

저속 고토오크 제로터 유압모터의 최적 이 끝 틈새를 갖는
 제로터 설계 연구
 A Study on Gerotor Design with Optimum Tip Clearance for Low
 Speed High Torque Gerotor Hydraulic Motor

서종수·정한식·정효민
 J. S. Seo, H. S. Chung and H. M. Jeong

Key Words : Gerotor(제로터), Rotor(로터), Stator(스테이터), Circular tooth(원호치형)

Abstract : Gerotor hydraulic motor is widely used in hydraulic systems due to its low speed, high torque output and compactness in rotational direct driving of a heavy weight. Gerotor is a Planar mechanism consisted of a pair of rotor and circular teeth of stator assembly which forms a closed space, so called a chamber. The motion of rotor relative to the circular tooth is produced by the pressure difference of hydraulic operating fluid between the adjacent chamber. As all active contact points of rotor and circular teeth are subjected to very high sliding friction, a reduction in the performance of the gerotor hydraulic motor can not be avoided. Therefore, the core design parameters of gerotor profile used in hydraulic motors is to minimize a friction force by high contact stresses. The analytical design method of gerotor profile, based on envelope of a family of curves, is proposed. In this study, the influence of the tip clearances on three critical contact points between rotor and circular teeth of stator assembly has been explored by experimental data in this paper. At the same time a improvement method to reduce the friction force is proposed and the tip clearances on three critical points for getting an optimum gerotor profile are also analyzed.

1. 서 론

운송하역기계로서 무거운 물건을 들어올리거나 내리거나 하는데 사용되는 트럭크레인의 윈치 시스템과 회전운동을 하여 물품을 전진시키는 컨베이어인 스프로킷 체인 이송 메카니즘 등에 사용되는 회전구동장치는 대부분 저속에서 회전력을 증대시키기 위해 감속기를 부착하고 있기 때문에 공간 및 무게 증가는 물론 동력전달효율 감소, 소음증대 그리고 가격상승 요인이 된다.

이러한 회전구동장치에서 감속기 없이 저속 고토오크를 구현할 수 있는 유체동력 직접구동장치를 적용함으로써 중량물 회전 구동장치에 대하여 공간 및 무게, 에너지 효율증대, 소음감소 및 제품 가격 인하 등의 효과를 극대화 할 수 있다.

또한 저속 고토오크 직접구동장치로서 많이 사용되는 유압모터 중 레이디얼 플린저 모터는 상대적으로 큰 부피와 무게를 갖고 있어 한정된 공간요구에 부응할 수 없다. 반면 제로터 유압모터는 로터가 스테이터의 내부를 편심 회전하는 구조로써 내접구를 접촉을 기본운동으로 하는 기구로 자체 감속기능을 가지므로 별도의 감속장치가 필요하지 않으며, 구조가 간단하고 소형화에 유리하기 때문에 제로터 유압모터는 저속 고토오크를 필요로 하는 구동시스템에 널리 사용되고 있다. 유압모터에 사용되는 제로터의 로터와 스테이터의 모든 원호치형은 항상 접촉하고¹⁾ 고압에서 운전되며 윤활이 어려우므로 로터와 원호치형의 접촉부에서 마찰이 발생하며 마찰로 인한 압력 손실은 유압모터의 성능저하의 주요 원인이 된다.

지금까지 제로터의 형상 설계 방법에 관한 연구와 제로터의 형상 변화에 따른 펌프의 성능해석에 관한 많은 연구가 선행되었다. Colbourne¹⁾은 트로코이드 곡선을 로터의 형상으로 하고 이를 편심 회

접수일 : 2006년 9월 13일, 채택확정 : 2006년 9월 29일
 서종수(책임저자) : 부국정공(주)경상대학교 대학원
 E-mail : jss9860@hanmail.net Tel. 055-251-4501
 정한식, 정효민 : 경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소

전시커 스테이터의 형상좌표를 계산하고 물림을 모사하였다. Saegusa 등²⁾은 로터를 고정시키고 스테이터를 회전시켜 물림특성으로부터 로터의 형상을 구하는 방법을 발표하였다. 또한 Tsay 등³⁾은 좌표 변환 행렬을 이용하여 제로터의 형상을 설계하는 방법을 연구하였다. 그러나 이러한 제로터의 형상 설계식들은 설계변수의 기하학적 의미가 불명확하여 적용이 어렵다. Beard 등⁴⁾은 제로터 펌프의 성능 감소를 최소화하며 제로터의 곡률을 줄이는 것을 연구하였으나 유량만을 고려하였다. 이성철 등⁵⁾은 곡선족(family of curves)을 이용하여 내부로터의 치형을 설계하였으며 유압모터의 성능해석을 실시하여 운전특성을 관찰하였다. 본 연구에서 로터의 개략적인 형상설계는 곡선 족을 이용하였으나 접촉부의 이 끝 틈새에서의 누설 및 마찰저항을 고려하여 로터의 형상(gerotor profile)을 최적화함으로써 성능 특성의 변화를 관찰하고 이 끝 틈새 설계의 방법을 제시하고자 한다.

