

유압모터에 사용되는 제로터의 설계 및 해석

이성철 · 이성남*

한국과학기술연구원 기전연구부, *신진정밀

Design and Analysis of Gerotor for Hydraulic Motors

Sung-Chul Lee and Sung-Nam Lee*

Division of Mechanical Control Systems, KIST
*Sinjin Precision Co.

Abstract—The analytical design method of gerotor profile, based on an envelope of a family of curves, is proposed. Analysis to calculate the flow rate and the torque capacity of a gerotor set are presented. The influence of the circular tooth radius and the amount of eccentricity on the configuration of a gerotor has been explored in this paper. The variation of the inlet volume and the fluctuation of the generated torque are also analyzed.

1. 서 론

제로터(gerotor)는 구조가 간단하고 소형이기 때문에 이를 이용한 유압모터 및 펌프가 각종 유압 시스템에 널리 사용되고 있다. 제로터의 아우터 로터(outer rotor) 치형은 설계자가 결정하며, 인너 로터(inner rotor)의 치형은 아우터 로터의 치형으로부터 생성된 곡선이 된다. 일반적으로 아우터 로터의 치형으로는 원호가 사용되며, 이 때의 인너 로터 치형은 트로코이드(trochoid) 곡선이 된다.

제로터의 설계와 관련해서는 다음과 같은 문헌들이 발표되어 있다. Colbourne[1,2]은 인너 로터와 아우터 로터의 접촉을 시뮬레이션 하여 인너 로터 치형의 좌표를 구하고 인너 로터와 아우터 로터의 치형곡선으로 폐쇄되는 챔버에서의 면적을 계산하였다. Saegusa 등[3]은 인너 로터를 고정시키고 아우터 로터를 회전시켜 아우터 로터의 치형인 원호의 중심에 대한 궤적을 구하고, 인너 로터와 아우터 로터의 물림 특성으로부터 인너 로터의 치형을 구하는 식을 유도하였다. 최근 Tsay[4,5]는 절삭과정을 시뮬레이션 하여 인너 로터의 치형을 구하는 방법을 발표하였다. 그러나 현재까지 발표되어 있는 식들은 수치적으로 매우 복잡하여 쉽게 활용하기 어려우며, 결과식들에 도입되어 있는 변수의 물리적 의미가 명확하지 않다.

본 논문에서는 곡선 족(family of curves)의 특성을

이용하여 인너 로터의 치형에 대한 식을 유도하고 유압모터용 제로터를 대상으로 유량 및 토오크 계산 등의 특성해석 방법을 새로이 정립하고자 한다.

2. 제로터의 치형설계제

로터는 Fig. 1에 도시되어 있는 바와 같이 아우터 로터와 인너 로터로 구성되어 있으며, 유압모터에 사용되는 경우 인너 로터는 드라이버를 통해 출력축과 연결된다. 출력축 외주부에는 슬롯이 가공되어 있어 회전밸브 기능을 하며, 하우징에 가공된 유로를 통해 단면적이 증가하는 단계에 있는 챔버에는 작동유가 공급되고 단면적이 감소되는 챔버에서는 작동유가 탱크로 유출된다. 따라서 인너 로터에서는 압력이 불균형 상태가 되어 인너 로터를 자전시키는 회전력이 발생되며, 이 회전력은 스플라인에 연결된 드라이버를 통해 출력축에 전달된다.

아우터 로터의 중심에서 원호치형의 중심까지의 거리를 r_1 , 원호치형의 반경을 r_2 , 아우터 로터의 잇수를 n 이라 하고 편심량을 e 라 한다. 인너 로터의 잇수 m 은 아우터 로터의 잇수보다 한개 적은 것이 일반적으로 $m=n-1$ 이 된다. 이상과 같이 제로터의 기본 설계제원이 주어지면 인너 로터의 치형은 다음과 같이 설계된다.

제로터에서 인너 로터를 고정시키고 아우터 로터를

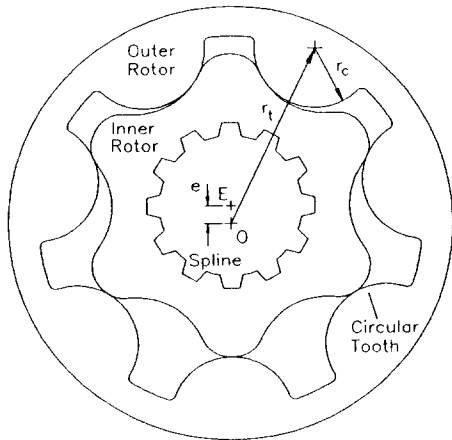


Fig. 1. Schematic view of gerotor.

