of variable displacement vane pump

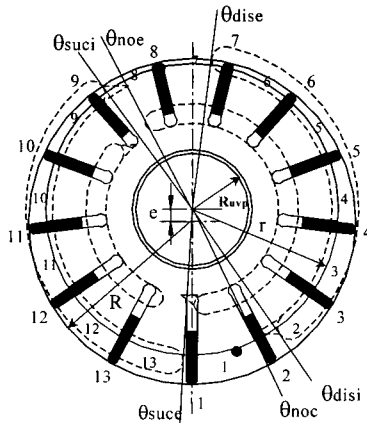


Fig. 2 Schematic diagram representing numbers of vane and pumping chamber numbers

로 하고 이 위치의 베인을 1번 베인이라 할 때 각 베인 및 베인실의 번호를 나타내었다.

1번 베인의 회전 위치에 따라 토출 포트와 만나는 펌프실의 위치 및 포트의 수는 Table 1과 같이 표시된다.

한편 이 위치에서 회전 각도에 따른 이론 토출 유량은 다음과 같이 구해진다.³⁾

i) $\theta_{suc} \leq \theta_1 \leq \theta_{disi} - \theta_v$ 일 때

$$Q_{th} = \frac{\omega b}{2} \{ R(\theta)_{z+1}^2 - R(\theta)_1^2 \} - \frac{t_v b \omega}{2} \left\{ \frac{\partial R(\theta)_2}{\partial \theta} + \frac{\partial R(\theta)_{z+1}}{\partial \theta} \right\} - b \frac{de}{dt} \int_{\theta_2}^{\theta_{z+1}} \left\{ R(\theta) \frac{\partial R(\theta)}{\partial e} \right\} d\theta - \frac{t_v b}{2} \frac{de}{dt} \left\{ \frac{\partial R(\theta)_2}{\partial e} + \frac{\partial R(\theta)_{z+1}}{\partial e} \right\} \quad (1)$$

ii) $\theta_{disi} - \theta_v \leq \theta_1 \leq \theta_{suc} + \theta_v$ 일 때

Table 1 Number of delivery ports and delivery ports opening pumping chamber according to angle positions under considering to notch

Angle of No.1 vane	Number of port	Opening pumping chamber(z')
$\theta_{suc} < \theta_1 < \theta_v - \theta_{noc}$	6	2, 3, 4, 5, 6, 7
$\theta_v - \theta_{noc} < \theta_1 < \theta_{disce} - 6\theta_v$	6	2, 3, 4, 5, 6, 7
$\theta_{disce} - 6\theta_v < \theta_1 < \theta_{disi} - \theta_v$	5	2, 3, 4, 5, 6
$\theta_{disi} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{suc} + \theta_v$	6	1, 2, 3, 4, 5, 6

$$Q_{th} = \frac{\omega b}{2} \{ R(\theta)_{z+1}^2 - R(\theta)_1^2 \} - \frac{t_v b \omega}{2} \left\{ \frac{\partial R(\theta)_1}{\partial \theta} + \frac{\partial R(\theta)_{z+1}}{\partial \theta} \right\} - b \frac{de}{dt} \int_{\theta_1}^{\theta_{z+1}} \left\{ R(\theta) \frac{\partial R(\theta)}{\partial e} \right\} d\theta - \frac{t_v b}{2} \frac{de}{dt} \left\{ \frac{\partial R(\theta)_1}{\partial e} + \frac{\partial R(\theta)_{z+1}}{\partial e} \right\} \quad (2)$$

식 (1), (2)에서 토출 포트에 열린 펌프실의 수는 1번 베인의 위치에 따라 다음과 같다.

$$z' = \begin{matrix} 6 : \theta_{disi} - \theta_v \leq \theta_1 \leq \theta_{disce} - 6\theta_v \\ 5 : \theta_{disce} - 6\theta_v \leq \theta_1 \leq \theta_{disi} - \theta_v \end{matrix} \quad (3)$$

2.2 캠 링의 편심 속도

평균 토출 압력이 상승하면 토출 측의 부하에 따라 내부 압력 변화에 의한 힘이 작용하여 캠 링의 편심거리의 변화가 발생하게 된다. 따라서 캠 링의 운동에 관한 방정식은 다음과 같이 표현된다.³⁾

$$M_c \frac{d^2 e}{dt^2} + C_f \frac{de}{dt} + Ke = F + K\omega \quad (4)$$

여기서 F 는

$$F = - \sum_{i=1}^z b P_{mi} \{ R(\theta)_i \sin \theta_i - R(\theta)_{i+1} \sin \theta_{i+1} \} \quad (5)$$

2.3 실제 토출 유량

본 연구에서 토출 유량은 배관에 의한 영향이 고려하지 않고 펌프 자체만의 압력 맥동 특성을 파악하기 위해 펌프 토출구에 오리피스 밸브가 있는 경우로 가정한다. 유량 평형식을 구하기 위한 검사 체적은 두 개의 베인과 캠 링으로 구성되어 있다.

