

압력 비평형형 유압 베인 펌프의 토출 압력 맥동 특성 연구

A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of the Pressure Unbalanced Vane Pump

장주섭^{1,✉}Joo Sup Jang^{1,✉}

1 경원대학교 기계자동차공학과 (Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kyungwon Univ.)

✉ Corresponding author: jsjang@kyungwon.ac.kr, Tel: 031-750-5652

Manuscript received: 2008.10.10 / Accepted: 2009.1.6

This paper reports on the theoretical and experimental study of the pressure ripples in a pressure unbalanced type vane pump which have widespread use in industry. Because they can infinitely vary the volume of the fluid pumped in the system by a control. Pressure ripples occur due to the flow ripples induced by geometry of side plate, leakage flow, reverse flow from the outlet volume produced by pressure difference between pumping chamber and outlet volume when the pumping chamber connected with the outlet volume. In this paper, we measured the pressure variation of a pumping chamber, reaction force on a cam ring, the mathematical model for analyzing the pressure ripples which included vane detachment and fluid inertia effects in notch area has been presented, and was applied to predict the level and the wave form of the pressure ripples according to operating conditions.

Key Words: Vane Type Pump (베인 펌프), Pressure Ripples (압력 맥동), Pressure Unbalanced Type (압력 비 평형형), Vane Detachment (베인 이간), Fluid Inertia (유체 관성), Valve Notches (밸브 노치)

기호설명

 A_d : opening area of delivery 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 $e/(e_o)$: eccentric of cam-ring(average) F : compression force of spring direction F_{y1}, F_{y2}, F_{y3} : force on vane at x,y,z-direction h_{rs}, h_{rc}, h_{rv} : clearance M_c : effective mass of cam ring m_v : mass of vane N : rotation velocity $P(P_o)$: discharge pressure(average) P_m : pressure of compression chamber P_{mi} : pressure of i -th pumping chamber P_s : suction pressure $Q(Q_o)$: discharge flow(average) Q_{di} : total flow of each pumping chamber Q_{di} : leakage flow of i -th between vane and side plate Q_n : leakage flow go through notch of side plate Q_{rvi} : leakage flow between vane and rotor slot Q_{th} : theoretical discharge flow Q_{ti} : leakage go through vane tip R_{rp} : radius of under vane port

- R_{inp} : 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
- $v_{li} : v_l - R(\theta) + r$
- V_b, V_f : volume of under-the-vane port
- V_{mi}, V_{dt} : 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
- $\theta_{dis}, \theta_{disi}$: angle of delivery port
- $\theta_{noc}, \theta_{noe}$: angle of notch
- $\theta_{suce}, \theta_{suc1}$: angles of suction port
- θ_v : angle of 1 pitch
- μ : viscosity of work fluid
- ρ : density of working fluid
- ω : angular speed

1. 서론

압력 비평형형 베인 펌프는 구조가 간단하고 캠 링의 변위에 따라 토출 유량을 조정하는 기구를 가지고 있으므로 유량 조정이 요구되는 유압 장치에 널리 이용되고 있다. 그러나 펌프가 고속, 고압화 되면서 토출 측에서 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 베인의 운동에 따른 각 섹션부의 누설 유량 등에 의해 발생한다. 따라서 베인 펌프에서의 대부분의 연구는 압력 맥동 현상을 밝혀내는데 많은 연구가 수행되어 왔다.

Kojima¹ 는 압력 평형형 베인 펌프에서의 공기 진동, 유체 진동, 구조물 진동의 세 가지가 압력 맥동에 영향을 미치고 있다고 밝혔고, Jang^{2,3} 은 가

변 용량형 베인 펌프에서 각 변수가 토출 압력 맥동에 미치는 영향에 대하여 해석과 실험을 통해 맥동을 줄이는 방안을 연구한 바 있다. 또한 Ueno⁴ 는 가변 용량형 베인 펌프에서 압력 맥동 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고 압력 맥동이 토출 유량 맥동과 누설 유량에 의해 영향을 받는다는 사실을 밝혔다. Cho⁵ 등은 베인 펌프에서 각 변수를 변경하였을 때 압력상승과정 중에 나타나는 현상에 대하여 이론적인 연구를 수행한 바 있고, Kim^{6,9} 등은 압력 평형형 유압 베인 펌프의 토출 압력 맥동에 대한 이론적 연구를 수행하였다.