2. 구조 및 특성

2.1 구조 및 특성

저속 고토오크 직접구동장치란 약 10~600 rpm에서 사용되며 감속기와 같은 회전력을 증대시킬 수 있는 부수적인 장치가 없이도 높은 회전력을 발휘할 수 있으며, 동일압력에 사용될 경우 사용속도구간에서 매우 균일한 토크 값을 나타내는 특징을 갖고 있는 유압식 저속 고토오크 전동기이다.

이러한 유압식 저속 고토오크 전동기에 사용되는 핵심요소는 제로터 형상(gerotor type)의 로터 세트(rotor set)이다. 제로터(gerotor)는 구조가 간단하고 소형이기 때문에 이를 이용한 유압모터 및 펌프가 각종 유압시스템에 널리 사용되고 있다. 설계시 제로터의 아우터 로터 치형은 설계자가 결정하며, 인너 로터의 치형은 아우터 로터의 치형으로부터 생성된 곡선이 된다. 일반적으로 아우터 로터의 치형으로는 원호가 사용되며, 이 때의 인너 로터 치형은 트로코이드(trochoid)곡선이 된다.

2.1.1 작동원리

Fig. 1은 1쌍의 트로코이드 기어가 주구성 요소이며, 스테이터와 로터의 잇수차가 1로, 그 회전 때의 차로 인하여 마치 내부에 감속기를 내장한 것과 같은 작용을 가지고 있고, 저속 고토오크 모터인 것입니다.

즉 로터의 이끝이 스테이터의 이홈을 구를 때(公轉), 공전이 1회에 대하여 로터의 이가 1개 진행하여 1개분만큼 회전한 것이 됩니다. 그림에서 보면 로터가 1공전하면 로터의 2번 이(圓弧齒)가 스테이터의 1에 맞물립니다. 이것을 자전이라고 부르기로 하면, 로터 중심점의 회전이 자전으로서, 중심점의 회전운동을 유니버설 조인트에 의해서 축(output shaft)의 회전으로서 밖으로 꺼내도록 되어 있습니다.

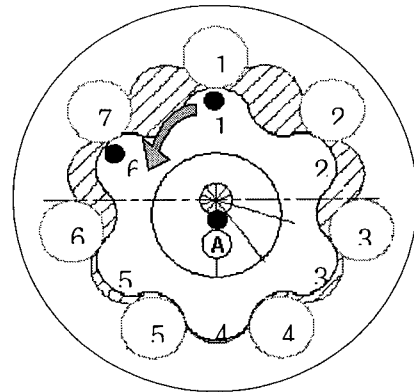


Fig. 1 Schematic view(1) of gerotor

이 기구는 공전 1회전마다 자전으로서 로터와 스테이터의 잇수차, 1만큼 회전하므로 결과적으로 내부에 1/6의 감속기를 내장한 형태로 되어 있는 것입니다. 그 때문에 저속 운동을 할 수 있어 그 만큼 출력 토크가 증대할 수 있는 것입니다.

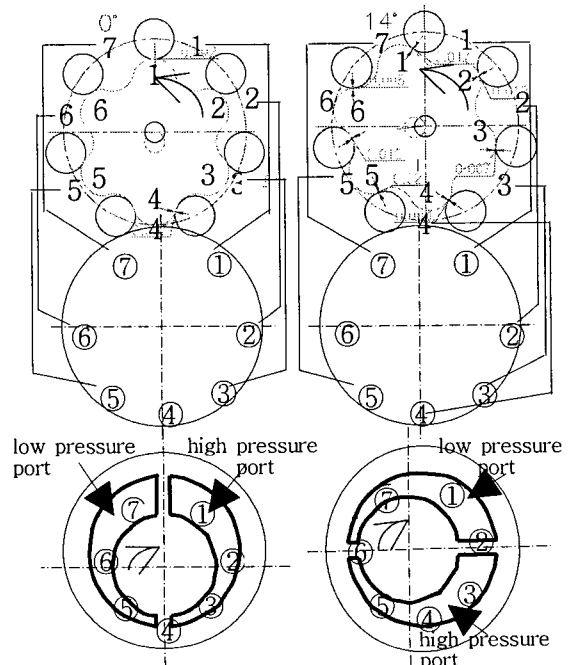


Fig. 2 Sequence of oil supply for 7 chambers

Fig. 2와 같이 로타중심이 스테이터 중심을 기준으로 공전을 함에 따라 밸브플레이트 면에 환상으로 배치된 유압챔버들(①~⑦)에 순차적으로 고압의 유압유가 공급될 수 있도록 밸브플레이트 뒷면에 접촉해 있는 분배밸브가 회전하는 구조로 되어 있는 것입니다. 이 경우 분배밸브가 유니버설 조인트에 연결되어 회전분배밸브 기능을 하며, 밸브플레이트에 형성된 유로를 통해 단면적이 증가하는 단계에 있는 로터세트(rotor set) 챔버에는 작동유가 공급되고 단면적이 감소하는 단계에 있는 챔버에는 작동유가 탱크로 유출된다.