Fig. 3에 나타낸 1번 펌프실에 대한 유량 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_{m1}}{B_m} \frac{dP_{m1}}{dt} = -\frac{dV_{m1}}{dt} - Q_{l1} + Q_{l2} - Q_{v1} + Q_{i2} - Q_{rv1} - Q_{r1} - Q_{d1} \quad (6)$$

과 같다. 여기서

$$Q_{li} = \{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \cdot \frac{\{R(\theta) - r\}(h_{lv})^3}{6\mu t_v} \cdot \text{sign}\{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \quad (7)$$

$$Q_{vi} = \{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \cdot \frac{v(h_{lc})^3}{12\mu t_v} \cdot \text{sign}\{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \quad (8)$$

$$Q_{ri} = \{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \frac{b(h_{rsu})^3}{6\mu v_{ii}} \quad (9)$$

단: $i = 1 \sim Z$

$$Q_{d1} = CA_d \sqrt{2|P_{m2} - P_{m1}|/\rho} \cdot \text{sign}(P_{m2} - P_{m1}) \quad (10)$$

$$Q_{dz} = CA_d \sqrt{2|P_{mz} - P_{m(z-1)}|/\rho} \cdot \text{sign}(P_{mz} - P_{m(z-1)})$$

이다.

Table 2에는 로터가 1피치 회전하는 동안 1번 베인의 회전 각도에 따라 각 펌프실의 압력 분포를 정리하여 나타내었다. 압축구간의 경우는 1번 펌프실에서의 누설량 외에 노치를 통한 누설유량 Q_n 과 베인이 노치를 통과할 때 캠 링으로부터 떨어지는 이간 현상에 의해 발생하는 베인 선단 부분에서의 누설량 Q_{lip} 이 추가적으로 고려되어야 한다. 따라서 식 (6)을 변형하여 나타내면 첫 번째와 두 번째 펌프실에서의 토출 유량 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{d1} = -\frac{dV_{m1}}{dt} - Q_{l1} + Q_{l2} - Q_{v1} + Q_{i2} + Q_n - Q_{lip} - Q_{rv1} - Q_{r1} - \frac{V_{m1}}{B_m} \frac{dP_{m1}}{dt} \quad (11)$$

$$Q_{d2} = -\frac{dV_{m2}}{dt} - Q_{l2} + Q_{l3} - Q_n + Q_{lip} - Q_{i2} + Q_{i3} - Q_{rv2} - Q_{r2} - \frac{V_{m2}}{B_m} \frac{dP_{m2}}{dt} \quad (12)$$

한편 팽창실인 경우에도 위와 같은 방법으로 노치 구간에서의 누설유량을 고려하여 유량 평형식을 나타내면 된다.

여기서 노치를 통한 누설유량 Q_n 은 Edge등⁶⁾이 연구한 결과를 이용하고 이것을 나타내면 다음과 같다.

$$Q_n = \left(\frac{\Delta P_N}{\rho} - \frac{Q_n^2}{2C_n^2 A_1^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (13)$$

또한, 베인이 로터의 슬릿 내에서 비정상적으로 운동할 때 베인에 작용하는 힘의 평형이 깨어지게 되면 베인이 캠 링으로부터 떨어지게 되는 베인 이간 현상이 발생하게 된다. 이러한 베인 이간 현상이 발생하게 되면, 베인 선단과 캠 링 사이에 틈새가 증가하여 체적 효율의 저하와 함께 유량 맥동 진폭이 크게 발생되고, 베인이 이간 후 캠 링에 재 부착될 때에는 충격음을 유발시키며, 이간과 재 부착에 따른 캠 링과 베인 선단의 마모가 심화되는 현상을 초래하게 된다.