회전 시키면 아우터 로터의 원호치형 곡선이 이루는 포락선(envelope)이 인너 로터의 치형이 된다. 기하학적인 측면에서 보면 원호치형 중심의 궤적은 Fig. 2에 도시한 바와 같이 반경이 r_g 인 기초원(base circle) 위에 반경이 r_h 인 굴름원(rolling circle)이 굴러갈 때 굴름원 중심에서 e 만큼 편심되어 있는 T점의 궤적이 된다. 기초원 및 굴름원 반경은 설계제원과 T점의 궤적곡선이 닫혀져야 한다는 조건으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$r_g = \frac{m}{n} r_t \tag{1}$$

$$r_h = \frac{1}{n} r_t \tag{2}$$

그리고 원호치형의 중심에 해당하는 T점의 궤적은 다음과 같이 나타내진다

$$\mathbf{r}_T = (r_t \sin \theta + e \sin n\theta) \mathbf{i} + (r_t \cos \theta + e \cos n\theta) \mathbf{j} \tag{3}$$

T점의 궤적상에 중심을 두고 반경이 r_c 인 궤적원(locus circle)을 무수히 많이 그릴 수 있는데 이 궤적원들은 다음 식과 같은 곡선 족(family of curves)으로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{r}_c(\theta, \phi) = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \tag{4}$$

여기서

$$\begin{aligned} u &= -r_c \sin \phi + r_t \sin \theta + e \sin n\theta \\ v &= -r_c \cos \phi + r_t \cos \theta + e \sin n\theta \end{aligned} \tag{5}$$

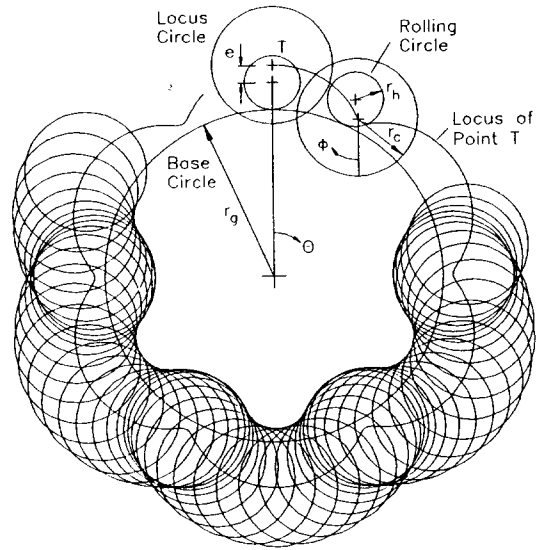


Fig. 2. Generation of inner rotor.

이 식에서 ϕ 는 궤적원에서의 각도를 나타내며, 수직전개의 편의를 위하여 Fig. 2에 도시한 바와 같이 $3\pi/2$ 되는 위치를 기준으로 하고 시계방향의 각을 (+)로 잡는다. 인너 로터는 이 곡선 족의 포락선이 되므로 다음 식이 만족되어야 한다[6].

$$\frac{\partial \mathbf{r}_F}{\partial \theta} \times \frac{\partial \mathbf{r}_F}{\partial \phi} = \mathbf{0} \tag{6}$$

식 (4)를 식 (6)에 대입하여 ϕ 를 θ 의 함수로 구하면 다음과 같이 인너 로터의 치형에 대한 곡선식이 구해진다.

$$\mathbf{r}(\theta) = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \tag{7}$$

여기서 u, v 는 식 (5)와 동일하며, ϕ 는 다음과 같다.

$$\phi(\theta) = \tan^{-1} \frac{r_t \sin \theta + e \sin n\theta}{r_t \cos \theta + e \sin n\theta} \tag{8}$$

식 (7)은 Colbourne[2]이 발표한 식과 유사하나 Colbourne의 식에 사용된 변수는 기하학적 의미가 명확하지 않다. 그러나 본 연구의 식에서 ϕ 는 아우터 로터의 원호치형이 인너 로터와 만나는 점으로 각 궤적원에서 포락선을 구성하게 되는 점의 각도를 나타내며, θ 는 인너 로터의 자전각과 직접적인 관계에 있다. 따라서 식 (7)을 사용하면 제로터의 특성해석이 보다 간편해진다.

3. 유량 및 부하용량 계산

제로터의 아우터 로터는 고정되어 있으며 인너 로터가 공전과 자전을 한다. 따라서 좌표계는 Fig. 3에 도시한 바와 같이 아우터 로터의 중심 O를 원점으로 잡으며, 인너 로터의 중심 E가 y축 상에 있을 때를 초기상태로 한다. 그리고 인너 로터의 시계방향 자전을 양으로 하고 초기상태에서 단면적이 최소가 되는 챔버 G₁을 기준챔버라 부르기로 한다.