따라서 로터에서는 압력이 불균형상태가 되어 로터를 자전시키는 회전력이 발생되며, 이 회전력은 로터의 스프라인에 연결된 유니버설 조인트를 통해 출력축에 전달된다.

2.2 제로터의 원호치형 설계

2.2.1 설계요구특성

저속 고토오크 모터의 고압영역과 저압영역을 완벽하게 분리시키기 위해서는 Fig.3와 같이 스테이터의 원호치형 롤링 핀과 접촉하는 로터중 3개 포인트만이 중요한 실링 포인트가 되는 것이 요구된다. 이를 위해 기본적인 로터 프로파일에 대해 약간의 치수적인 변화를 가할 필요가 있다. 이 경우 나머지 4개 접촉점에서는 완벽한 접촉을 이룰 필요 없이 접촉압력을 줄여야 한다.

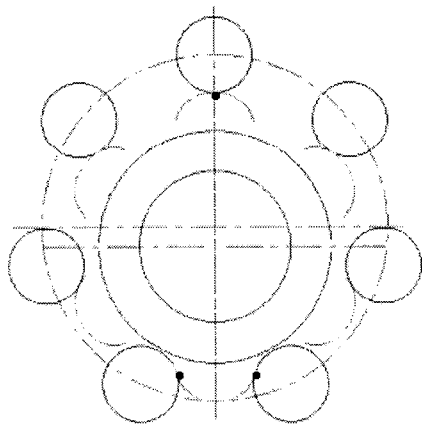


Fig. 3 Double contact state of rotor set

2.2.2 원호치형설계

Fig.4에서 도시되어 있는 바와 같이 스테이터의 중심에서 원호치형의 중심까지의 거리를 r_s , 원호치형의 반경을 r_c , 스테이터의 잇수를 n 이라 하고 편

심량을 e 라 한다. 로터의 잇수 m 은 스테이터의 잇수보다 한개 적은 것이 일반적으로 $m=n-1$ 이 된다. 이상과 같이 제로터의 기본 설계제원이 주어지면 로터의 치형은 다음과 같이 설계된다.

제로터에서 로터를 고정시키고 스테이터를 회전시키면 스테이터의 원호치형 곡선이 이루는 포락선(envelope)이 로터의 치형이 된다.

기하학적인 측면에서 보면 원호치형 중심의 궤적은 Fig.5에서 도시한 바와 같이 반경이 r_g 인 기초원(base circle) 위에 반경이 r_h 인 구름원(rolling circle)이 굴러갈 때 구름원 중심에서 e 만큼 편심되어 있는 T점의 궤적이 된다. 기초원 및 구름원 반경은 설계제원과 T점의 궤적곡선이 일치해야 한다는 조건으로부터 다음과 같이 구해진다.