베인에 작용하는 힘의 평형조건과 모멘트의 평형조건을 이용하여 이간이 일어난 후, 베인의 운동방정식을 나타내면 다음과 같다.⁷⁾

$$\frac{d^2 R_{v1}(\theta)}{d\theta^2} = R_v(\theta) - \frac{v_i}{2} + \frac{F_{y1} + F_{y2} + F_{y3}}{m_v \omega^2} \quad (14)$$

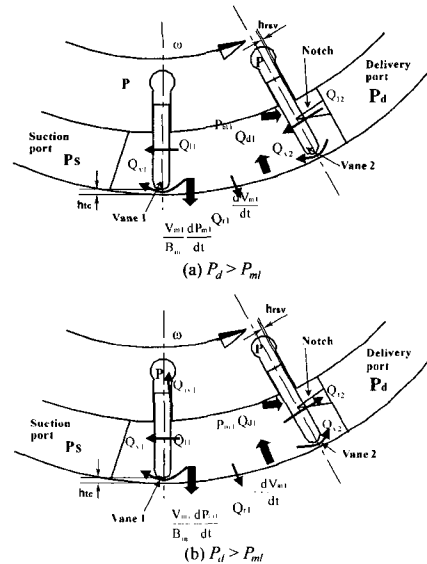


Fig. 3 The analysis model for flow rate at the pumping chamber of No. 1

Table 2 Pressure distribution according to the angle of No.1 vane at compression chamber

Angle of No.1 vane	P_{m13}	P_{m1}	P_{m2}
$\theta_{suc} < \theta_1 < \theta_v - \theta_{noc}$	P_s	P_{m1}	P
$\theta_v - \theta_{noc} < \theta_1 < \theta_{dis} - \theta_v$	P_s	P_N	P
$\theta_{dis} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{suc} + \theta_v$	P_{m13}	P	P

따라서 베인의 운동방정식의 해석 결과를 이용하여 정리하면 캠 링의 반지름과 베인의 반지름 차이가 이간량이 되며, 이 때의 누설량 Q_{tip} 은 다음과 같이 구해진다.

$$Q_{tip} = Cb \delta \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{m1} - P_{m2}|} \text{sign}(P_{m1} - P_{m2}) \quad (15)$$

그리고 토출측 펌프실과 연결되어 있는 각 펌프실로부터 토출 포트를 통하여 얻어지는 총 토출 유량 Q_{dt} 는

$$Q_{dt} = \sum_{i=1}^z Q_{di} = - \sum_{i=1}^z \frac{dV_{mi}}{dt} - Q_{li} + Q_{(z'+1)} - Q_{vl} + Q_{(z'+1)} - \sum_{i=1}^z Q_{vi} - \sum_{i=1}^z \frac{V_{mi}}{B_m} \frac{dP_{mi}}{dt} \quad (16)$$

로 된다. 실제 토출유량 Q 와 Q_{dt} 의 관계는 축판의 토출포트에서 오리피스 밸브까지의 압력을 토출압력과 같다고 가정하고, 베인의 배압 포트에서 축 방향으로 누설되는 축 누설량 Q_{shaft} 와 로터내의 펌프 작용으로 인한 체적 변화량을 고려하여 연속방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q = Q_{dt} + \frac{d(V_0 + V_b)}{dt} - Q_{shaft} - \frac{V_0}{B_m} \frac{dP}{dt} \quad (17)$$

식 (17)에서 펌프 하우징의 변형을 고려하지 않았기 때문에

$$\frac{dV_0}{dt} = 0 \quad (18)$$

이고, V_b 는 로터 내에 삽입되어 있는 베인의 저부에 해당하는 체적으로서 베인의 운동으로 인해 제외된 체적이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dV_b}{dt} = Q_{th} - \sum_{i=1}^z \left(\frac{dV_{mi}}{dt} \right) \quad (19)$$

이것을 고려하여 다시 나타내면

$$Q = Q_{dt} + \frac{dV_b}{dt} - Q_{shaft} - \frac{V_0}{B_m} \frac{dP}{dt} \quad (19)$$

과 같다. 한편, 토출구에서의 토출 압력은 토출측의 경계조건으로 결정되며 토출구에 오리피스 밸브가 있는 경우를 고려하였으므로 교축으로 인한 압력과 유량과의 관계는 유량계수를 R_s 라고 하면

$$Q = R_s \sqrt{P - P_s} \quad (20)$$

Table 3 Specifications for main parts of test pump and physical properties

Name	Dimensions
Radius of rotor	21.97 mm
Inner radius of cam ring	24.55 mm
Thickness of cam ring	15.01 mm
Width of vanes	14.99 mm
Length of vanes	8.03 mm
Thickness of vanes	1.6 mm
Number of vanes	13
Density of oil	855 kg/m ³
Viscosity of oil	29.3 mPa · s