3-1. 피치점과 접촉점

제로터의 인너 로터 치형은 아우터 로터의 치형으로부터 창성되기 때문에 제로터는 기어의 물음법칙을 만족하며, 특수치형을 갖는 내치차로 간주된다. 기어의 설계식을 활용하면 인너 로터와 아우터 로터의 피치원 반경 r₁, r₂는 다음과 같이 계산된다[7].

$$r_1 = me, r_2 = ne \tag{9}$$

초기상태에서 인너 로터가 시계방향으로 θ_w 자전하면 인너 로터의 중심 E는 반시계방향으로 mθ_w 회전한다. 따라서 인너 로터의 중심점 E(x_e, y_e)의 운동은 다음 식으로 나타내진다.

$$x_e = -e \sin m\theta_w, y_e = e \cos m\theta_w \tag{10}$$

그리고 피치점은 아우터 로터와 인너 로터의 중심을 지나는 선상에 위치하므로 피치점 P(x_p, y_p)의 위치는 다음과 같이 구해진다.

$$x_p = -r_2 \sin m\theta_w, y_p = r_2 \cos m\theta_w \tag{11}$$

실제 가공시에는 제로터의 원활한 운동을 위하여 틈새를 주지만 본 연구에서는 이상적인 제로터로 가정하여 모든 치가 서로 접촉하는 경우를 대상으로 한다. 각 치에서의 접촉점은 아우터 로터의 원호치형 중심점에서 피치점에 직선을 그었을 때 직선과 원호치형이 만나는 점이 되므로 피치점의 위치를 알면 각 치에서의 접촉점을 계산할 수 있다.

3-2. 챔버의 단면적과 유량

챔버의 단면적은 다음과 같은 방법으로 계산된다. Fig. 3에서 EC₀C₁E의 폐곡선으로 구성되는 인너 로터 부분의 단면적은 다음과 같이 계산된다[6].

$$A_I = -\frac{1}{2} \int_{\theta_0}^{\theta_1} (uv' - u'v) d\theta \tag{12}$$

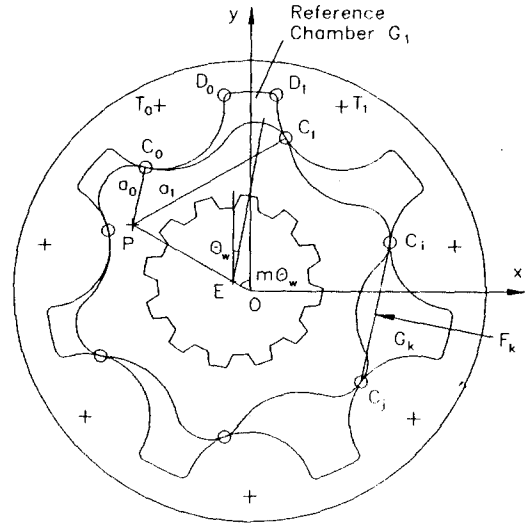


Fig. 3. Gerotor in mesh.

여기서

$$\begin{aligned} u' &= -r_c \phi' \cos \phi + r_i \cos \theta + e \cos n\theta \\ v' &= r_c \phi' \sin \phi - r_i \sin \theta - e \sin n\theta \\ \phi' &= \frac{r_i^2 + e^2 n^3 + r_i e n(n+1) \cos(n-1)\theta}{r_i^2 + e^2 n^2 + 2r_i e \cos(n-1)\theta} \end{aligned} \tag{13}$$

그리고 경계구간 θ₀, θ₁은 치형 창성시 포락선에 위치한 점이 C₀, C₁에 해당하는 각도가 된다. 인너 로터가 θ_w 자전했을 때 기준챔버에 대한 경계구간은 다음과 같다.

$$\theta_0 = -\frac{\pi}{n} - \theta_w, \theta_1 = \frac{\pi}{n} - \theta_w \tag{14}$$

식 (12)의 적분식은 복잡하지만 함수가 연속이고 특이점이 없기 때문에 수치적분으로 해를 구하는데 어려움이 없다.

한편, Fig. 3에서 OC₀D₀C₁O의 폐곡선으로 구성되는 아우터 로터의 단면적은 계산하기 편리하게 적당한 구간별로 구분하여 계산하면 된다. 본 연구에서는 부채꼴 OD₀D₁과 삼각형 OT₀D₀ 및 OT₁D₁의 면적을 구한 후 기타 부분의 면적을 계산하여 가감하는 방법으로 단면적을 계산하였으며, 최종적으로 다음과 같은 식을 얻었다.

$$A_O = \pi r_c^2 / n - r_c^2 \beta - (r_c^2 \gamma - r_i r_c \sin \gamma) \tag{15}$$

$$-\frac{1}{2} r_c^2 \alpha_0 + \frac{1}{2} r_t r_c \sin \alpha_0 + \frac{1}{2} r_c^2 \alpha_1 - \frac{1}{2} r_t r_c \sin \alpha_1$$