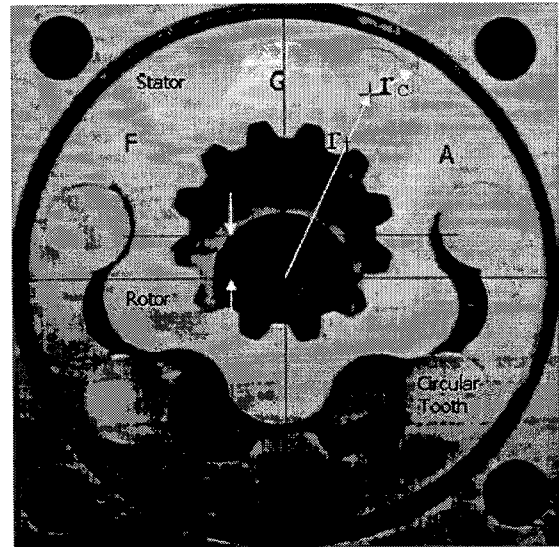


Fig. 4 Schematic view(2) of gerotor

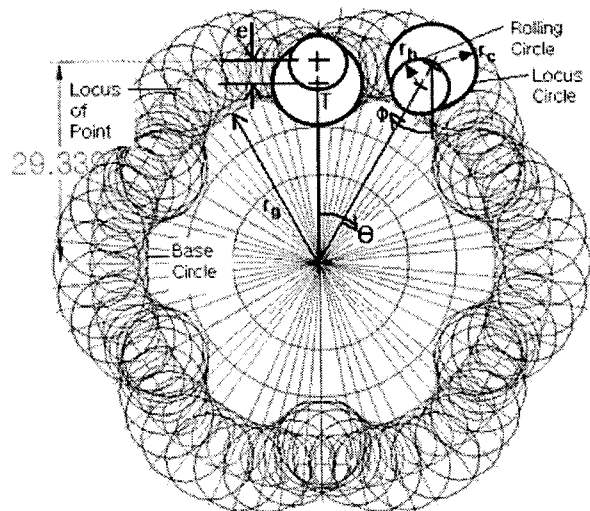


Fig. 5 Generation of rotor

$$r_g = \frac{m}{n} r_t \quad (1)$$

$$r_h = \frac{1}{n} r_t \quad (2)$$

그리고 원호치형의 중심에 해당하는 T점의 궤적은 다음과 같이 나타내진다.

$$r_T = r_t \sin\theta + e \sin n\theta) i + (r_t \cos\theta + e \cos n\theta) j \quad (3)$$

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

$$r_F(\theta, \phi) = u i + v j \quad (4)$$

여기서

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

이 식에서 ϕ 는 궤적원에서의 각도를 나타내며, 수식전개의 편의를 위하여 Fig.5에 도시한 바와 같이 $3\pi/2$ 되는 위치를 기준으로 하고 시계방향의 각을 (+)로 잡는다. 로터는 이 곡선 족의 포락선이 되므로 다음 식이 만족되어야 한다⁶⁾.

$$\frac{\partial r_F}{\partial \theta} \times \frac{\partial r_F}{\partial \phi} = 0 \quad (6)$$

식 (4)를 식 (6)에 대입하여 ϕ 를 θ 의 함수로 구하면 다음과 같이 로터의 치형에 대한 곡선식이 구해진다⁵⁾.

$$r(\theta) = u i + v j \quad (7)$$

여기서 u, v 는 식 (5)와 동일하며, ϕ 는 다음과 같다.

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

식 (8)에서 ϕ 는 스테이터의 원호치형이 로터와 만나는 점으로 각 궤적원에서 포락선을 구성하게 되는 점의 각도를 나타내며, θ 는 로터의 자전각과 직접적인 관계에 있다.

2.2.3 로터 프로파일

Fig.5에서 나타나는 포락선으로부터 Fig.6의 로터 프로파일을 설계할 수 있다.

2.2.4 로터 1회전에 따른 소요유량(Q)

기준 챔버에서는 초기상태 회전각 즉, $\theta_w=0$ 에서 단면적이 최소이며, 로터가 $\theta_w=\pi/m(30^\circ)$ 회전하였을 때 단면적이 최대가 된다. 최대 단면적과 최소 단면적의 차를 A_D 라 하고 모든 챔버에서 작동유의 유입과 유출을 고려하면 로터 1회전에 대한 유량 Q 는 다음과 같이 계산된다.⁶⁾

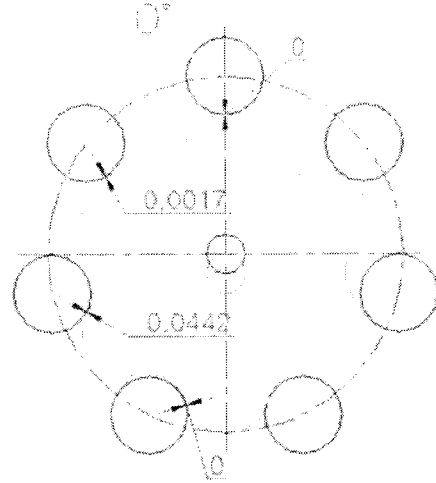
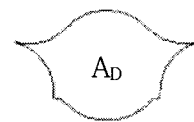


Fig. 6 Rotor[F] profile ($n=7, r_t=58.44$ mm, $r_c=6.35$ mm, $e=6.46$ mm)

$$Q = A_D n m t \times 10^{-3} \text{ cm}^3/\text{rev} \quad (9)$$

여기서 t 는 로터의 두께이다.

따라서 유량 Q 계산결과는 다음과 같다.



$$A_D = 155.3782 \text{ mm}^2$$

$$Q = 155.3782 \times 7 \times 6 \times 13.7 \times 10^{-3} = 89.4 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

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

Rotation angle of rotor	Volume	Operating state	Pressure (kg/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	Return	P_b
$2\pi/m$	Min.	Transient	P_b

m =number of rotor teeth

P_b =back pressure, P_w =working pressure

2.2.5 출력토크 산정

로터의 회전에 따라 기준챔버의 작동상태는 Table 1과 같이 변화된다. 초기상태 즉, $\theta_\omega=0$ 에서 유로는 폐쇄되었다가 로터가 회전하면 작동유 공급 라인(valve palte)과 연결되어 챔버에 작동유가 유입된다. 이때 챔버의 단면적은 증가 상태가 된다. $\theta_\omega=\pi/m$ 에서 순간적으로 유로가 다시 폐쇄되었다가 회전이 진행되면 탱크와 유로가 연결되어 챔버 내에 있는 작동유의 유출이 이루어진다. 이때 단면적은 감소상태가 된다. $\theta_\omega=2\pi/m$ 은 로터가 한 잇수 회전한 상태로 챔버는 초기상태와 동일해진다.