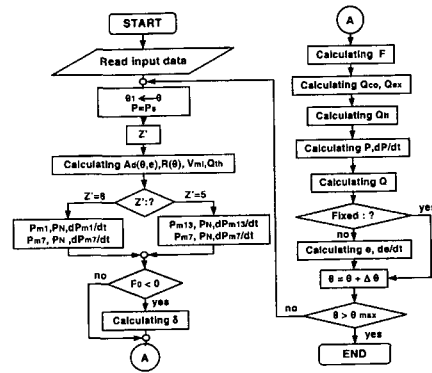


Fig. 4 Flow chart for pressure ripples calculating

과 같은 관계식이 성립한다.

Table 3에는 해석에 사용된 베인 펌프의 주요 제원 및 작동유의 물성치를 나타내었고, Fig. 4에는 압력 맥동 해석을 위한 흐름도를 나타내었다.

3. 실험장치 및 방법

실험용 펌프는 정격 토출 압력이 7MPa, 평균토출 유량이 15 l/min, 상용 최대 회전 속도는 1800rpm 이고 13개의 베인을 가지고 있다.

또한 정상상태에서 펌프의 외부 누설 저항 계수 (총누설량/토출압력)는 2.985cm³/MPa · s이다.

본 실험에서 사용한 기계적 구동 장치와 데이터 처리 시스템의 개략도를 Fig. 5에 나타내었다. 내경이 10mm인 고압용 강관을 사용하고, 펌프의 토출구 후방으로부터 215mm지점에 오리피스 밸브 ④를 설치하여 평균 토출 압력을 제어할 수 있도록 하였고, 압력 변환기는 130mm의 위치에 설치하여 토출 압력을 측정하였다.⁸⁾

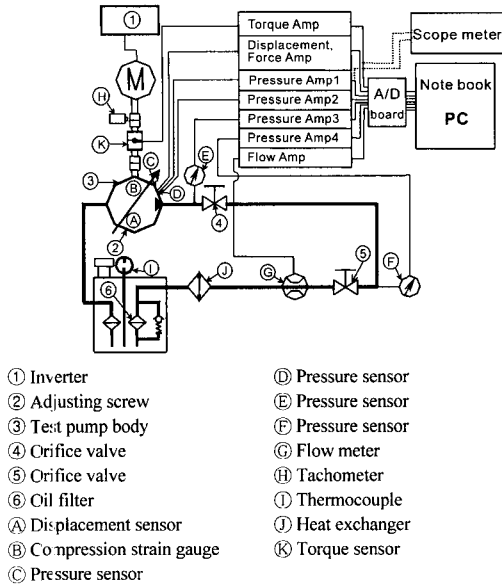


Fig. 5 Schematic diagram of experimental system

실험은 작동유의 온도가 일정한 $40 \pm 2^\circ\text{C}$ 범위 내에 있을 때 측정하였다. 측정 데이터는 펌프 토출구에서의 토출 압력, 압축실과 팽창실에서의 압력, 토출 유량, 캠 링의 편심 거리 변화량 등의 데이터를 각 채널당 5kHz로 A/D 보드를 통하여 동시에 수집하였다.

4. 결과 및 고찰

로터의 회전속도 변화와 평균 토출 압력 변화에 따른 토출 압력 맥동 진폭의 크기 δP 에 대한 해석과 실험결과의 비교 분석치를 Fig. 6에 나타내었다. 맥동 진폭의 크기를 살펴보면, 저속 저압인 경우에는 2MPa인 경우가 4MPa보다 크게 나타났고 4MPa부근 이상에서는 평균 토출 압력의 증가와 함께 토출 압력 맥동 진폭의 크기는 증가한다. 또한, 저압에서 로터의 회전속도가 증가할수록 토출 압력맥동 진폭의 크기는 감소함을 볼 수 있다. 반면, 고압이고 고속인 경우에는 토출 압력맥동 진폭의 크기가 커짐을 알 수 있다. 이것은 비교적 저압인 경우 1번 압축실이 노치를 지나게 되는 구간에서 평균 토출 압력에 비하여 과도한 예압축이 발생되고,⁵⁾ 이것으로 인해 1번 압축실의 압력이 평균 토출 압력 이상으로 과도하게 상승하는 오버슈트현상과 그에 따르는 베