여기서,

$$\alpha_0 = \phi(\theta_0) + \left(\frac{\pi}{n} + \theta_w \right)$$

$$\alpha_1 = \phi(\theta_1) - \left(\frac{\pi}{n} - \theta_w \right)$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{r_c^2 + r_t^2 - r_f^2}{2r_c r_t}$$

$$\rho = \cos^{-1} \frac{r_f^2 + r_t^2 - r_c^2}{2r_f r_t}$$

$$r_f = \text{rad. of root circle of outer rotor} \quad (16)$$

그리고 각도 β 의 구간은 $[0, 2\pi]$ 로 한다.

따라서 Fig. 3에서 $C_0D_0D_1C_1C_0$ 의 폐곡선으로 구성되는 챔버의 단면적 A_c 는 식 (15)에서 식 (12)를 빼고 ΔOEC_0 와 ΔOEC_1 에 의해 가감되는 면적을 고려하면 된다.

$$A_c = A_0 - A_f - \frac{1}{2} e \frac{r_t}{r_2} a_0 \sin \alpha_0 + \frac{1}{2} e \frac{r_t}{r_2} a_1 \sin \alpha_1 \quad (17)$$

여기서 a_0 와 a_1 는 각각 피치점 P에서 C_0 와 C_1 까지의 거리이다.

임의의 챔버 G_k 에서는 기준챔버 G_1 과의 위상차를 고려하여 다음과 같이 경계구간을 잡고 마찬가지로 계산하면 된다.

$$\theta_0 = -\frac{\pi}{n} - \left[\theta_w + \frac{2\pi}{mn} (k-1) \right]$$

$$\theta_1 = \frac{\pi}{n} - \left[\theta_w + \frac{2\pi}{mn} (k-1) \right] \quad (18)$$

기준챔버에서는 초기상태 즉, $\theta_w = 0$ 에서 단면적이 최소이며, 인너 로터가 $\theta_w = \pi/m$ 회전하였을 때 단면적이 최대가 된다. 최대 단면적과 최소 단면적의 차를 A_D 라 하고 모든 챔버에서 작동유의 유입과 유출을 고려하면 인너 로터 1회전에 대한 유량 q 는 다음과 같이 계산된다.

$$q = A_D n m t \times 10^{-3} \text{ cm}^3/\text{rev} \quad (19)$$

여기서 t 는 제로터의 두께이다.

Table 1. The state of the reference chamber for the rotation of inner rotor

Rotation angle of inner rotor	Volume	Operating state	Pressure (kgf/cm ²)
0	Min.	Transient	p_b
$(0, \pi/m)$	Increase	Pressure	p_w
π/m	Max.	Transient	p_w
$(\pi/m, 2\pi/m)$	Decrease	Tank or return	p_b
$2\pi/m$	Min.	Transient	p_b

m = number of inner rotor teeth

p_b = back pressure, p_w = working pressure

3-3. 부하용량

인너 로터의 회전에 따라서 기준챔버의 작동상태는 Table 1과 같이 변화된다. 초기상태 즉, $\theta_w = 0$ 에서 유로는 폐쇄되어 있다가 인너 로터가 회전하면 작동유 공급라인과 연결되어 챔버에 작동유가 유입된다. 이때 챔버의 단면적은 증가 상태가 된다. $\theta_w = \pi/m$ 에서 순간적으로 유로가 다시 폐쇄되었다가 회전이 진행되면 탱크와 유로가 연결되어 챔버내에 있는 작동유의 유출이 이루어진다. 이때 단면적은 감소상태가 된다. $\theta_w = 2\pi/m$ 은 인너로터가 한 잇수 회전한 상태로 챔버는 초기상태와 동일해진다.

챔버의 작동상태는 출력축의 회전에 따라 형성되는 유로에 의해 결정된다. 일반적으로 유압모터에서는 출력축 외주부를 슬롯(slot) 형태로 가공하고 출력축 회전에 따라 슬롯과 하우징에 가공되어 있는 홀(hole)이 겹쳐지게 함으로써 챔버의 유로를 형성시킨다. 슬롯과 홀이 겹쳐지는 정도에 따라서 오리피스 저항이 다르기 때문에 엄밀하게 보면 같은 작동상태에 있는 챔버라도 압력이 다르지만 여기서는 이를 무시하고 같은 작동상태에 있는 챔버에서의 압력은 동일하다고 가정한다. 그리고 챔버내에서의 압력은 일정하다고 가정하며, 작동유의 누설 및 접촉부에서 발생하는 마찰력은 무시하기로 한다.