챔버의 작동상태는 출력축의 회전에 따라 형성되는 유로에 의해 결정된다. 여기서는 같은 작동상태에 있는 챔버에서의 압력은 동일하다고 가정한다. 그리고 챔버내의 압력은 일정하다고 가정하며, 작동유의 누설 및 접촉부에서 발생하는 마찰력은 무시하기로 한다.

1회전당 소요유량(Q)이 설계상으로 결정된 상태에서 작동압이 결정되면 유압모터의 이론 토크 T_{th} 는 작동유의 동력과 기계적 동력이 같다고 가정하여 다음과 같이 계산할 수 있다.⁷⁾

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

2.2.6 모델별 이 끝 틈새 설계

2.2.6.1 원호 이 끝 틈새 계산

Fig. 8에서 원호이끝 틈새 δ 에서는 압력차 ΔP 에 의한 포물선상 속도 u_1 과 원호이끝의 주속도(周速度) U 에 의한 직선상 속도 u_2 가 같은 방향이므로, 그 합성속도 u 는

$$u = \frac{\Delta P}{2\mu l} (\delta - y)y + U(1 - \frac{y}{\delta}) \quad (11)$$

로 된다. 따라서 누설량은 단위 폭에 대하여

$$q = \int_0^\delta u dy = \frac{\Delta P}{12\mu l} \delta^3 + \frac{U\delta}{2} \quad (12)$$

로 되어, 펌프의 경우에 비해 상당히 많아진다.

원호이끝 표면에서의 마찰에 의한 점성저항은,

$$\Delta F_0 = -\mu l \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=0} = -\frac{\Delta P}{2} \delta + \frac{\mu U l}{\delta} \quad (13)$$

로 되므로

$$\delta \leq \left(\frac{2\mu U l}{\Delta P} \right)^{1/2} \quad (14)$$

의 범위에서는 Fig. 9와 같이 $\Delta F_0 > 0$ 이 된다. 이 상태에서는 틈새 안의 흐름이 원호 이 끝을 회전방향으로 당기려 한다. 또 모우터의 효율을 최대로 하기 위해서는 원호 이 끝 틈새에서의 全損失 $\Delta E = q\Delta P + \Delta F_0 U$ 를 최소로 하면 된다.⁷⁾

$$\Delta E = \frac{\Delta P^2}{12\mu l} \delta^3 + \frac{\mu U^2 l}{\delta}$$

$$\frac{\partial \Delta E}{\partial \delta} = 0 \therefore \delta = \left(\frac{2\mu U l}{\Delta P} \right)^{1/2} \equiv \delta_0 \quad (15)$$

따라서 $\delta = \delta_0$ 인 때에 전효율은 최대로 되나, 식 (15)을 식(14)과 비교하면, 이 최적틈새 δ_0 은 원호 이 끝 면의 마찰저항 ΔF_0 을 0으로 하는 틈새와 일치한다. 이 경우 원호 이 끝 면에서의 속도 구배는 0이 된다.