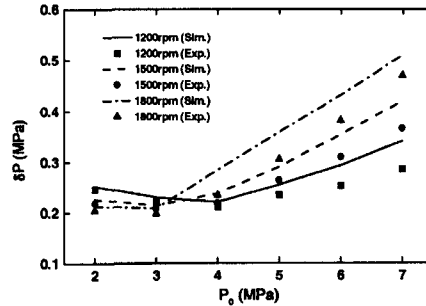


Fig. 6 Level of discharge pressure ripples for different average discharge pressure for rotation velocity

인의 이간 현상으로 인해서 베인의 선단 및 노치를 통하여 토출측 펌프실로 나가는 토출 유량이 급격하게 증가함으로써 토출 압력 맥동 진폭이 커지는 것으로 판단된다. 반면, 평균 토출 압력이 증가할수록 노치 구간 초기에서 역류에 의한 압력 강하가 토출 압력 맥동 진폭에 큰 영향을 미치게 되어 토출 압력 맥동 진폭은 증가하게 된다. 특히 정격 토출 압력인 7MPa에서는 Fig. 9에 나타낸 것과 같이 캠 링의 편심 거리 변화로 인하여 펌프실의 체적 변화를 가져오기 때문에 토출 압력 맥동 진폭의 크기가 증가하게 되고, 해석과 실험결과를 비교하여 보면 해석 결과에서 평균 토출 압력이 높을수록 맥동 진폭의 크기가 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 펌프실 내부 압력에 의하여 캠 링에 작용하는 압축력이 과도하게 평가됨으로서 캠 링의 편심 거리 변화가 과도하게 발생된 것으로 판단된다. 그러나 실험 결과에서는 캠 링과 측판 사이에 존재하는 작동유의 점성 마찰력에 의하여 캠 링에서 과도한 편심 거리 변화가 발생하지 않은 것으로 판단되고 해석 결과와 경향이 거의 일치하는 것으로 나타났다.

Fig. 7은 Fig. 6에 나타낸 해석과 실험결과의 일부로서 로터의 회전속도를 1200rpm으로 일정하게 유지한 상태에서 평균 토출 압력을 변경하였을 때의 토출 압력 맥동 진폭을 나타낸 것이다. 해석과 실험결과의 맥동 과형 비교에서 볼 수 있듯이 경향이 거의 일치함을 알 수 있다. 여기서 토출 압력의 맥동 진폭은 평균 토출 압력이 비교적 저압인 2MPa인 경우가 4MPa보다 크게 나타났고, 반면에 4MPa 이상인 경우는 평균 토출 압력의 증가와 함께 토출 압력 맥동 진폭은 크게 나타났다.

이것은 저압 영역에서는 이간 현상으로 인해서 베인의 선단을 통하여 1번 압축실에서 펌프실로 급격하게 토출 유량이 증가되었기 때문이라 판단된다. 반면 평균 토출 압력이 증가할수록 역류량의 증가로 인해 토출압력 상승의 기울기가 급격한 경사를 가지게 되며, 이런 이유로 맥동 진폭의 크기는 증가하는 것으로 판단된다.

평균 토출 압력을 4MPa로 일정하게 유지한 상태에서 로터의 회전속도를 변화시켰을 때 토출 압력 맥동 진폭의 과형을 Fig. 8에 나타내었다. 이것은 로터의 회전속도 증가에 따라 토출 압력 맥동 진폭의 크기가 증가하는 것으로 나타났다. 특히 1200rpm 경우에는 압력 맥동 상승 기울기가 완만한 것으로 보아 베인의 이간량과 역류량이 작게 발생되었다는 것을 예측할 수 있다.