유량과 작동압이 결정되면 유압모터의 이론 토오크 T_{th} 는 작동유의 동력과 기계적 동력이 같다고 가정하여 다음과 같이 계산하고 있다[8].

$$T_{th} = \frac{q \Delta p}{2\pi} \times 10^{-2} \text{ kgf} \cdot \text{m} \quad (20)$$

여기서 Δp 는 유효압력이다. 본 논문에서는 토오크의 변동 특성을 상세히 살펴보기 위해서 인너 로터가 받는 하중으로부터 토오크를 계산한다. 챔버에서 인너

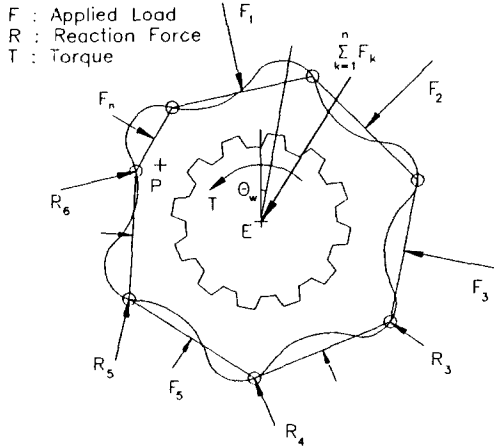


Fig. 4. Freebody diagram of inner rotor.

로터에 가해지는 하중은 Fig.3에 도시한 바와 같이 두 접촉점을 지나는 평면상에 투상된 면적에 유압이 작용하는 것으로 계산하면 된다. 챔버 G_k 에서 접촉점 C_i, C_j 의 좌표를 각각 (x_i, y_i) 와 (x_j, y_j) 라 하면 인너 로터에 가해지는 하중 F_k 는 다음과 같이 계산된다.

$$F_k = p t \rho_{ij} \quad (21)$$

여기서

$$\rho_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2} \quad (22)$$

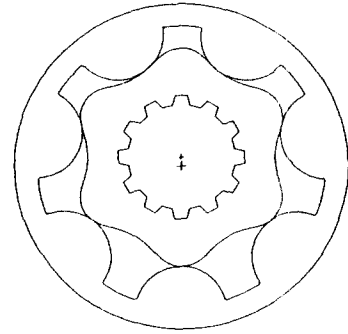
그리고 압력 p 는 챔버의 작동상태에 따라 Table 1에 제시되어 있는 바와 같이 작동압 또는 배압으로 결정된다.

인너 로터에 작용하는 힘의 평형도는 Fig.4와 같으며 스플라인에서 받는 토오르크와 인너 로터와 아우터 로터의 접촉점에서의 반력이 미지가 된다. 그러나 접촉점에서의 마찰력을 무시하면 접촉점에서의 반력은 피치점을 지나게 되므로 피치점을 중심으로 모멘트 평형식을 세우면 토오르크만 미지변수로 남게되어 토오르크를 계산할 수 있다. 챔버 G_k 에서 인너 로터가 받는 하중 F_k 가 피치점에 기여하는 토오르크는 다음과 같다.

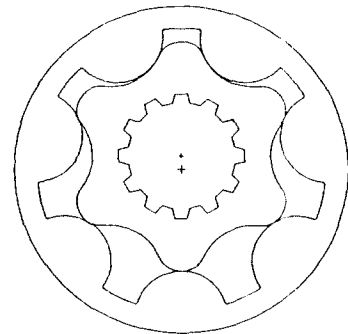
$$T_k = \frac{F_k}{2\rho_{ij}} \quad (23)$$

$$[(y_j - y_i)(y_j + y_i - 2y_p) + (x_j - x_i)(x_j + x_i - 2x_p)]$$

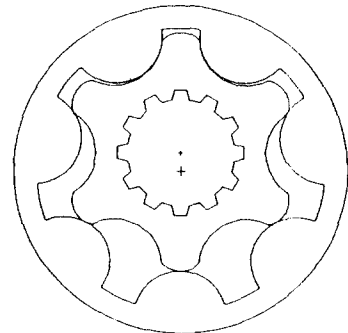
따라서 스플라인에 작용하는 토오르크 즉, 출력 토오르크는 다음과 같이 계산된다.