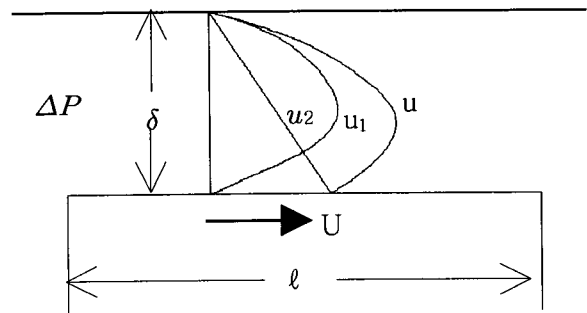


Fig. 8 A flow in the radial clearance

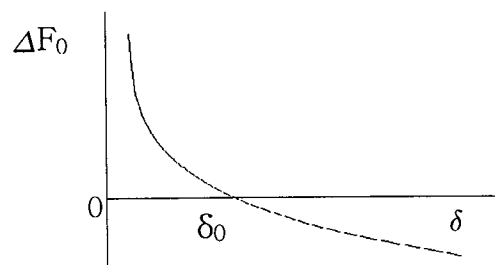


Fig. 9 A viscosity resistance on the surface of circular tooth

다음의 실제조건에서 마찰저항이 0인 치형 끝 틈새(δ)를 식 (14)으로부터 구하면

$$\delta \leq \left(\frac{2\mu U \ell}{\Delta P}\right)^{1/2} = \delta_0$$

여기서,

$$\mu = 0.0005 \text{ kg/cm}\cdot\text{sec}$$

$$U = 2.9 \text{ cm/sec (10 rpm 일 경우)}$$

$$\ell = 1.45 \text{ cm}$$

$$\Delta P = 138 \text{ kgf/cm}^2 \text{ 일 경우}$$

$$\delta \leq \left(\frac{2\mu U \ell}{\Delta P}\right)^{1/2} = \left(\frac{2 \cdot 0.0005 \cdot 2.9 \cdot 1.45}{138}\right)^{1/2} = 0.0055 \text{ mm}$$

특히 stall torque 측정속도(1 rpm)인 경우

$$\delta \leq \left(\frac{2\mu U \ell}{\Delta P}\right)^{1/2} = \left(\frac{2 \cdot 0.0005 \cdot 0.29 \cdot 1.45}{138}\right)^{1/2} = 0.017 \text{ mm}$$

2.2.6.2 원호 이 끝 틈새 설계

로터의 회전각도별 이 끝 틈새의 기본적인 설계 목표치를 Fig. 10과 같이 설정하고 각 모델(B, C, D, F)별로 차별화된 이 끝 틈새를 설계하였다. 모델“B”는 Fig. 11에서 보여주는 바와 같이 특정회전각도(7°, 10°)에서 로터 치형이 스테이터의 5, 6번 원호 치형과 이루는 이 끝 틈새가 너무 클 뿐만 아니라 전체적으로 회전각도에 따라 이 끝 틈새의 패턴이 매우 불규칙적이다.

모델“C”는 Fig. 12에서 보여주는 바와 같이 전체적으로 모델“B”에 비해 이 끝 틈새를 0.01 mm이하로 대폭 줄였으며 변곡점(transient point) 전후의 틈새(clearance)변화는 매우 급격하며, 동시에 전반적인 틈새패턴에서 점새(interface)를 상대적으로 허용하는 설계를 하였다.

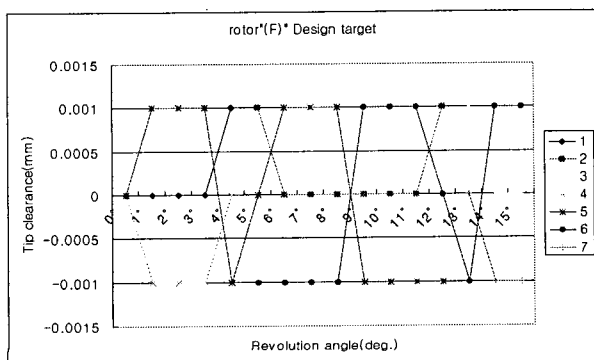


Fig. 10 The design target of tip clearance for each rotational angle of rotor

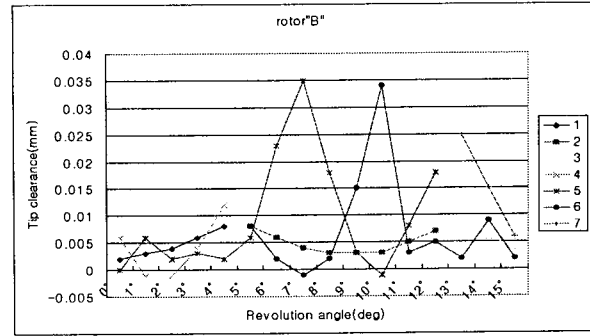


Fig. 11 The tip clearance for each rotational angle of rotor[B]

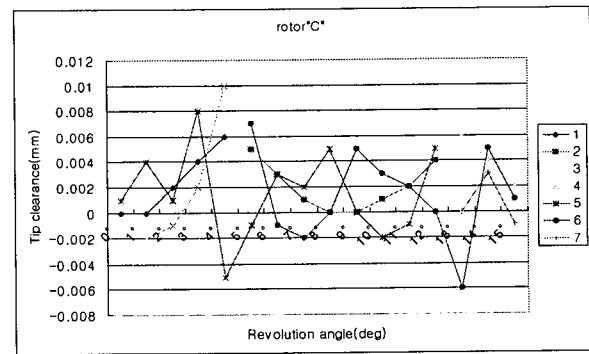


Fig. 12 The tip clearance for each rotational angle of rotor[C]

