

## 제로터 펌프의 측판 설계

남 운 주\* · 박 명 관†

(2003년 9월 1일 접수, 2004년 2월 27일 심사완료)

### Design of the Port Plate for Gerotor Pumps

Yun-Joo Nam and Myeong-Kwan Park

**Key Words :** Delivery Port(토출포트), Gerotor Pump(제로터 펌프), Groove(그루브), Port Plate(측판), Pressure Pulsation(압력맥동), Suction Port(흡입포트)

#### Abstract

In Gerotor pump, the pressure pulsations which occur due to the pump geometry result in vibration and noise of pump elements as well as cavitation in hydraulic system when the chambers of gerotor enter the delivery port and leave the suction port. Therefore it is important to study on the pressure pulsations before design and analysis of characteristics in Gerotor pump. In this paper, to reduce the unnecessary pressure pulsations, the port plate of Gerotor pump is designed based on the notch of the vane pumps and the relief groove of the piston pumps. The theoretical analysis of the pressure pulsations is performed in consideration of design parameters of the port plate which include each port positions and groove width and operating conditions which include rotational velocity and delivery pressure.

#### 1. 서론

제로터(Gerotor) 펌프는 구조가 간단하고, 같은 크기의 다른 펌프에 비해 1회전당 토출유량이 많기 때문에 소형화에 유리하다. 또 두 치형 사이의 상대적 운동이 작기 때문에 기계 및 체적 효율이 크고, 장시간 사용에도 효율 변화가 적으므로 자동차의 엔진 윤활유 공급원 및 동력전달장치와 자동변속기의 유압원으로 널리 사용되고 있을 뿐만 아니라 가공기술의 발달로 각종 유압시스템에서 그 응용범위가 확대되고 있다.

제로터는 기하학적 형상 때문에 흡입포트에서 토출포트로 전환되는 과정에서 제로터 내에 캐비테이션(cavitation) 및 급격한 압력맥동이 발생하며, 이는 작동유체와 펌프기기의 소음 진동의 주된 원인이 되므로 제로터의 설계 및 특성 연구에 있어 압력맥동에 관한 연구는 필수적이다.

지금까지의 제로터에 관한 대부분의 연구는 치형 설계에 치중해 있으며,<sup>(1-8)</sup> 각 치형들의 접촉부분에서 발생하는 마멸과 접촉응력 등에 관한 연구들 또한 수행된 바 있다.<sup>(9-12)</sup> 그러나 작동유체가 실제로 유·출입하는, 측판에 가공된 흡입·토출포트의 형상을 고려하지 않았기 때문에 제로터 내부의 작동유체 거동 특히 압력맥동이 펌프의 동적 특성에 미치는 영향을 정확하게 알 수 없다.

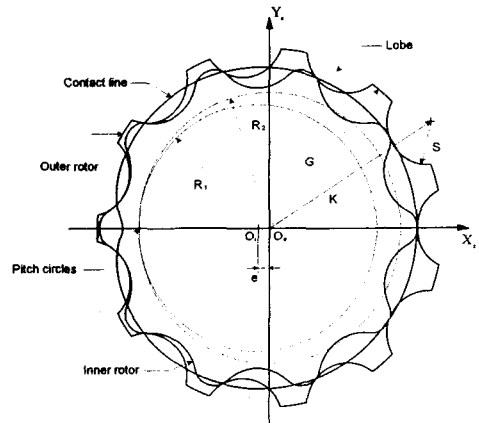


Fig. 1 Gerotor tooth profiles

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계기술연구소 및 기계공학부

E-mail : mkpark1@pusan.ac.kr

TEL : (051)510-2464 FAX : (051)514-0685

\* 부산대학교 대학원

본 논문은 불필요한 압력맥동을 제거하기 위해 측판의 포트에 설치된 피스톤 펌프의 릴리프 그루브(relief groove)<sup>(13,14)</sup>와 베인 펌프의 노치(notch)<sup>(15,16)</sup>에 관한 연구를 응용하여 제로터 펌프의 측판을 설계하였으며 압력맥동에 관한 이론적 해석을 수행함으로써 측판의 설계변수 및 펌프의 작동환경에 관한 변수들이 압력맥동에 미치는 영향에 관하여 고찰하였다.

2. 제로터의 구조 및 작동원리

제로터 펌프는 외부로터(outer rotor)와 이보다 한 개 더 작은 로브(lobe)를 가진 내부로터(inner rotor)로 구성된다.(Fig. 1) 내부로터는 외부로터에 항상 연속 미끄럼 접촉하면서 회전하기 때문에 각 로브들 사이에는 작동유체를 옮길 수 있는 밀폐된 챔버(chamber)들이 생성된다.

Fig. 1 과 같이 외부로터는  $O_e$ 를 중심으로 거리

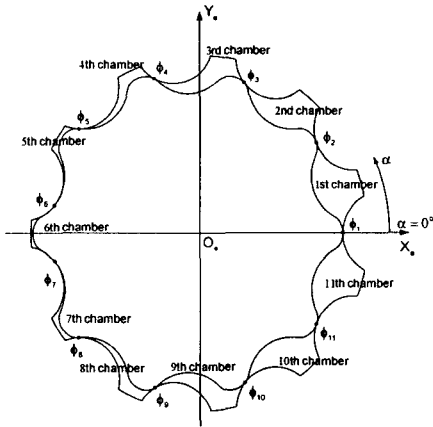


Fig. 2 Reference position for analysis

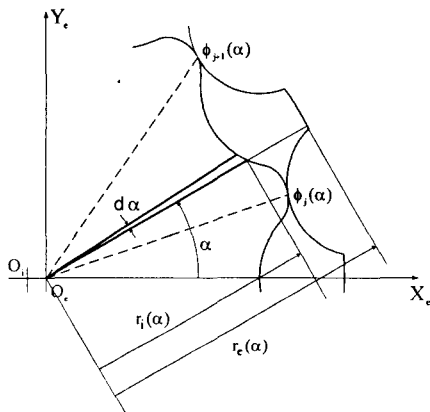


Fig. 3 Calculation of chamber area

$K$ 에 반경  $S$ 인  $N$ 개의 로브로 구성되며, 내부로터의 회전중심  $O_i$ 는  $O_e$ 에 항상 일정한 편심  $e$ 를 가지며 위치한다.  $O_i$ 와  $O_e$ 를 중심으로 하는 내부·외부의 피치원들은 항상 같은 방향으로 회전하며, 상대 회전속도비는  $N/(N-1)$ 이다.