(a) $e = 2.0$



(b) $e = 3.0$



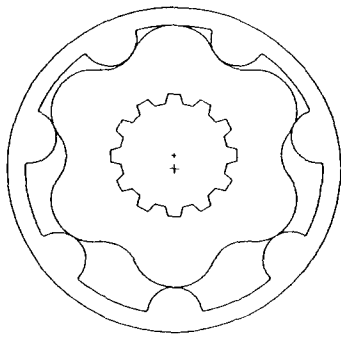
(c) $e = 4.0$

Fig. 5. Configuration of gerotors: $r_i=32.5, r_c=10.0$

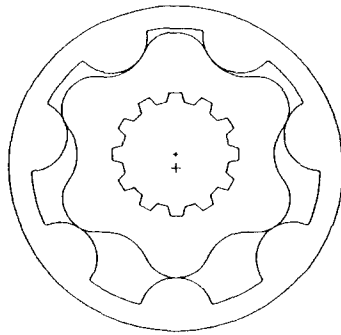
$$T = \sum_{k=1}^n T_k \quad (24)$$

4. 특성해석

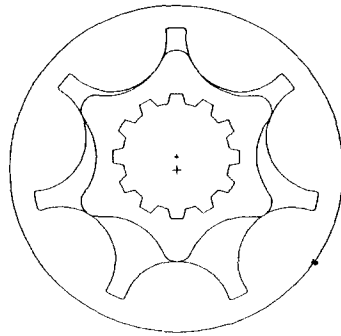
제로터의 기본 설계제원에서 아우터 로터의 중심과 원호치형 중심과의 거리를 $r_i=32.5$, 아우터 로터의



(a) $r_c = 6.0$



(b) $r_c = 8.0$



(c) $r_c = 12.0$

Fig. 6. Configuration of gerotors: $r_i=32.5$, $e=3.0$

잇수를 $n=7$ 그리고 인너 로터의 잇수를 $m=6$ 으로 일정하게 하고 원호치형 반경 r_c 와 편심량 e 의 변화에 따른 특성을 살펴본다. 계산시 제로터의 두께는 $r_i=10$ 으로 하였으며, 작동유 압력은 $p_w=120 \text{ kgf/cm}^2$, 배압은 $p_b=5 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 설정하였다.

Fig. 5는 $r_c=10$ 일 때의 편심량 변화에 따른 제로

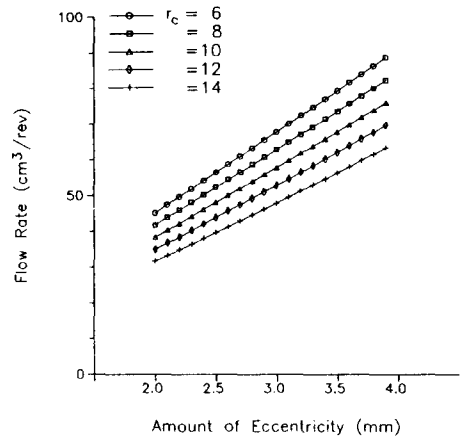


Fig. 7. Variation of flow rate for different values of the eccentric.

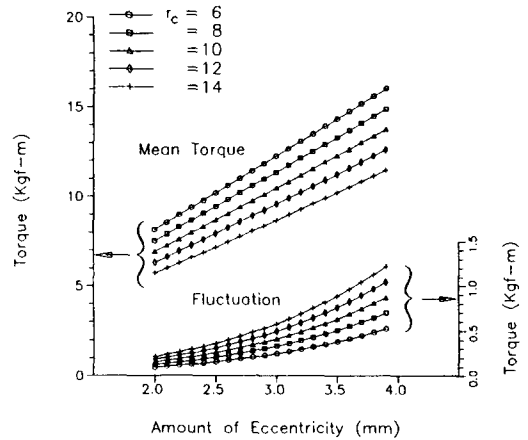


Fig. 8. Variation of torque for different values of the eccentric.

터의 형상을 도시한 것이다. 아우터 로터의 형상은 r_i , r_c 와 m 이 주어지면 결정되기 때문에 아우터 로터의 형상은 편심량과 무관하고 인너 로터만 편심량에 따라 형상이 달라진다. 인너 로터의 이끝원과 이뿌리원 반경의 차는 $2e$ 로 편심량이 증가하면 인너 로터에서 이높이가 커지고 이끝부분에서는 곡률이 급격히 변하게 된다. Fig. 6은 동일 편심량에서 r_c 의 변화에 따른 제로터의 형상이다. 이 경우는 인너 로터의 치형설계 과정에서 원호치형 중심의 궤적이 같고 궤적원 반경만 다른 경우로 생성되는 인너 로터는 등거리 곡선이 되며, 원호치형 반경이 적어지면 인너 로터의 크기가 커진다.

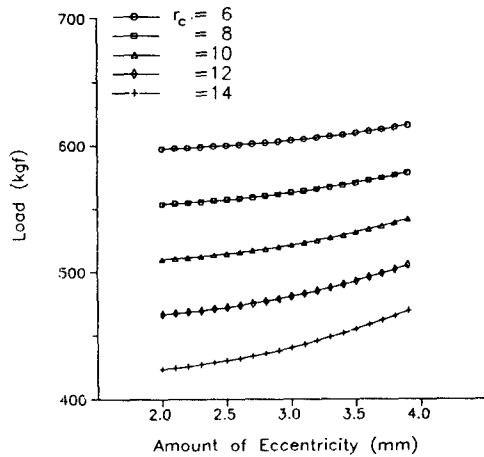


Fig. 9. Applied load on the inner rotor with different values of.