본 논문은 유압시스템의 요구조건에 따라 토출 유량 조정이 가능한 압력 비평형형 베인 펌프에서 정량적으로 압력 맥동의 크기를 예측할 수 있는 수학적 모델을 제시하여 각 운전 조건에 따른 해석결과를 분석하고, 해석 결과의 타당성을 검증하기 위한 실험을 수행하여 결과를 비교 하고자 한다.

2. 유량과 압력맥동 해석

2.1 이론 토출 유량

Fig. 1 에는 본 연구의 대상인 압력 비평형형 베인 펌프의 개략도를 나타내었다. 압력 비평형형 베인 펌프는 스프링을 사용하여 유량이 조정되는 캠 링의 운동 여부에 따라 고정 조건 및 가변 조건에서 작동하나 본 연구에서는 캠 링이 움직이지 않는 고정 조건만을 고려한다.

Fig. 2 에는 캠 링의 최대 반지름 위치를 기준 각도로 하고 이 위치의 베인을 1 번 베인이라 할 때 각 베인 및 베인실의 번호를 나타내었다. 1 번 베인의 회전 위치에 따라 토출 포트와 만나는 펌프실의 위치 및 포트의 수는 Table 1 과 같이 표시된다.

한편, 이 위치에서 회전 각도에 따른 이론 토출 유량은 가변 용량형에서 시간에 따른 편심량 변화량을 제외하면 다음과 같이 구해진다.²

$$i) \theta_{suce} < \theta_1 < \theta_{disi} - \theta_v \text{ 일 때}$$

$$Q_{th} = \frac{b\omega}{2} \left\{ R(\theta)_{z'+1}^2 - R(\theta)_{z'}^2 \right\} - \frac{t_v b \omega}{2} \left\{ \frac{dR(\theta)_{z'}}{d\theta} + \frac{dR(\theta)_{z'+1}}{d\theta} \right\} \quad (1)$$

$$ii) \theta_{disi} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{suce} + \theta_v \text{ 일 때}$$

$$Q_{th} = \frac{b\omega}{2} \{R(\theta)_{z+1}^2 - R(\theta)_1^2\} - \frac{t_v b\omega}{2} \left\{ \frac{dR(\theta)_1}{d\theta} + \frac{dR(\theta)_{z+1}}{d\theta} \right\} \quad (2)$$

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

$$\begin{aligned} Z' &= 6 : \theta_{disi} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{dise} - 6\theta_v \\ &5 : \theta_{dise} - 6\theta_v < \theta_1 < \theta_{disi} - \theta_v \end{aligned} \quad (3)$$

2.2 캠 링에 작용하는 힘

평균 토출 압력이 상승하면 토출 측의 부하에 따라 내부 압력 변화에 의해 캠 링에 작용하는 힘 F가 발생하게 된다.²

$$F = - \sum_{i=1}^z bP_{mi} \{R(\theta)_i \sin \theta_i - R(\theta)_{i+1} \sin \theta_{i+1}\} \quad (4)$$

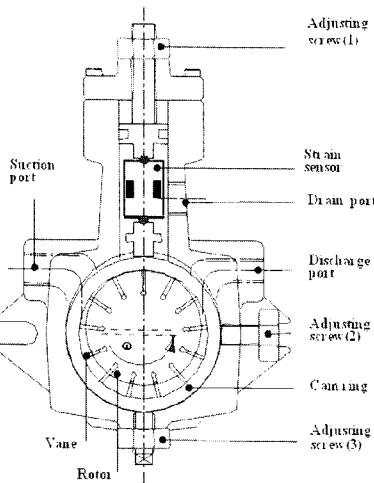


Fig. 1 Configuration of unbalanced vane pump

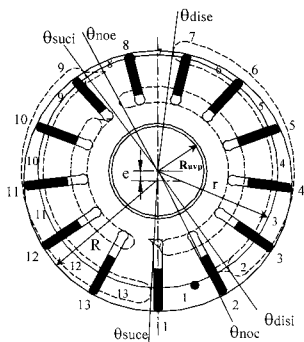


Fig. 2 Schematic diagram representing numbers of vane and pumping chamber numbers