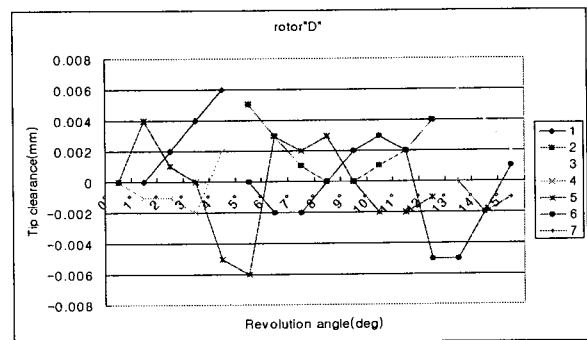


Fig. 13 The tip clearance for each rotational angle of rotor[D]

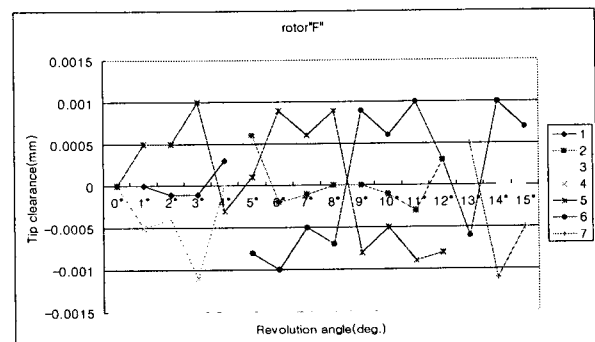


Fig. 14 The tip clearance for each rotational angle of rotor[F]

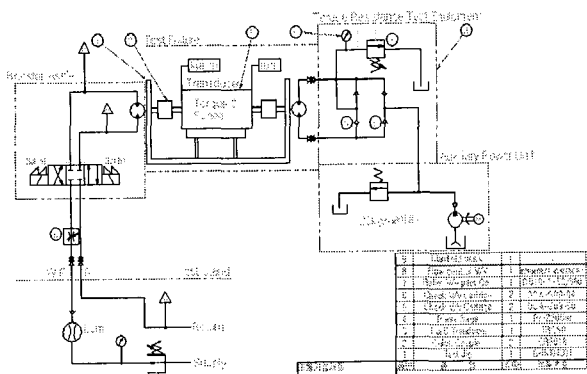
모델 “D”는 Fig. 13에서 보여주는 바와 같이 모델 “C”에 비해 이 끝 틈새를 최대 0.006 mm이하로 줄여 설계하였다.

모델 “F”는 Fig. 14에서 보여주는 바와 같이 로터가 회전 시 로터의 더블 접촉(double contact) 이 끝 틈새가 대칭적으로 설정되고 그 합이 “0”에 가깝도록 설계하였다.

또한 3점 접촉상태의 이 끝 틈새를 0.001 mm이하로 감소되게 하였다.

3. 실험방법 및 결과

3.1 실험장치 및 실험방법



3.2 실험결과

“B”모델의 경우 Fig. 15 및 18에서 보여주는 바와 같이 동일한 압력에서 공급유량이 적거나 많을 경우 매우 체적효율이 낮을 뿐만 아니라 출력 토크도 매우 낮다.

“C”, “D”모델의 경우 Fig. 16 및 17에서 보여주는 바와 같이 동일한 압력에서 공급유량에 관계없이 출력속도는 양호하다. 그러나 공급압력이 증대됨에 따라 출력 토크가 설계목표치보다 많이 떨어지는 경향을 보인다.