제로터가 Fig. 2 와 같은 위치에 있을 때를 기준으로, 외부로터가 반시계방향으로  $\alpha$  만큼 회전하였을 때 각 챔버의 면적  $A_j(\alpha)$ 는 다음과 같이 계산할 수 있다.(Fig. 3)

$$A_j(\alpha) = \frac{1}{2} \int_{\phi_j(\alpha)}^{\phi_{j+1}(\alpha)} r_e^2(\phi) d\phi - \frac{1}{2} \int_{\phi_j(\alpha)}^{\phi_{j+1}(\alpha)} r_i^2(\phi) d\phi \quad (1)$$

$$\begin{cases} k = j+1 & (j \neq N) \\ k = 1 & (j = N) \end{cases}, j = 1, 2, \dots, N$$

여기서  $r_i(\phi)$ 와  $r_e(\phi)$ 는 각각  $O_e$ 에서 내부·외부로터까지의 거리를 나타내는 제로터의 치형함수이다. Fig. 4는 제로터 치형의 설계제원이 Table 1과 같을 때, 회전각  $\alpha$ 에 대한  $A_1(\alpha)$ 의 면적을 계산한 결과이다. 면적이 증가하는 영역에서는 챔버내의 압력이 대기압보다 낮아지게 되어 탱크로부터 작동유체가 유입되며, 면적이 감소하는 영역에서는 챔버내 압력이 토출부의 압력이상으로 증가하여 작동유체가 챔버로부터 유출된다.

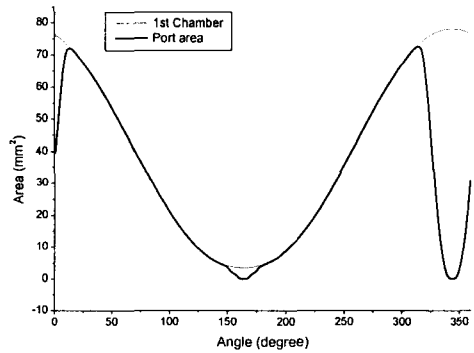


Fig. 4 1<sup>st</sup> chamber and port areas

Table 1 Design parameters of Gerotor pump

Number of lobes in outer rotor	$N = 11$
Eccentricity	$e = 2.2\text{mm}$
Radius of lobes in outer rotor	$S = 7.5\text{mm}$
External radius of outer rotor	$G = 32\text{mm}$
Radius of outer pitch circle	$R_2 = N \cdot e$
Radius of inner pitch circle	$R_1 = (N-1) \cdot e$

### 3. 압력맥동에 관한 이론 해석

압력맥동에 관한 해석은 다음과 같은 가정 하에서 수행된다.

첫째, 작동유는 무한의 체적탄성계수를 가진다.

둘째, 누설은 무시한다.

작동유체의 체적탄성계수는 대략  $1.62 \times 10^9 \text{Pa}$  이므로 압축성을 거의 가지지 않기 때문에 위의 가정은 유효하며, 이는 해석을 보다 용이하게 한다.

제로터가 회전하는 동안 작동유체는 챔버와 각 포트가 접촉하는 면적을 통해서 챔버 내로 유·출입 되며, 각각의 챔버를 검사체적으로 하여 흡입 포트와 토출포트를 가변 오리피스로 모델링 하면 토출유량  $Q_d$ 와 흡입유량  $Q_s$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(13-16)</sup>

$$Q_{j d, s} = \text{sign}(P_{d, s} - P_j) C_q A_{d, s} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{d, s} - P_j|} \quad (j=1, 2, \dots, N) \quad (2)$$

여기서  $P_d$ 와  $P_s$ 는 각각 토출·흡입포트의 압력,  $\rho$ 는 작동유체의 밀도( $875 \text{kg/m}^3$ ),  $P_j$ 는  $j$ 번째 챔버의 내부압력이며,  $C_q$ 는 유량계수로서 0.68로 설정하였다. 또  $A_d$ 와  $A_s$ 는 각각 토출·흡입포트의 개구면적을 나타내며, 그 계산 결과는 Fig. 4에서 보여준다.

$j$ 번째 챔버 체적  $V_j$ 의 변화에 의해 생성되는 토출·흡입유량은 다음과 같다.<sup>(15,16)</sup>

$$Q_{j d, s} = \frac{dV_j}{dt} = \frac{dV_j}{d\alpha} \omega = \frac{d(A_j \cdot H)}{d\alpha} \omega, \quad (j=1, 2, \dots, N) \quad (3)$$

여기서  $H$ 는 제로터의 두께,  $\omega$ 는 외부로터의 회전속도이며, 회전각에 대한 체적변화율  $dV_j/d\alpha$ 은 Fig. 5에 나타내었다.

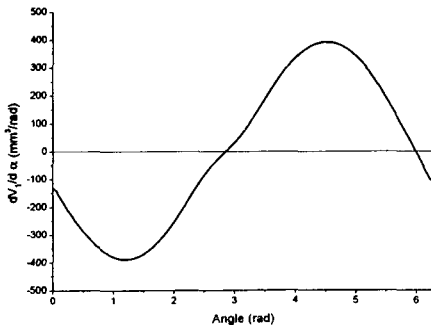


Fig. 5 Derivative of 1<sup>st</sup> chamber volume

식 (2)와 식 (3)을 이용하여 챔버내의 압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_j = P_{d, s} - \text{sign}\left(\frac{dV_j}{d\alpha}\right) \left(\frac{dV_j/d\alpha}{C_q \cdot A_{d, s}} \omega\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \quad (j=1, 2, \dots, N) \quad (4)$$

여기서 우변의 둘째 항은 오리피스 효과에 의한 압력변동과 관계한다. 위식을 통해 챔버의 압력은 펌프의 작동환경에 관한 변수  $P_{d, s}$ ,  $\omega$ 와 제로터의 기하학적인 형상에 관한 변수  $dV_j/d\alpha$  및 측판의 포트 형상에 관계하는 변수  $A_{d, s}$ 에 의해 결정되어짐을 알 수 있다.