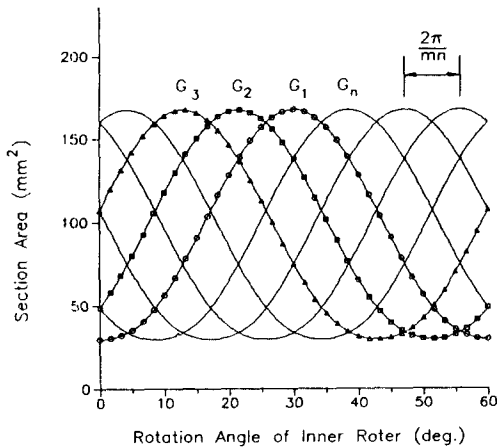


Fig. 10. Variation of chamber areas for the rotation of inner rotor.

원호치형 반경과 편심량에 따른 유량 변화는 Fig. 7 과 같다. 유량은 원호치형 반경에 반비례 하고 편심 량에 비례하며, 이들의 관계는 거의 선형적인 특성을 보이고 있다. 토오크에 대한 계산 결과는 Fig. 8과 같다. 토오크는 인너 로터의 회전각에 따라 변화된다. 그림에서 평균 토오크(mean torque)는 기준챔버의 단면적이 최소일 때의 토오크와 최대일 때의 토오크를 계산해서 평균값을 취한 것이며, 두 토오크 값의 차를 변동 토오크(fluctuation torque)로 나타내었다. 이론 토오크에 대한 식 (20)을 살펴보면 유량과 토오크는 선형적으로 비례함을 알 수 있는데 토오크 계산 결과에서도 선형적 비례 관계를 보이고 있다. 그리고

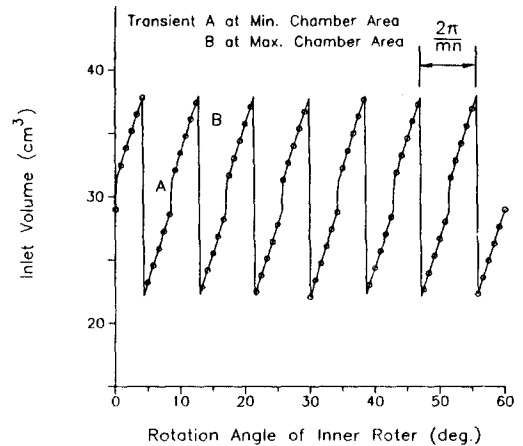


Fig. 11. Variation of flow inlet volume for the rotation of inner rotor.

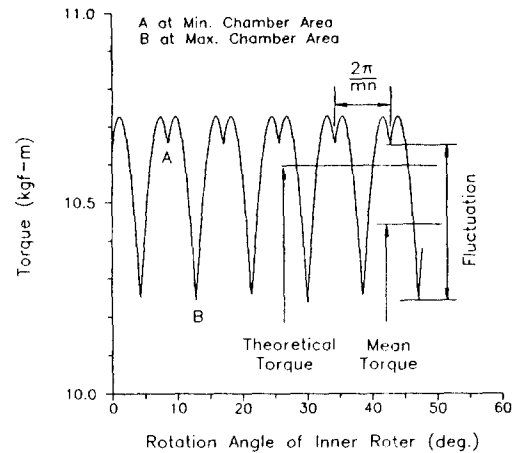


Fig. 12. Variation of torque for the rotation of inner rotor.

계산 토오크와 이론 토오크의 오차는 약 2%정도로 두 결과가 거의 일치하고 있다. 계산범위에서 변동 토오크는 평균 토오크의 약 10%까지 나타나고 있으나 실제 설계 가능한 제원의 범위에서는 약 3~5% 정도의 값을 갖는다. 변동 토오크는 원호치형 반경과 편심량이 커지면 증가되는 것을 볼 수 있는데 그 이유는 챔버에서 아우터 로터와 인너 로터의 두 접촉점 길이 변화 즉, 인너 로터에 작용하는 하중 변화가 커지기 때문이다.

유량과 토오크 측면에서 보면 원호치형 반경은 적고 편심량이 큰 것이 바람직해 보이나 편심량이 커지면 토오크 변동이 증가되고 인너 로터의 치형에서 곡률

변화가 심해지는 단점이 있다. 그리고 원호치형 반경을 줄이면 Fig. 9에 제시한 바와 같이 인너 로터에 작용하는 하중이 커져서 큰 접촉력이 작용하게 되며, 인너 로터의 크기가 커져서 접촉점에서 미끄럼 속도가 증가되는 단점이 있다.