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')
$\theta_{succe} < \theta_1 < \theta_v - \theta_{noc}$	6	2, 3, 4, 5, 6, 7
$\theta_v - \theta_{noc} < \theta_1 < \theta_{dise} - 6\theta_v$	6	2, 3, 4, 5, 6, 7
$\theta_{dise} - 6\theta_v < \theta_1 < \theta_{disi} - \theta_v$	5	2, 3, 4, 5, 6
$\theta_{disi} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{succe} + \theta_v$	6	1, 2, 3, 4, 5, 6

2.3 실제 토출 유량

본 연구에서 토출 유량은 배관에 의한 영향을 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 나타난 1번 펌프실에 대한 유량 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_{m1}}{B_m} \frac{dP_{m1}}{dt} = - \frac{dV_{m1}}{dt} - Q_{i1} + Q_{i2} - Q_{v1} + Q_{v2} - Q_{rv1} - Q_{r1} - Q_{d1} \quad (5)$$

여기서

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

$$Q_{vi} = \{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \frac{v_i h_{vc}^3}{12\mu t_v} \cdot \text{sign}\{P_{mi} - P_{m(i-1)}\} \quad (7)$$

$$Q_{rv1} = \{P_{m1} - P_{m(i-1)}\} \frac{bh_{rv}^3}{6\mu t_{ii}} \quad (8)$$

단 $i = 1 \sim z'$

$$Q_{di} = CA_d \sqrt{2|P_{m2} - P_{m1}| / \rho} \cdot \text{sign}\{P_{m2} - P_{m1}\} \frac{1}{2} \quad (9)$$

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

이다.

Table 2에는 로터가 1회 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 (5)을 변형하여 나타내면 첫 번째와 두 번째 펌프실에서의 토출되는 유량 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{d1} = -\frac{V_{m1}}{B_m} \frac{dP_{m1}}{dt} - \frac{dV_{m1}}{dt} - Q_{l1} + Q_{l2} - Q_{v1} + Q_{v2} + Q_n - Q_{lip} - Q_{rv1} - Q_{r1} \quad (10)$$

$$Q_{d2} = -\frac{V_{m2}}{B_m} \frac{dP_{m2}}{dt} - \frac{dV_{m2}}{dt} - Q_{l2} + Q_{l3} - Q_{v2} + Q_{v3} - Q_n + Q_{lip} - Q_{rv2} - Q_{r2} \quad (11)$$

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

여기서 노치를 통한 누설유량 Q_n 은 Edge 등 ⁷ 이 연구한 결과를 이용하고 이것을 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_n = \left(\frac{\Delta P_N}{\rho} - \frac{Q_n^2}{2C_n^2 A_1^2} \right) / \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{a} dx \quad (12)$$

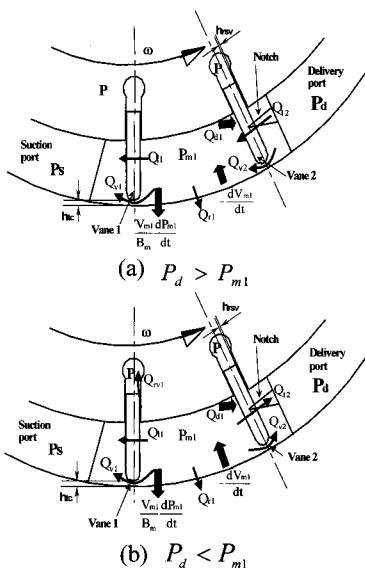


Fig. 3 The analysis model for flow rate at the pumping chamber of No. 1

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}
$\theta_{suce} < \theta_1 < \theta_v - \theta_{noc}$	P_s	P_{m1}	P
$\theta_v - \theta_{noc} < \theta_1 < \theta_{disi} - \theta_v$	P_s	P_N	P
$\theta_{disi} - \theta_v < \theta_1 < \theta_{suce} + \theta_v$	P_{m13}	P	P

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.²

$$\frac{d^2 R_v(\theta)}{d\theta^2} = R_v(\theta) - \frac{v_l}{2} + \frac{F_{y1} + F_{y2} + F_{y3}}{m_v \omega^2} \quad (13)$$

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

$$Q_{lip} = Cb\delta\sqrt{2|P_{m2} - P_{m1}|/\rho} \cdot \text{sign}\{P_{m2} - P_{m1}\} \quad (14)$$

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

$$Q_{dt} = \sum_{i=1}^i Q_{di} = -\sum_{i=1}^i \frac{V_{mi}}{B_m} \frac{dP_{mi}}{dt} - \sum_{i=1}^i \frac{dV_{mi}}{dt} - Q_{l1} + Q_{l(i+1)} - Q_{v1} + Q_{v(i+1)} - \sum_{i=1}^i Q_{rv1} - \sum_{i=1}^i Q_{ri} \quad (15)$$