정격 토출 압력인 7MPa에서는 캠 링의 평균 편심 거리가 $e_0=1.84mm$ 상태에서 로터의 회전속도를 변화시켰을 때 스프링 방향으로 이동하는 캠 링의 편심 거리의 변화량을 로터의 회전속도와 일치하는 회전각도 θ 에 대해서 해석과 실험결과를 Fig. 9에

나타내었다. 로터의 회전속도 증가에 따라 캠 링의 편심 거리는 증가하는 것으로 나타났다. 해석결과에서 1800rpm인 경우에 최대 편심 거리 변화가 0.055mm로 나타났지만, 실험결과에서는 0.041mm로 0.014mm의 차이가 있었다. 이것은 해석결과에서 과도한 편심 거리변화로 인하여 토출 압력 맥동 크기에 많은 영향을 미치는 것으로 판단되지만 경향은 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 6에 나타낸 펌프실의 내부에서 발생된 토출압력 맥동 진폭의 크기에 거의 비례함을 알 수 있으므로 로터의 회전속도 증가에 따라 캠 링의 편심 거리가 증대됨으로서 토출 압력 맥동 진폭의 크기에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 해석결과에서 1200rpm인 경우에는 캠 링의 하강 도중 변곡점이 나타나는 이유로 압축실에서의 압력 상승으로 인한 영향이 크게 작용한 것으로 판단된다.

압축실의 압력 상승과정에 대한 스프링 방향으로 진동하는 캠 링의 편심거리 변화와 토출압력맥동 진폭과형과의 관계를 Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다. 편심 거리 변화와 토출 압력맥동의 진폭 과형을

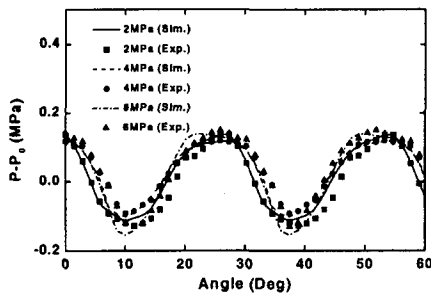


Fig. 7 Waveform of pressure ripple for different average discharge pressure

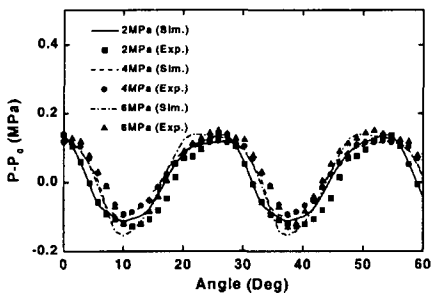


Fig. 8 Magnitude of pressure ripples for different rotation velocity

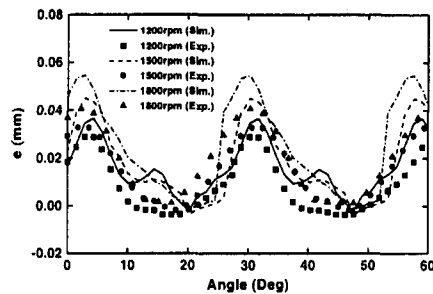


Fig. 9 Displacements of cam ring for different rotation velocity

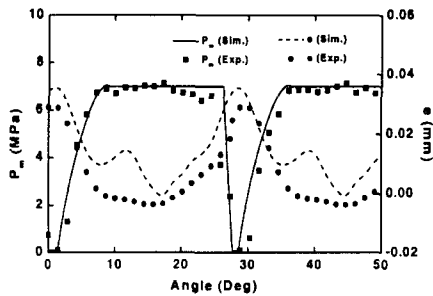


Fig. 10 Relation of pressure rising process of compression chamber and eccentricity of cam ring

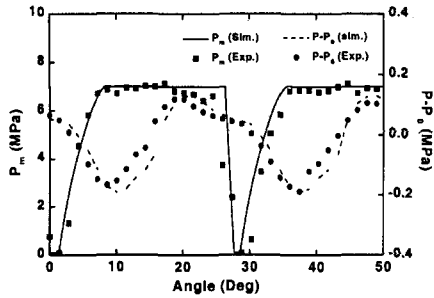


Fig. 11 Relation of pressure rising process of compression chamber and discharge pressure ripples