### 4. 측판 설계

작동유체의 체적탄성계수를 고려했을 때,  $1 \text{mm}^3$ 의 체적변화에도 압력변화는 거의  $20000 \text{kPa}$  ( $200 \text{bar}$ )이므로 흡입포트와 토출포트의 사이 간격은 하나의 챔버가 완전하게 채워지는 공간이어야 한다. 간격이 이보다 작아지면 흡입포트와 토출포트가 오버랩(overlap)상태에 있게 되므로 토출포트에서 흡입포트로 토출유량 손실이 발생하게 되며, 간격이 커지면 작동유체의 체적탄성계수의 영향으로 인해 챔버의 압력이 급격히 증가하여 기구가 파손되거나 펌프의 운전을 방해하게 된다.

체적이 최대가 되는 위치( $343.64^\circ$ )에 챔버가 위치했을 때, 챔버의 양끝에 각 포트가 Fig. 6과 같이 위치한다면 회전각에 대한 포트의 개구면적은 Fig. 4 같으며, 식 (4)에 의해 얻어진 회전각에 대한 챔버의 압력은 Fig. 7과 같다. 챔버가 흡입포트를 나오는 순간과 토출포트로 들어가는 순간 챔버 내

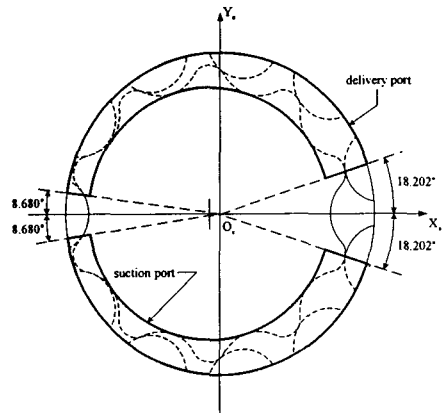


Fig. 6 Ports schematic diagram

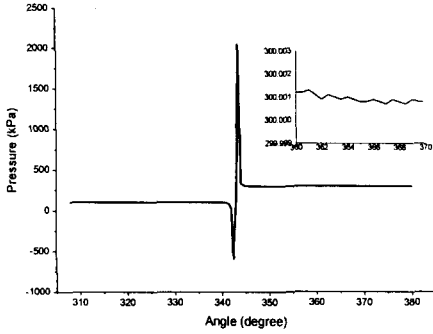


Fig. 7 Pressure pulsation in 1<sup>st</sup> chamber without groove

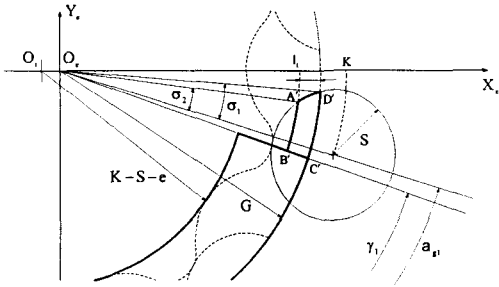


Fig. 8 Design parameters of the suction port

에 급격한 압력맥동이 발생하며, 이것은 오리피스 효과항의  $A_{os}$ 가 매우 작아지기 때문이다. 챔버가 흡입포트를 지나는 동안 발생하는 압력강하는 펌프 내에 캐비테이션을 유발하기 충분하며, 챔버가 토출포트로 전환되는 순간의 압력상승은 기구의 손상을 가져올 수 있다. 또한 이러한 전환 과정시 발생하는 압력맥동은 유체와 펌프기구의 진동·소음에 주된 요인이므로 가능한 압력맥동을 줄

이는 것이 바람직하다. 이러한 이유로 피스톤 펌프와 베인펌프는 토출포트에 그루브와 노치를 설치하여 개구 초기에 유효유동면적을 점진적으로 증가시킴으로써 완만한 압력상승을 유도하여 불필요한 압력맥동을 제거한다.

이 장에서는 이러한 원리를 이용하여 흡입·토출 포트의 형상 설계를 수행한다. 제로터의 기하학적 형상으로 인해 생기는 챔버 양끝부분은 변형이 불가능하므로 챔버가 각 포트를 나오거나 들어가는 순간 포트의 개구면적이 넓어지도록 하기 위해서 다음과 같이 포트에 그루브를 설치하였다.

#### 4.1 흡입포트 설계

Fig. 8은 흡입포트의 설계 변수들을 보여준다. 기존의 포트에 그루브(A'B'C'D'부분)를 설치하여 챔버가 포트를 떠나는 순간 챔버의 로브쪽 부분이 A'-D'에 위치하도록 설계하였다. 따라서 챔버가 포트와 소통되는 동안 포트의 개구면적은 넓어지며, 특히 챔버의 면적이 급격히 작아지는 끝부분의 개구면적을 상대적으로 넓게 하는데 유효하다.