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.

$$Q = Q_{dt} - Q_{shaft} + \frac{d(V_0 + V_b)}{dt} - \frac{V_0}{B_m} \frac{dP}{dt} \quad (16)$$

(16)에서 펌프 하우징의 변형을 고려하지 않았기 때문에

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

Name	Dimensions
Radius of rotor	21.97mm
Inner radius of cam ring	24.55mm
Thickness of cam ring	15.01mm
Width of vanes	14.99mm
Length of vanes	8.03mm
Thickness of vanes	1.6mm
Number of vanes	13
Density of oil	855kg/m ³
Viscosity of oil	0.0293Pa-s

에 해당하는 체적으로서 베인의 운동으로 인해 제외된 체적이므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dV_b}{dt} = Q_{in} - \sum_{i=1}^z \left(-\frac{dV_{m_i}}{dt}\right) \quad (18)$$

이것을 고려하여 다시 나타내면

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

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

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

과 같은 관계식이 성립한다.

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

3. 실험장치 및 방법

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

또한 정상상태에서 펌프의 외부 누설 저항 계수(총누설량/토출압력)는 2.985 cc/MPa 이다. 본 실험에서 사용한 기계적 구동 장치와 데이터 처리 시스템의 개략도를 Fig. 5 에 나타냈다. 내경이 10mm 인 고압용 강관을 사용하고, 펌프의 토출구 후방으로부터 215mm 지점에 오리피스 밸브④를 설치하여 평균 토출 압력을 제어할 수 있도록 하였고, 압력 변환기는 130mm 의 위치에 설치하여 토출 압력을 측정하였다.⁸

실험은 작동유의 온도가 일정한 범위 40±2°C 내에 있을 때 측정하였다. 측정 데이터는 펌프 토출구에서의 토출 압력, 압축실과 팽창실에서의 압력, 토출 유량, 캠 링에 작용하는 힘 등의 데이터를 각 채널당 5 kHz 로 A/D 보드를 이용하여 동시에 수집하였다.