다음에는 앞에서의 기본제원에 원호치형의 반경 $r_c=10$, 편심량 $e=3.0$ 인 제로터를 대상으로 챔버의 유입용적 변화와 토오크 변동 특성을 살펴본다. 이 제로터의 유량은 $57.89 \text{ cm}^3/\text{rev}$, 평균 토오크는 $10.44 \text{ kgf}\cdot\text{m}$, 변동 토오크는 평균 토오크의 3.9%이며, 인너 로터에 가해지는 평균 하중은 520 kgf 로 계산되었다. 그리고 식 (20)으로 계산한 이론 토오크는 $10.59 \text{ kgf}\cdot\text{m}$ 로 평균 토오크 값과 거의 일치하고 있다.

인너 로터의 회전에 따른 각 챔버의 단면적 변화는 Fig. 10과 같다. 챔버의 단면적 변화주기는 $2\pi/m$ 이지만 인접한 두 챔버간의 위상차는 $2\pi/mn$ 이므로 인너 로터가 챔버의 위상각 만큼 회전하면 제로터 전체의 측면에서는 같은 물림 형상이 반복된다. 따라서 작동유가 유입되는 챔버의 용적과 토오크의 변동주기는 $2\pi/mn$ 이 된다.

Fig. 11과 12는 작동유 유입용적과 토오크 변동에 대한 계산결과이다. 인너 로터 회전에 따른 유입용적 변화를 살펴보면 두 종류의 천이점이 나타나는데 천이점 A는 챔버중의 하나가 단면적이 최소상태를 통과하면서 챔버상태가 유출에서 유입으로 바뀌는 과정에서 발생되며, 천이점 B는 단면적 최대상태를 지나면서 유입에서 유출로 바뀌는 과정에서 발생된다. 토오크는 챔버의 단면적이 최소인 상태에서 약간 회전하였을 때 최대가 되며, 단면적이 최대가 될 때 토오크는 최소가 된다.

5. 결 론

인너 로터를 고정하고 아우터 로터를 회전하였을 때 아우터 로터의 치형인 원호곡선이 형성하는 곡선 축으로부터 인너 로터 형상을 구하는 설계방법과 유량 및 토오크 계산방법을 정립하였다. 본 연구에서 제안한 인너 로터의 치형 곡선식은 모든 변수의 물리적 의미가 명확하고, 특히 유량을 계산하는데 매우 유용하게 사용된다.

본 연구에서 정립한 제로터 설계방법 및 해석방법

으로 아우터 로터의 원호치형 반경과 편심량을 변수로 하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유량과 토오크는 원호치형 반경에 반비례하며, 편심량에 비례하고 이들의 관계는 선형적이다.

(2) 본 연구의 계산 토오크는 이론 토오크와 거의 일치한다. 제로터 구조상 토오크의 변동은 불가피하게 발생되며, 그 크기는 평균 토오크의 약 3~5% 정도이다.

(3) 유량과 토오크를 증대 시키기 위하여 편심량을 크게하면 토오크 변동이 증가하고 인너 로터 치형의 곡률변화가 심해지며, 원호치형 반경을 줄이면 인너 로터에 작용하는 하중과 접촉점에서 미끄럼 속도가 증가한다.

후 기

이 연구는 과학기술처 지원으로 수행된 "파워스터 어링 유니트 국산화 개발" 연구의 일부이며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

1. J.B. Colbourne, "The Geometry of Trochoid Envelopes and Their Application in Rotary Pumps", Mechanism and Machine Theory, Vol. 9, pp. 421-435, 1974.
2. J.R. Colbourne, "Gear Shape and Theoretical Flow Rate in Internal Gear Pumps", Trans. of the CSME, Vol. 3, No. 4, pp. 215-223, 1975.
3. Y. Saegusa, K. Urashima, M. Sugimoto, M. Onoda and T. Koiso, "Development of Oil-Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape", SAE Paper No. 840454.
4. C.B. Tsay and C.Y. Yu, "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps", J. CSME, Vol. 10, No. 1, pp. 41-47, 1989.
5. C.Y. Yu and C.B. Tsay, "The Mathematical Model of Gerotor Pump Applicable to Its Characteristic Study", J. CSME, Vol. 11, No. 4, pp. 385-391, 1990.
6. I.D. Faux and M.J. Pratt, Computational Geometry for Design and Manufacture, pp. 114-119, John Wiley & Sons, New York, 1981.
7. D.W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design, pp. 1.33, McGraw-Hill, New York, 1984.
8. 市川常雄, 齒車ポンプ, pp. 179, 日刊工業新聞社, 1962.