설계의 주된 변수는 그루브의 폭  $l_1$ 과 포트의 위치를 결정하는  $\alpha_{e1}$ 이고, 다른 변수들은 제로터의 치형 설계 변수이거나  $l_1$ 과  $\alpha_{e1}$ 에 의해 결정되어진다.  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ 와  $\gamma_1$ 은 다음과 같다.

$$\sigma_1 = A \tan(\gamma_0 / x_0) \begin{cases} x_0 = (K^2 + G^2 - S^2) / 2K \\ y_0 = \sqrt{G^2 - x_0^2} \end{cases} \quad (5)$$

$$\sigma_2 = A \tan(\gamma_1 / x_1) \begin{cases} x_1 = \{K^2 + (G - l_1)^2 - S^2\} / 2K \\ y_1 = \sqrt{(G - l_1)^2 - x_1^2} \end{cases} \quad (6)$$

$$A'_{\text{sp}} = \begin{cases} 0 & (\alpha' < \sigma_2 - \alpha_{e1} + \gamma_1) \\ \frac{1}{2} \left\{ \frac{\alpha' - (\sigma_2 - \alpha_{e1} + \gamma_1)}{\sigma_1 - \sigma_2} \right\}^2 (G - l_1) \cdot l_1 (\sigma_1 - \sigma_2) & (\sigma_2 - \alpha_{e1} + \gamma_1 \leq \alpha' < \sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1) \\ \frac{1}{2} (G - l_1) \cdot l_1 (\sigma_1 - \sigma_2) + \frac{1}{2} (2Gl_1 - l_1^2) \{\alpha' - (\sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1)\} & (\sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1 \leq \alpha' < 2\sigma_2) \\ \frac{1}{2} (G - l_1) \cdot l_1 (\sigma_1 - \sigma_2) + \frac{1}{2} (2Gl_1 - l_1^2) \{2\sigma_2 - (\sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1)\} + \left\{ 1 - \left( 1 - \frac{\alpha' - 2\sigma_2}{2(\sigma_1 - \sigma_2)} \right)^2 \right\} Gl_1 (\sigma_1 - \sigma_2) & (2\sigma_2 \leq \alpha' < 2\sigma_1) \\ \frac{1}{2} Gl_1 (\sigma_1 + \sigma_2 + 2\alpha_{e1} - 2\gamma_1) - \frac{1}{2} l_1^2 (\sigma_2 + \alpha_{e1} + \gamma_1) & (2\sigma_1 \leq \alpha' \leq 2\pi / N) \end{cases}$$

$$A'_{\text{cl}} = \begin{cases} 0 & (\alpha' < 2\pi / N - \sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1) \\ \frac{1}{2} \left\{ \frac{\alpha' - (2\pi / N - \sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1)}{\sigma_1 - \sigma_2} \right\}^2 Gl_1 (\sigma_1 - \sigma_2) & (2\pi / N - \sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1 \leq \alpha' < 2\pi / N - \sigma_2 - \alpha_{e1} + \gamma_1) \\ \frac{1}{2} Gl_1 (\sigma_1 - \sigma_2) + \frac{1}{2} (2Gl_1 - l_1^2) \{\alpha' - (2\pi / N - \sigma_2 - \alpha_{e1} + \gamma_1)\} & (2\pi / N - \sigma_1 - \alpha_{e1} + \gamma_1 \leq \alpha' \leq 2\pi / N) \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= A \tan(y_{\beta_1} / x_{\beta_1}) \\ \begin{cases} x_{\beta_1} = K \cos(\alpha_{\beta_1}) - S \cdot (K \cos(\alpha_{\beta_1}) + R_1) / T_1 \\ y_{\beta_1} = K \sin(\alpha_{\beta_1}) - S \cdot (K \sin(\alpha_{\beta_1})) / T_1 \end{cases} & (7) \\ T_1 &= \sqrt{R_1^2 + K^2 + 2R_1K \cos(\alpha_{\beta_1})} \end{aligned}$$

여기서  $R_1 = N \cdot e$  은 외부 피치원의 반경이다. (Fig. 1) 챔버의 회전각에 대한 대한 흡입포트 그루브의 개구면적  $A_{\beta_1}$ 는 다음과 같이 유도된다.

$$A_{\beta_1} = A'_{\alpha'} - A'_c \quad (8)$$

여기서  $\alpha' = \alpha - \alpha_{\beta_1}$ 이다.

4.2 토출포트 설계

Fig. 9는 토출포트의 설계 변수들을 보여준다. 급격한 압력상승을 막기 위해서 흡입포트와 마찬가지로 기존의 포트에 그루브  $A^*B^*C^*D^*$ 부분을 추가하였다. 설계의 주된 변수는 폭  $l_2$ 와 포트의 위치를 결정하는  $\alpha_{\beta_2} = \alpha_{\beta_1} + 2\pi/N$ 이고,  $\sigma_3$ 과  $\gamma_2$ 는

$$\sigma_3 = A \tan(y_2 / x_2) \begin{cases} x_2 = \{K^2 + (G - l_2)^2 - S^2\} / 2K \\ y_2 = \sqrt{(G - l_2)^2 - x_2^2} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= A \tan(y_{\beta_2} / x_{\beta_2}) \\ \begin{cases} x_{\beta_2} = K \cos(\alpha_{\beta_2}) - S \cdot (K \cos(\alpha_{\beta_2}) + R_1) / T_2 \\ y_{\beta_2} = K \sin(\alpha_{\beta_2}) - S \cdot (K \sin(\alpha_{\beta_2})) / T_2 \end{cases} & (10) \\ T_2 &= \sqrt{R_1^2 + K^2 + 2R_1K \cos(\alpha_{\beta_2})} \end{aligned}$$

이며 다른 변수들은 흡입포트와 동일하다.