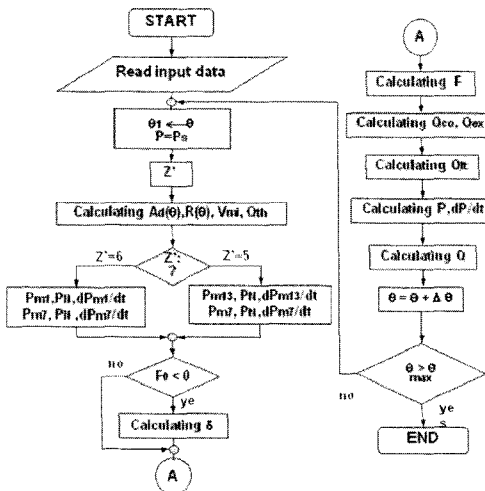


Fig. 4 Flow chart for pressure ripples calculating

$$\frac{dV_0}{dt} = 0 \quad (17)$$

이고, 는 V_b 로터 내에 삽입되어 있는 베인의 저부

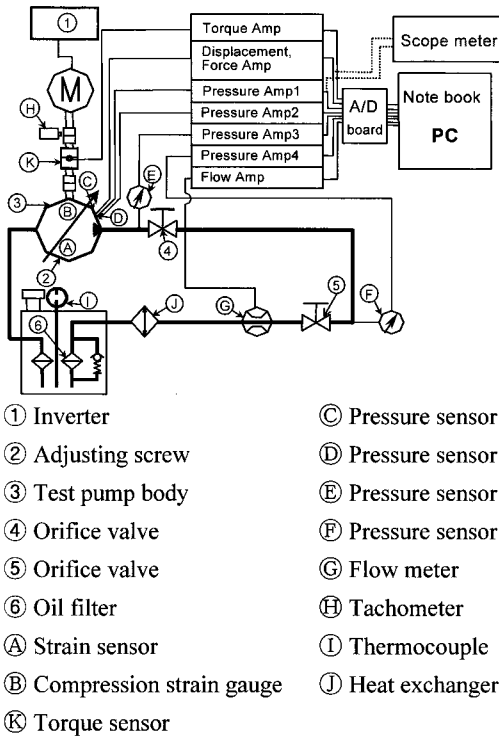


Fig. 5 Schematic diagram of experimental system

4. 결과 및 고찰

로터의 회전속도 변화와 평균 토출 압력 변화에 따른 토출 압력 맥동 진폭의 크기 δP 에 대한 해석과 실험결과의 비교 값을 Fig. 6에 나타내었다. 맥동 진폭의 크기를 살펴보면, 저속 저압인 경우에는 2 MPa 인 경우가 4 MPa 보다 크게 나타났고 4 MPa 부근 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 1 번 압축실이 노치를 지나게 되는 구간에서 평균 토출 압력에 비하여 과도한 예 압축이 발생되고,⁶ 이것으로 인해 1 번 압축실의 압력이 평균 토출 압력 이상으로 과도하게 상승하는 오버슈트현상과 그에 따르는 베인의 이간 현상으로 인해서 베인의 선단 및 노치를 통하여 토출측 펌프실로 나가는 토출 유량이 급격하게 증가하므로 토출 압력 맥동 진폭이 커지는 것으로 판단된다.²

반면, 평균 토출 압력이 증가할수록 노치 구간 초기에서 역류에 의한 압력 강하가 토출 압력 맥동 진폭에 크게 영향을 미쳐 토출 압력 맥동 진폭은 증가하게 된다.

Fig. 7은 Fig. 6에 나타난 해석과 실험결과의 일부로서 로터의 회전속도를 1200 rpm으로 일정하게 유지한 상태에서 평균 토출 압력을 변경하였을 때의 토출 압력 맥동 진폭을 나타낸 것이다. 해석과 실험결과의 맥동 파형 비교에서 볼 수 있듯이 경향이 거의 일치함을 알 수 있다. 여기서 토출 압력의 맥동 진폭은 평균 토출 압력이 비교적 저압인 2 MPa인 경우가 4 MPa와 6 MPa보다 크게 나타났다, 반면에 4 MPa 이상인 경우는 평균 토출 압력의 증가와 함께 토출 압력 맥동 진폭도 크게 나타났다. 이것은 저압 영역에서는 이간 현상으로 인해서 베인의 선단을 통하여 1 번 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 크기가 증가하는 것으로 판단된다.

평균 토출 압력을 4 MPa로 일정하게 유지한 상태에서 로터의 회전 속도를 변화시켰을 때 토출 압력 맥동 진폭의 파형을 Fig. 8에 나타내었다. 이것은 로터의 회전속도 증가에 따라 토출 압력 맥동 진폭의 크기가 증가하는 것으로 나타났다. 특히 1200 rpm인 경우에는 압력 맥동 상승 기울기가 완만한 것으로 보아 고속에서 보다 베인의 이간량과 역류량이 작게 발생되었다는 것을 예측할 수 있다. Fig. 9는 로터의 회전 속도와 평균 토출 압력 변화에 따라 Fig. 1에 나타난 편심거리 조정나사(1) 방향으로 작용하는 압축력 맥동율의 크기 F^-/F_0 와 평균 압축력 F_0 를 나타낸 것이다.

이것은 고압 영역에서 스프링 방향으로 작용하는 평균 압축력은 평균 토출 압력에 거의 비례하는 것으로 나타났지만 1200 rpm, 2 MPa 부근은 Fig. 6에 나타난 것과 같이 1 번 펌프실에서 베인의 이간 현상에 의하여 조정나사 방향으로 작용하는 베인 면적의 감소로 인하여 미세하지만 평균 토출 압력에 비례하지 않고 약간 작은 값으로 나타났다. 결과적으로 펌프실의 내부 압력에 의하여 조정나사 방향으로 작용하는 압축력 맥동율의 크기로서 토출 압력의 맥동 특성을 예측할 수 있을 것이라 판단된다. Fig. 10에는 조정나사 방향으로 작용하는 압축력 맥동 진폭의 절대 값을 나타낸 $|F^- - F_0|$ 과

형에 대한 이론해석과 실험결과를 로터의 회전각도 θ 에 대해 평균 토출 압력을 변화시켰을 때 파형을 나타낸 것으로 거의 유사함을 알 수 있다.