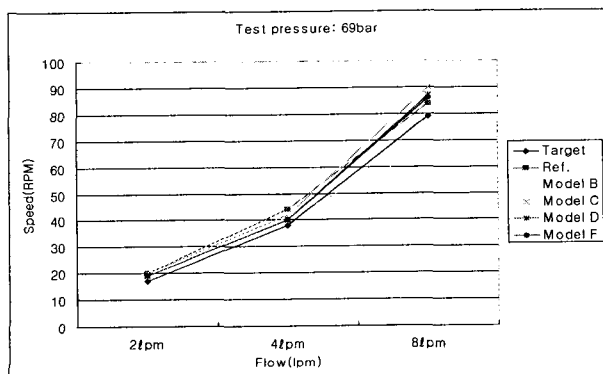


Fig. 15 Revolution speed for different values of flow at 69bar

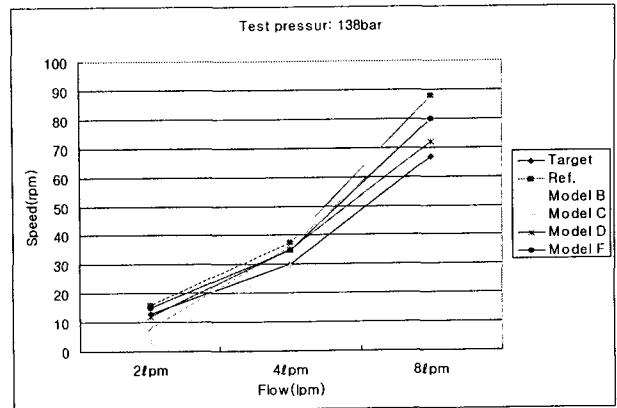


Fig. 16 Revolution speed for different values of flow at 138bar

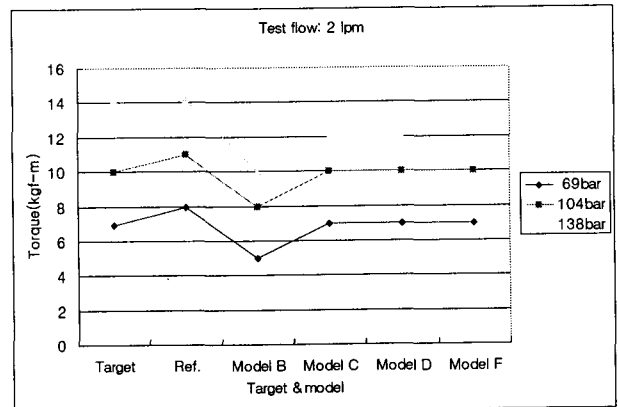


Fig. 17 Revolution torque for different values of pressure at 2 lpm

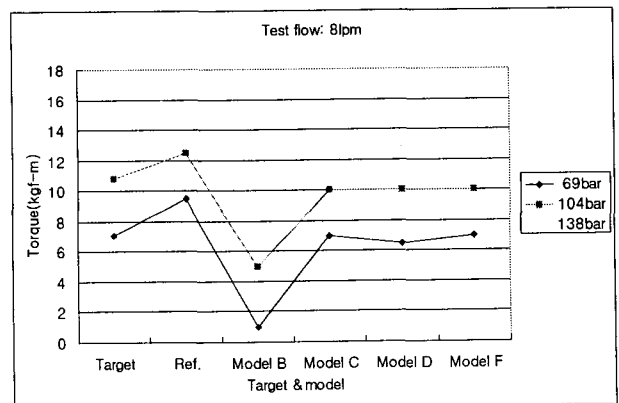


Fig. 18 Revolution torque for different values of pressure at 8 lpm

“F”모델의 경우 Fig. 16 및 18에서 보여주는 바와 같이 원호치형 이끝 틈새는 “D”모델에 비해 매우 만족할 만한 수준으로 개선되어 체적효율은 설계목표를 만족시키는 상태이나 고속 고압에서 출력 토크가 다소 부족하다.

4. 결 론

로터가 스테이터의 원호치형을 따라 자전과 공전을 하면서 로터의 회전각도가 변해감에 따라 접촉부의 이 끝 틈새들은 로터프로파일 설계특성에 따라 각각 독특한 패턴을 보이며 이는 곧 성능특성으로 나타난다.

따라서 본 연구에서 최상의 유량과 토오크 특성을 발휘할 수 있도록 기본 설계변수들(편심량, 원호치형 반경 등)이 정해진 상태에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 이 끝 틈새가 0.01 mm 이상이고 불규칙적일 경우 저속 고압에서 과다 누설 및 마찰로 인해 거의 성능발휘가 어렵다.

(2) 임계점(transient point)에서는 유압유의 유입 및 유출영역을 경계하는 3개의 접촉점에서 틈새가 "0"에 근접함이 요구된다.

(3) 0.005 mm 이하 이 끝 틈새에서의 기계적 동력 손실을 최소화 할 수 있는 방안으로 스테이터의 원호치형은 마찰력에 의거 회전할 수 있는 메카니즘이 필요하다.

후 기

이 연구는 중소기업청 기술혁신전략과제와 경상대학교 2단계BK21 지원에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. J.B. Colbourne, 1974, "The Geometry of Trochoid Envelopes and Their Application in Rotary Pumps", Mechanism and Machine Theory, Vol.9, pp. 421-435.
2. Y. Saegusa, K. Urashima, M. Onoda and T. Koiso, "Development of Oil Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape", SAE paper NO. 8404542.
3. C.B. Tsay and C.Y. Yu, 1989, "Mathematical model for the Profile of Gerotor Pumps", J. CSME, Vol. 10, No. 1, pp. 41-47.
4. J. E. Beard, 1992, "The Effects of The Generating Pin Size and Placement on the Curvature and Displacement of epitrochoidal Gerotors", Mech. Mach. Theory, Vol. 27, No. 4,

pp. 373-389.

5. 이성철, 이성남, 1995, "유압모터에 사용되는 제로터의 설계 및 해석" 한국윤활학회지, 제11권 제2호, pp.63-70.
6. I.D. Faux and M.J. Pratt, 1984, Computational Geometry for Design and Manufacture, pp.114-119, John Willy & Sons, New York.
- 7 김덕윤, 1982, "유압기술편람", 도서출판 대광서림, 서울, pp. 327-350.