챔버의 위치에 대한 추가부분의 개구면적  $A_{\beta_2}$

$$\begin{aligned} A'_{\alpha'} &= \begin{cases} \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2) \cdot \alpha'' & (\alpha'' < \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_3) \\ \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2) \cdot \alpha'' - \frac{1}{2} \left\{ \frac{\alpha'' - (\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_3)}{\sigma_1 - \sigma_3} \right\}^2 (G - l_2) \cdot l_2 (\sigma_1 - \sigma_3) & (\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_3 \leq \alpha'' < \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_1) \\ \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2)(\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_1) - \frac{1}{2}(G - l_2) \cdot l_2 (\sigma_1 - \sigma_3) & (\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_1 \leq \alpha'' < 2\pi/N) \end{cases} \\ A'_d &= \begin{cases} 0 & (\alpha'' < 2\pi/N - 2\sigma_1) \\ \left\{ \frac{\alpha'' - 2\pi/N + 2\sigma_1}{2(\sigma_1 - \sigma_3)} \right\}^2 Gl_2 (\sigma_1 - \sigma_3) & (2\pi/N - 2\sigma_1 \leq \alpha'' < 2\pi/N - 2\sigma_3) \\ Gl_2 (\sigma_1 - \sigma_3) + \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2) \{ \alpha'' - (2\pi/N - 2\sigma_3) \} & (2\pi/N - 2\sigma_3 \leq \alpha'' < 2\pi/N + \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_1) \\ Gl_2 (\sigma_1 - \sigma_3) + \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2)(\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_1 + 2\sigma_3) + \frac{1}{2} \left\{ 1 - \left( 1 - \frac{\alpha'' - (2\pi/N + \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_1)}{\sigma_1 - \sigma_3} \right) \right\}^2 (G - l_2) l_2 (\sigma_1 - \sigma_3) & (2\pi/N + \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_1 \leq \alpha'' < 2\pi/N + \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_3) \\ \frac{1}{2}(2Gl_2 - l_2^2)(\gamma_2 - \alpha_{\beta_2} + \sigma_1) - \frac{1}{2}(G - l_2) l_2 (\sigma_1 - \sigma_3) & (2\pi/N + \gamma_2 - \alpha_{\beta_2} - \sigma_3 \leq \alpha'' < 2\pi/N) \end{cases} \end{aligned}$$

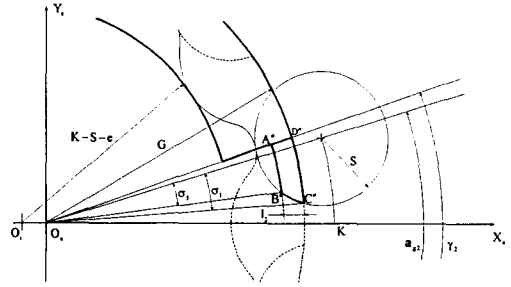


Fig. 9 Design parameters of the delivery port

는 다음과 같다.

$$A_{\beta_2} = A''_{\alpha''} - A''_d \quad (11)$$

여기서  $\alpha'' = \alpha + 2\pi/N - \alpha_{\beta_1}$ 이다.

5. 해석결과 및 고찰

그루브가 없는 경우 흡입포트가 닫히는 순간 급격한 압력하강이, 토출포트가 열리는 순간 급격한 압력상승이 발생하고(Fig. 7) 이러한 압력맥동은 캐비테이션 현상에 의한 소음 및 유체기구의 진동을 유발한다.

이 장에서는 포트의 기하학적 형상에 영향을 주는 변수인 그루브의 폭과 포트의 위치를 결정하는  $\alpha_{\beta_1}$ ,  $\alpha_{\beta_2}$ , 펌프의 작동 환경과 관계하는 변수인 토출부의 압력  $p_d$ 과 회전속도  $\omega$ 가 압력맥동에 미치는 영향에 대해 고찰한다.