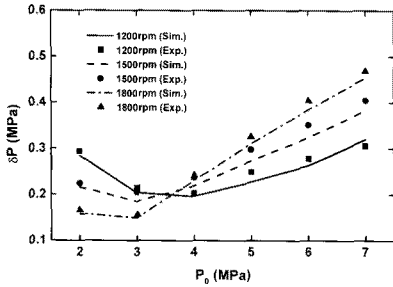


Fig. 6 Level of pressure ripples for different average discharge pressure for rotation velocity

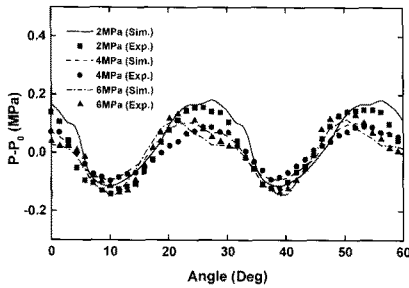


Fig. 7 Waveform of pressure ripple for different average discharge pressure

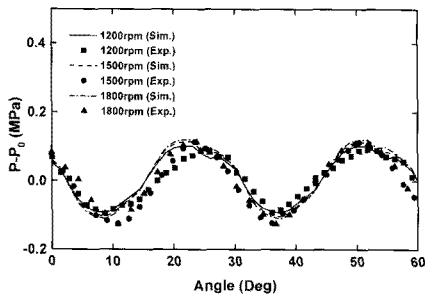


Fig. 8 Magnitude of pressure ripples for different rotation velocity

Fig. 11 은 평균 토출 압력이 7 MPa 인 경우 1 번 압축실의 압력 상승과정과 펌프실의 내부 압력에 의해 캠 링이 조정나사 방향으로 작용하는 압축력 F 와의 관계를 로터의 회전속도에 θ 해당하는 회전각도에 대해 해석결과와 실험결과를 나타낸

것이다. 평균 토출 압력이 높은 경우 조정나사 방향으로 작용하는 압축력은 1 번 압축실의 압력 상승 과정의 종료각도에서 최소가 됨을 확인할 수 있다. 이것은 Fig. 12 의 해석과 실험결과를 나타낸 토출 압력의 맥동 진폭과 밀접한 관계가 있는 것으로 토출 압력 맥동 진폭 파형의 최하 지점과 압축력 파형 F 의 최소 지점이 거의 일치하는 것으로 보아 펌프실의 내부 압력에 거의 비례하는 것으로 판단된다. 따라서 압축실의 압력이 최대로 상승하고 난 뒤 토출 압력 맥동 진폭 파형이 최소가 되는 곳에 위치함으로써 베인의 뒷 부분에 작용하는 토출 압력 또한 최소가 되기 때문에 압축실의 압력과 토출 압력과의 차이가 크게 발생함으로써 베인의 이간현상이 발생 될 것이라 판단되고, 앞서 Fig. 6 에서 예측할 수 있듯이 오버슈트의 크기는 평균 토출 압력이 높을 경우에는 작게 나타나기 때문에 캠 링과 베인 선단 사이에서 발생하는 이간 현상은 나타나지 않는 것으로 판단된다. 다만

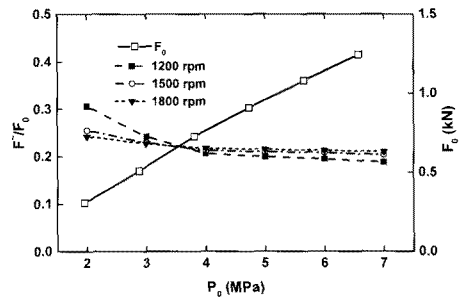


Fig. 9 The magnitude of fluctuation rating according to the average discharge pressure for the rotational velocity toward to compression force of spring direction

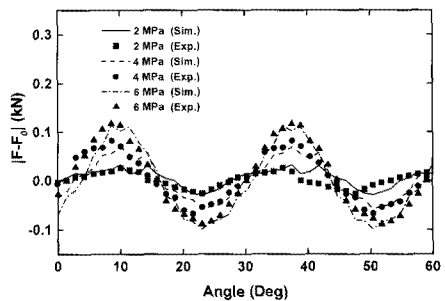


Fig. 10 Oil compression force wave types of spring direction according to average discharge pressure variation

로터의 회전속도가 저속인 경우 평균 토출 압력이 4 MPa 이하 근처에서 압축실의 과도한 예 압축으로 인한 오버슈트 현상과 그에 따르는 베인 이간 현상으로 인해 압축실에서 펌프실로의 토출 유량이 증가하기 때문에 토출 압력의 맥동 진폭과 맥동을 크기가 증가한다. 따라서 압축실의 압력 상승 후에 토출 압력의 맥동 파형이 최고점에 위치하도록 노치와 측판을 설계함으로써 토출 압력 맥동 진폭의 크기를 줄이도록 한다. 즉 π/Z 만큼 위상 차이가 나도록 설계하는 것이 좋을 것이다.