관련시켜 보면 편심 거리 변화의 시작각도는 압축실의 압력 상승과는 거의 무관하게 나타났고, 펌프실의 압력 맥동 파형과 밀접한 관계가 있는 것으로서 캠 링의 관성효과에 의하여 약간의 위상 지연 후 캠 링의 편심거리 변화가 발생되었다. 또한 캠 링의 편심거리 변화가 최소로 되었을 때, 즉 편심거리 변화에 의하여 압축실의 체적이 감소되었을 경우에는 토출 압력 맥동 진폭 파형 곡선의 기울기가 완만하게 됨을 알 수 있다. 따라서 토출 압력 맥동 진폭의 크기 감소와 배인 선단에서의 이간 발생을 억제시키기 위하여 캠 링이 스프링 방향으로 이동하려는 시작각도를 압축실의 압력 상승 시작 각도에서 거의 $\pi/2$ 만큼 위상을 지연시키면 본 연구대상 펌프의 경우 과도한 오버슈트가 발생되지 않을 것으로 생각된다. 이를 위해 토출 압력의 맥동 특성과 밀접한 관계가 있는 축판의 포트를 설계하는 것이 매우 중요하리라 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 가변용량형 배인 펌프에서 토출 압력 맥동특성에 영향을 미치는 변수들의 특성을 분석하고 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1) 펌프를 구성하고 있는 각 요소에서의 누설과 체적 감소율, 펌프실의 내부 압력 변화에 따른 캠 링의 편심 속도와 노치 영역에서의 유체 관성효과, 배인의 이간 현상 등을 고려한 가변용량형 유압 배인 펌프에서 토출 압력 맥동 특성을 해석할 수 있는 수학적 모델을 제시하였고, 이것은 압력 맥동의 파형과 크기에 대한 경향이 실험결과와 거의 일치함을 확인하였다.

2) 정격 토출 압력 범위 내에서 토출 압력 맥동의 크기를 비교하면 캠 링의 미세한 진동에 의하여 압축실에서의 과도한 예 압축이 작게 발생하기 때문에 저속, 저압영역에서 배인의 이간량이 작게 발생하고, 고압 영역에서도 캠 링의 진동에 의한 팽창실에서의 누설량이 증대되기 때문에 토출 압력의 맥동 진폭 크기를 줄이는데 효과적이다.

3) 평균 토출 압력이 증가할수록 토출 압력 맥동 진폭의 크기는 커진다. 다만, 배인 이간현상이 현저한 저속의 작동조건에서는 저압에서 다소 토출 압력 맥동 진폭의 크기는 커진다.

4) 고압의 평균 토출 압력에서는 노치 구간 초기에서의 역류가 토출 압력 맥동 진폭의 크기에 영향을 미친다. 특히 회전속도가 증가하면 역류의 영향을 받는 구간의 길이가 길어져 토출 압력맥동 진폭의 크기는 커진다.

본 연구에서 제시한 해석 모델을 적용하여 토출 압력 맥동 진폭의 크기를 예측함으로써 펌프 설계 단계에서 압력맥동에 대한 특성을 예측하는 것이 가능하기 때문에 압력맥동의 크기가 작은 펌프를 설계하는데 도움이 될 것이다.

References

- 1) E. Kojima, M. Shinada, T. Oshino, "Characteristic of Fluid borne Noise Generated by Fluid Power Pump(2nd Report, Pressure Pulsation in Balanced Vane Pump)," Bulletin of JSME, Vol.27, No.225, pp.475-482. 1984.
- 2) A. L. Dickinson, K. A. Edge, N. Johnson, "Measurement and Prediction of Power Steering Vane Pump Fluidborne Noise," SAE 931294, pp.267-275, 1993.
- 3) H. Ueno, R. Shintani, A. Okazima, "Pressure and Flow Ripples of a Variable Displacement Vane Pump," J. of JSME. Vol.53, No.490, pp.1742-1749. 1986.
- 4) M. R. Cho, D. C. Han, J. S. Jang, M. H. Park, C. H. Lee, "A Study on the Compression Process of Balanced Type Vane Pump for Electro-Hydraulic Power Steering," Transactions of KSAE, Vol.4, No.5, pp.215-222. 1996.
- 5) K. D. Kim, M. R. Cho, D. C. Han, S. H. Choi, J.

- S. Jang, "An Analytical Study on the Pressure Ripples in a Positive Displacement Vane Pump," Transactions of the KSME(A), Vol.22, No.11, pp.1964-1972. 1998.
- 6) K. A. Edge, J. Darling, "Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valve," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 200, No.B1, pp.45-54. 1986.
- 7) H. Ueno, A. Okajima, "Detachment of Vanes from a Cam Ring in a Vane Pump," J. of JSME(B), Vol.52, No.477, pp.2152-2157. 1986.
- 8) K. A. Edge, D. N. Johnston, "The 'Secondary Source' Method for the Measurement of Pump Pressure Characteristics, Part2: Experimental Results," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.204, No.A1, pp.41-46. 1990.