5.1 흡입포트의 위치와 그루브 폭의 영향

Fig. 10은 흡입포트의 위치와 그루브 폭에 따른

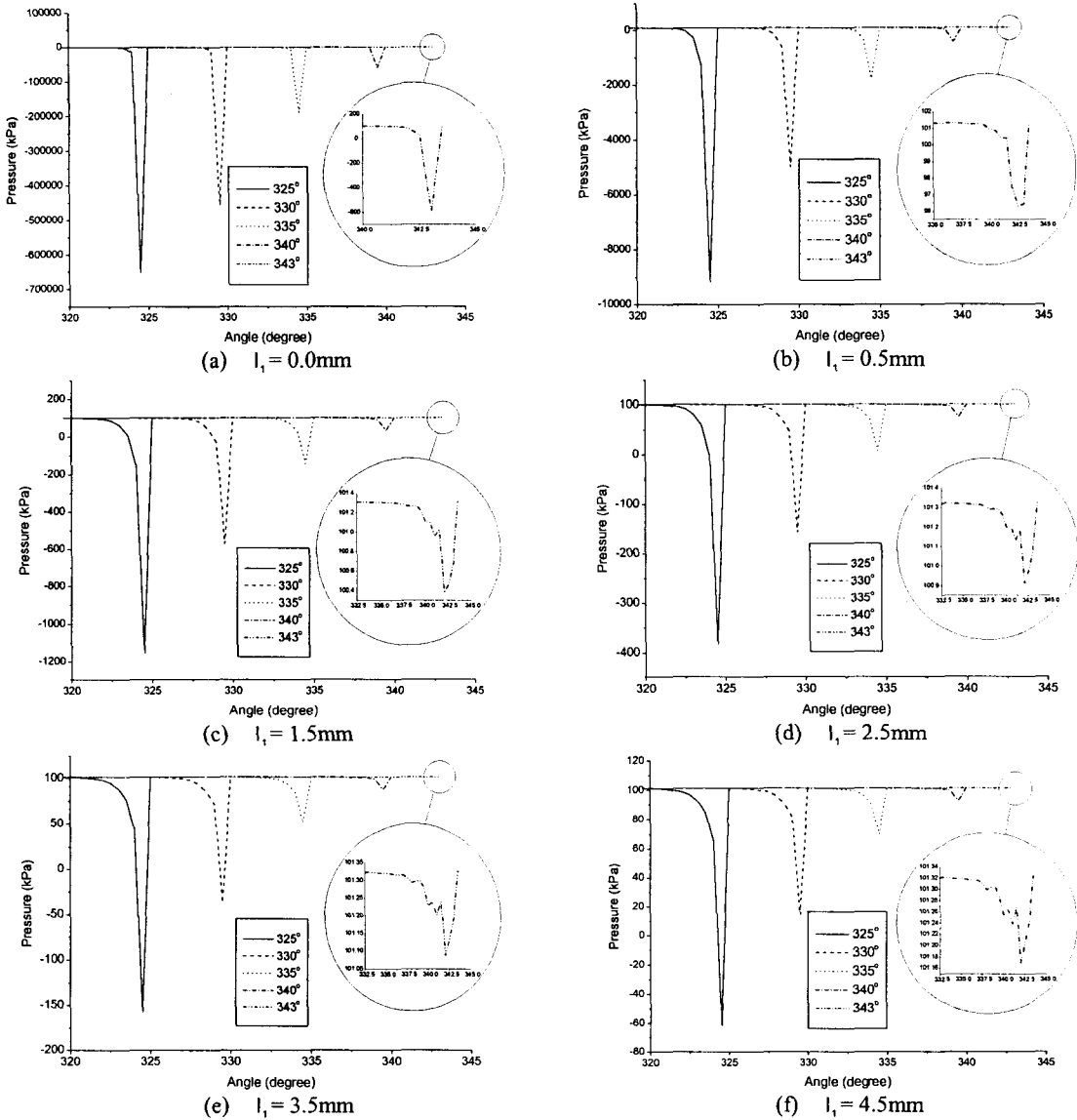


Fig. 10 Pressure pulsation for the width and position of the groove at the suction port

압력맥동 해석 결과를 보여주며, 그루브 폭의 변화에 무관하게 챔버의 체적이 최대가 되는 343.64°에 가까울수록 압력 언더shoot(undershoot)이 감소함을 알 수 있다. 이는 회전각에 대한 챔버의 체적변화율(Fig. 5)이 0에 가까울수록 압력맥동의 폭이 감소함을 의미하며, 식 (4)에서 오리피스 효과항이 체적변화율과 크게 관계 있음을 알 수 있다.

이 결과는 또한 그루브의 폭이 커질수록 언더shoot이 급격히 감소함을 보여준다. 압력맥동의 영향이 작아지는 343.64° 근처의 결과들을 보면 그루브가

없는 경우 압력하강이 대략 -600kPa까지 발생하는데 반해, 작은 폭의 그루브에도 언더shoot이 매우 감소함을 알 수 있다. 따라서 흡입포트의 그루브는 흡입포트가 닫히는 순간 발생하는 캐비테이션을 방지하는 역할을 담당한다는 점에서 작은 폭의 그루브 또한 그러한 역할을 충분히 할 수 있을 것으로 기대되므로 그루브의 설치가 매우 중요함을 알 수 있다. 또한 폭의 크기를 증가시킴으로써 진동과 소음을 유발하는 압력맥동을 줄일 수 있기 때문에 가능한 큰 폭의 그루브를 설치하는 것이 바람직하다. Fig. 12는 각 포트의 위치에서 최대

가능한 그루브 폭에 관한 정보를 주며, 이는 제로터의 형상에 관계한다.

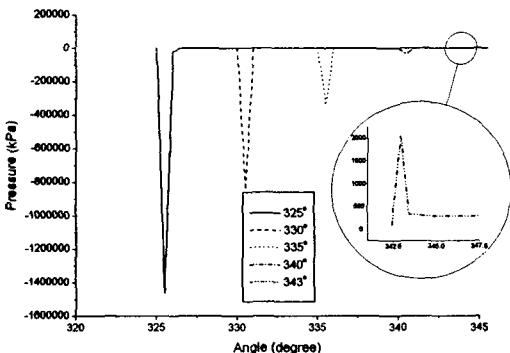
5.2 토출포트의 위치와 그루브 폭의 영향

Fig. 11 은 토출포트의 위치와 그루브 폭에 따른 압력맥동 해석결과를 나타낸다. 흡입포트와 마찬가지로 회전에 대한 챔버의 체적변화율이 0 에 가까운 즉, 챔버가 최대 체적이 되는 위치에 가까울수록 압력맥동이 감소함을 알 수 있다. 압력맥동에 관한 해석은 챔버의 체적이 증가하는 영역 즉, 챔버내로 작동유체가 흡입되는 영역에서 실시하였다. 챔버의 체적이 감소하는 상태에 있을 때 토출

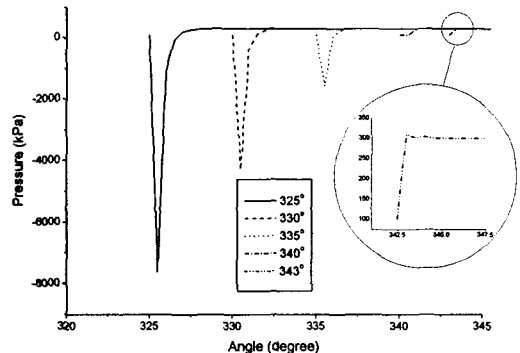
포트와 만난다면, 챔버의 체적이 최대가 되는 순간까지 흡입포트를 통해 유입되었던 작동유체가 체적의 감소로 인해 다시 흡입포트로 역류하게 되고 이는 토출유량 손실의 원인이 되므로 바람직하지 못하다. 또한 챔버의 체적이 증가하는 동안 토출구로부터 유입되는 토출부 압력의 작동유체가 압력에 미치는 영향을 살펴보기 위함이다.

그루브의 폭이 클수록 압력 언더슛(오버슛)이 현격히 감소할 뿐만 아니라, 완만한 압력상승이 가능한 포트위치의 영역도 넓어짐을 알 수 있다.