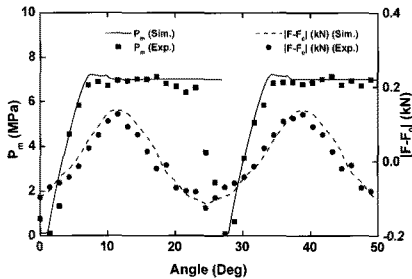


Fig. 11 Relation of pressure rising process of compression chamber and compression force of adjusting screw direction

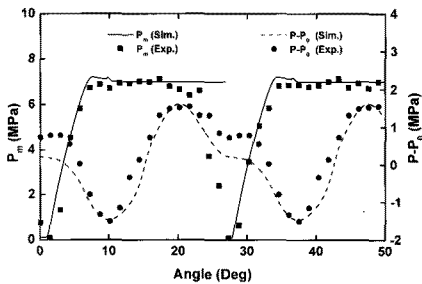


Fig. 12 Relation of pressure rising process of compression chamber and pressure ripples of discharge pressure

5. 결론

본 연구에서는 압력 비평형형 베인 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 링에 작용하는 힘과 노치 영역에서의 유체 관

성효과, 베인의 이간 현상 등을 고려한 압력 비평형형 유압 베인 펌프에서 토출 압력 맥동 특성을 해석 할 수 있는 수학적 모델을 제시하였고, 이것은 압력 맥동의 파형과 크기가 실험결과와 유사한 경향을 나타내었다.

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

3) 펌프실의 내부 압력에 의하여 조정나사 방향으로 작용하는 압축력 변화를 이용하여 토출 압력의 맥동 크기를 예측할 수 있다.

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 이용하여 펌프 설계 단계에서 압력맥동에 대한 특성을 예측하는 것이 가능하기 때문에 압력 맥동의 크기가 작은 펌프를 설계하는데 도움이 될 것이다.

참고문헌

1. Kojima, E., Shinada, M. and Oshino, T., "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. Jang, J. -S., Kim, K. -H., Cho, M. -R. and Han, D. -C., "The Characteristics of Pressure Ripple in Variable Displacement Vane Pumps: Comparison between Theory and Experiment," Proc. Instrn. Mech. Engrs. Part A: power and Energy, Vol. 216, Issue 1, pp. 89-96, 2002.
3. Jang, J. -S. and Kim, K. -H., "A Study on the Discharge Pressure Ripple Characteristics of Variable Displacement Vane Pump," Transactions of the KSAE, Vol. 11, No. 3, pp. 106-114, 2003.
4. Ueno, H., Shintani, R. and Okazima, A., "Pressure and Flow Ripples of a Variable Displacement Vane Pump," J. of JSME, Vol. 53, No. 490, pp. 1742-1749, 1986.
5. Cho, M. R., Han, D. C., Jang, J. S., Park, M. H. and Lee, C. H., "A Study on the Compression Process of

- Balanced Type Vane Pump for Electro-Hydraulic Power Steering,” Transactions of the KSAE, Vol. 4, No. 5, pp. 215-222, 1996.
6. Kim, K. D., Cho, M. R., Han, D. C., Choi, S. H. and Jang, J. S., “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.
 7. Edge, K. A. and Darling, J., “Cylinder Pressure Transients in Oil Hydraulic Pumps with Sliding Plate Valve,” Proc. Instn. Mech. Engrs. Part B: Journal of Engineering Manufacture, Vol. 200, No. B1, pp. 45-54, 1986.
 8. Edge, K. A. and Johnston, D. N., “The ‘Secondary Source’ Method for the Measurement of Pump Pressure Characteristics, Part 2: Experimental Results,” Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 204, No. A1, pp. 41-46, 1990.
 9. Kim, K. D., Cho, M. R., Han, D. C., Choi, S. H. and Moon, H. J., “A Study on the Role of Notch and Radius Reduction Ratio in the Balanced Vane Pump,” J. of the KSPE, Vol. 15, No. 1, pp. 87-93, 1998.