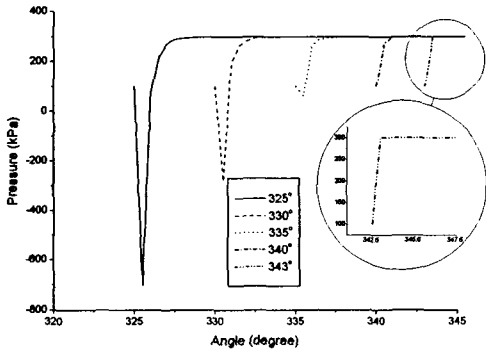
또한 Fig. 11(e)와 (f)를 통해 포트의 위치가 343.64° 에서 멀어질수록 토출부 압력까지의 압력



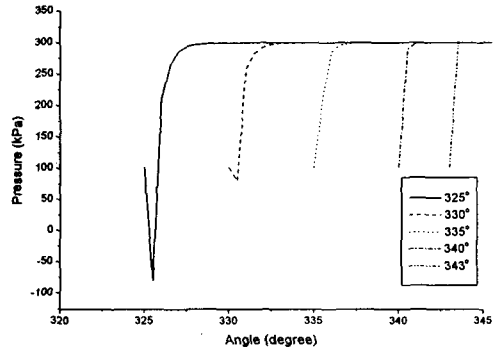
(a)  $l_2 = 0.0\text{mm}$



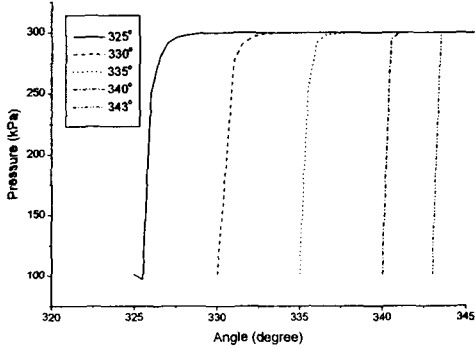
(b)  $l_2 = 0.5\text{mm}$



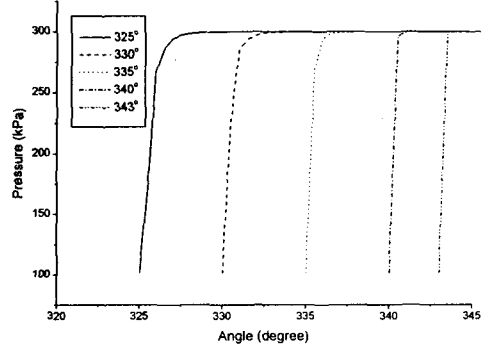
(c)  $l_2 = 1.5\text{mm}$



(d)  $l_2 = 2.5\text{mm}$



(e)  $l_2 = 3.5\text{mm}$



(f)  $l_2 = 4.5\text{mm}$

Fig. 11 Pressure pulsation for the width and position of the groove at the delivery port

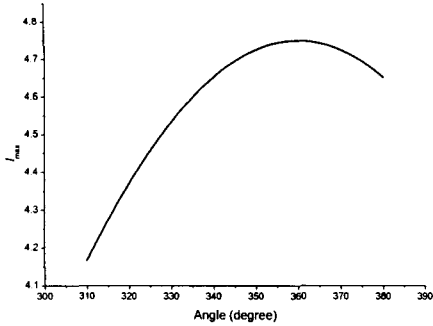


Fig. 12 Maximum of the groove width for angle

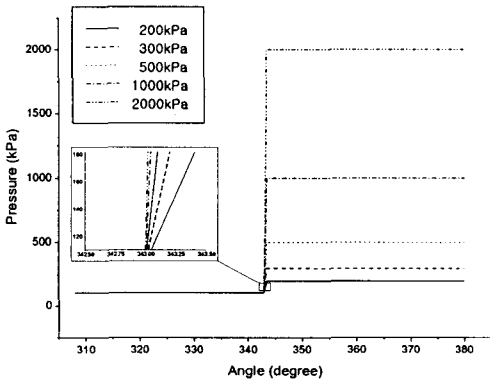


Fig. 13 Pressure pulsation for the delivery pressures

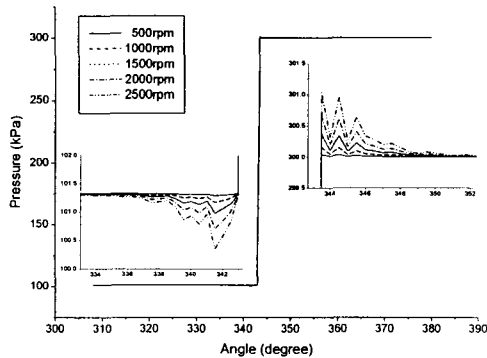


Fig. 14 Pressure pulsation for the rotational velocity

상승이 더욱 완만해짐을 볼 수 있다. 이는 체적이 증가하는 동안 토출포트로 부터 작동유체가 역류하여 챔버로 유입되나, 체적변화율의 감소로 인해 그 양이 점점 줄어들 뿐만 아니라 체적이 감소하면서 다시 토출포트로 서서히 작동유체를 토출하기 때문이다.

5.3 토출부 압력의 영향

Fig. 13 은 회전속도 1000rpm, 포트위치 343° 그

리고 흡입·토출포트 그루브의 폭이 모두 4.5mm 일 때 토출부 압력의 변화에 따른 압력맥동의 해석결과를 나타낸다. 토출부 압력 범위는 200 ~ 2000kPa (2~20bar)로 선정하였으나 그 변화에 무관하게 압력맥동이 거의 없다. 이는 식(4)의 오리피스 효과항이 토출부 압력에 무관하기 때문이며 따라서 본 논문에서 설계된 측판의 성능은 토출부의 압력에 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

5.4 회전속도의 영향

Fig. 14 는 토출부압 300kPa, 포트위치 343°, 모든 그루브의 폭이 4.5mm 일 때 제로터의 회전속도에 따른 압력맥동 해석결과이다. 회전속도의 범위는 500~2500rpm 으로 선정하였고, 회전속도가 커질수록 압력맥동은 커지나 최대 오버슈트와 언더슈트가 1kPa(0.01bar)이내로 무시 가능할 정도로 작다. 오리피스 효과항에 회전속도 성분이 있음에도  $dV/d\alpha$  가 거의 0 에 가까운 포트위치에서 해석함으로써 그 영향이 줄어들었음을 예상할 수 있다. 따라서  $dV/d\alpha$  에 관계하는 포트의 위치가 343.64° 에서 멀어질수록 회전속도의 영향은 커질 것으로 생각된다.

6. 결론

제로터의 하나의 챔버가 흡입포트를 나오는 순간 발생하는 압력하강과 토출포트를 들어가는 순간 발생하는 압력상승은 캐비테이션을 유발하거나 펌프의 운전을 방해하므로 이를 방지하기 위하여 측판의 형상을 개선하여 그루브를 설치하였다.

측판의 설계 변수인 그루브의 폭과 위치, 펌프의 작동 환경 변수인 토출부의 압력과 회전속도의 변화가 압력맥동에 미치는 영향을 이론적으로 해석하였으며, 다음과 같이 정리할 수 있다.

- (1) 그루브의 위치가 챔버의 회전에 대한 체적 변화율이 0 이 되는 즉, 체적이 최대가 되는 위치에 가까울수록 압력맥동이 현격히 줄어든다.
- (2) 그루브의 폭이 커질수록 챔버가 토출포트로 들어가거나, 흡입포트를 나오는 순간 포트의 개구 면적을 상대적으로 증가시키므로 압력맥동을 감소시킨다.
- (3) 토출부의 압력은 압력맥동에 영향을 미치지 않으며 이는 오리피스 효과항이 토출부압과 독립되어 있기 때문이다.
- (4) 회전속도가 빨라질수록 압력맥동이 커진다. 오리피스 효과항에 회전속도와 관련된 성분이 포함되나, 체적변화율이 0 에 가까운 위치에 그루브를 설치함으로써 그 영향을 감소시킬 수 있다.



본 논문에서 설계한 그루브의 깊이는 제로터의 두께와 동일하게 가정하였기 때문에 유체 관성력이 압력맥동에 미치는 영향을 고려하지 않았다. 이후 연구에서는 챔버 내의 압력이 흡입압력에서 토출압력으로 급격히 증가하는 현상을 방지하고, 더욱 안정된 압력상승을 유도하기 위해 그루브의 표면 형상과 깊이를 변화하여 유체 관성력이 압력 맥동 및 상승에 미치는 영향에 관하여 이론적 해석을 수행할 계획이다.

### 참고문헌

- (1) Colbourne, J. R., 1974, "The Geometry of Trochoid Envelopes and Their Application in Rotary Pumps," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 9, pp. 421~435.
- (2) Saegusa, Y., Urashima, K., Sugimoto, M., Onoda, M. and Koiso, T., 1984, "Development of Oil-Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape," *Transactions on Society of Automotive Engineers*, No. 840454.
- (3) Bearnd, J. E., Pennock, G. R. and Stanisc, M. M., 1989, "The Effects of the Design Parameters on the Generated Curvature and Displacement of Epitrochoidal Gerotor Pumps," *Transactions on Society of Automotive Engineers*, No. 891831.
- (4) Bearnd, J. E., Hall, A. S. and Soedel, W., 1987, "Hypotrochoidal Versus Epitrochoidal Gerotor Type Pumps with Special Attention to Volume Change Ratio and Size," *ASME Proceedings of Design Automation conference*, Boston, Mass.
- (5) Adam, G. P. and Bearnd, J. E., 1997, "Comparison of Helical and Skewed Axis Gerotor Pumps," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 32, No. 6, pp. 729~742.
- (6) Demenego, A., Vecchiato, D., Litvin, F. L., Nervegan, N. and Mancó, S., 2002, "Design and Simulation of Meshing of a Cycloidal Pump," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 37, No. 3, pp. 311~332.
- (7) Litvin, F. L. and Feng, P. H., 1996, "Computerized Design and Generation of Cycloidal Gearings," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 31, No. 7, pp. 891~911.
- (8) Chen, C. K. and Yang, S. C., 2000, "Geometry Modeling for Cylindrical and Helical Gear Pumps with Circular Arc Teeth," *Journal of Mechanical Engineering Science(Part C)*, Vol. 214, No. 4, pp. 599~607.
- (9) Mancó, S., Nervegna, N., Rundo, M., Armenio, G., Pachetti, C. and Trichilo, R., 1998, "Gerotor Lubrication Oil Pump for IC Engines," *Transactions on Society of Engineers*, No. 982689.
- (10) Gamez-Montero, P. J. and Codina, Maciá E., 2000, "Fluid Dynamic Behaviour of an Internal Rotary Pump Generated by Trochoidal Profiles," *Proceeding of 1<sup>st</sup> FPNI-PhD Symposium*, Hamburg, pp. 33~47.
- (11) Manfred, C. and Adam, L., 2001, "Distribution of Loads in Cycloidal Planetary Gear(CYCLO) Including Modification of Equidistant," *16<sup>th</sup> European Mechanical Dynamics User Conference*, Berchtesgaden.
- (12) Kim, D. I., Ahn, H. S. and Choi, D. H., 2000, "Stress Analysis of Epitrochoidal Gerotor for Hydraulic Motor," *Journal of KSME*, Vol. 24, No. 4, pp. 963~971.
- (13) Kim, K. D., Cho, M. R., Han, D. C., Choi, S. J. and Moon, H. J., 1998, "A Study on the Role of Notch and Radius Reduction Ratio in the Balanced Type Vane Pump," *Journal of KSME*, Vol. 15, No. 1, pp. 87~93.
- (14) Kim, K. D., Cho, M. R., Han, D. C., Choi, S. H. and Jang, J. S., 1998, "An Analytical Study on the Pressure Ripples in a Positive Displacement Vane Pump," *Journal of KSME*, Vol. 22, No. 11, pp. 1964~1998.
- (15) Harrison, A. M. and Edge, K. A., 2000, "Reduction of Axial Piston Pump Pressure Ripple," *Journal of Systems and Control Engineering(Part 1)*, Vol. 214, No. 1, pp. 53~63.
- (16) Manring, N. D., 2000, "The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 122, No. 2, pp. 263~268.