

제로터 오일 펌프 로버형상에 관한 최적설계

김재훈*, 김철#, 김창호**

Optimum design on the lobe shapes of Gerotor Oil Pump

Jae Hun Kim*, Chul Kim#, Chang Ho Kim**

ABSTRACT

A gerotor pump is suitable for oil hydraulics of machine tools, automotive engines, compressors, constructions and other various applications. Especially the pump is an essential machine element of an automotive engine to feed lubricant oil. The subject of this paper is the theoretical analysis of internal lobe pump whose the main components are the rotors: usually the outer one is characterized by lobes with circular shape, while the inner rotor profile is determined as conjugate to the other. For this reason the first topic presented here is the definition of the geometry of the rotors starting from the design parameters. The choice of these parameters is subject to some limitations in order to limit the pressure angle between the rotors. Now we will consider the design optimization. The first step is the determination of the instantaneous flow rate as a function of the design parameter. This allows us to calculate three performance indexes commonly used for the study of positive displacement pumps: the flow rate irregularity, the specific flow rate, and the specific slipping. These indexes are used to optimize the design of the pump and to obtain the sets of optimum design parameter.

Results obtained from the analysis enable the designer and manufacturer of oil pump to be more efficient in this field, and the system could serve as a valuable one for experts and as a dependable training aid for beginners.

Key Words : Cusp(첨점), Flow rate irregularity(유량맥동), Pressure angle(압력각), Specific flow rate (비유량), Specific slipping(비미끄럼률)

기호설명

d : 외부로터 중심과 곡률반경 중심사이의 거리
 e : 내부 및 외부로터 중심 사이의 거리
 O₁ : 내부로터 중심점

O₂ : 외부로터 중심점
 O_{r2} : 곡률반경 중심점
 P : 내부 및 외부로터 접촉점
 P_{in} : 내부로터 궤적점

접수일: 2005년 10월 13일; 게재승인일: 2006년 2월 10일
 * 부산대학교 정밀정형및금형가공연구소
 # 부산대학교 기계기술연구소
 E-mail chulki@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-2489
 ** 동의대학교 기계공학과

P_{out} : 외부로터 궤적점
 r_{l2} : 곡률반경 원의 반지름
 r_1 : 내부로터 피치반경
 r_2 : 외부로터 피치반경
 z_1 : 내부로터 로버의 개수
 z_2 : 외부로터 로버의 개수
 α, α' : 외부로터 회전각도

θ_{z1} : α' 회전시 접촉점과 그 이전의 내부로터 궤적 위의 점과 이루는 각
 θ_{z2} : α' 회전시 접촉점과 그 이전의 외부로터 궤적 위의 점과 이루는 각
 ρ_1 : 내부로터 궤적의 곡률
 ρ_2 : 외부로터 궤적의 곡률
 ϕ : 내부로터 회전각

1. 서론

오일 펌프(oil pump)는 자동차의 엔진에 장착되어 구동되는 엔진의 필수 기능 부품이다. 엔진으로부터 공급받는 기계적인 에너지를 엔진 오일의 압력 에너지 및 속도 에너지로 변환시켜 엔진 내부의 각 슬롯부에 윤활 오일을 공급하여 부품의 이상 마모, 소착 등이 발생하지 않도록 하는 부품이다.

이러한 지로터 펌프는 내부 로터와 외부 로터로 구성되어 있어 구조가 간단하고 소결 제품의 제작 기술 발달로 가공의 정밀도가 높아짐에 따라 형상이 복잡하더라도 가공이 용이하며 조립이 쉽고 두 치형 사이에 상대 운동이 적으므로 장기간 사용여도 효율의 변화가 적으며 흡입성능이 우수하다.

특히 다른 펌프에 비하여 소음이 적어 엔진 윤활을 위한 윤활유의 공급원이나 자동 변속기의 유압원으로 널리 사용되고 있다. Colbourne¹은 내부로터와 외부로터의 접촉을 시뮬레이션 하여 내부로터 치형의 좌표를 구하고 내부로터와 외부로터의 치형곡선으로 폐쇄되는 챔버에서의 면적을 계산하였다. Sae-gusa²등은 내부로터를 고정시키고 외부로터를 회전시켜 외부로터의 치형인 원호의 중심에 대한 궤적을 구하고, 내부로터와 외부로터의 물림 특성으로부터 내부로터의 치형을 구하는 식을 유도하였다. 최근 Tsay^{3,4}는 절삭과정을 시뮬레이션 하여 내부로터의 치형을 구하는 방법을 발표하였다. 이성철⁵등은 운전 특성의 해석을 실시하였고 김충연⁶등은 제로터 설계변수에 따른 접촉응력의 변화를 관찰하였다. 또한 Kim⁷등은 지로터 펌프인 트로코이드의 치형에 관한 치형방정식을 유도하는 새로운 방법을 제안하고 이를 토대로 내외부로터의 궤적, 접촉점의 궤적, 회전시뮬레이션, 유량 및 유량맥동을 자동적으로 구하는 통합적 시스템을 구축했다.

본 연구에서는 원형의 로버(lobe)형상을 가진 외

부로터의 설계변수와 설계한계를 고려한 기하학적이고 운동학적인 분석을 수행하였다. 이러한 분석을 통하여 첨점(cusp)과 루프(loop)를 발생시키지 않는 기하학적인 설계한계 영역과 접촉중에 있는 로터들 사이의 압력각과 마모와 관련된 미끄럼률도 설계한계 영역 내에서 고찰하였다. 또한, 로버 잇수를 고정시키고 d/e 와 r_{l2}/e 의 값에 따른 유량과 유량맥동을 계산함으로써 최적의 설계변수를 얻었다.

2. 로터의 기구학 및 운동학

2.1 내부 및 외부로터

내외부 로터의 피치원이 교차되는 피치점(P_{int})을 고정시키고 외부로터의 궤적이 원의 일부분일 때 이 곡률반경(r_{l2})인 원의 중심(O_{l2})을 외부로터 피치원의 중심(O_2)에 대하여 회전시켜 치형 방정식을 유도하고자 했다.

외부 로터 피치원의 중심(O_2), 내부 로터 피치원의 중심(O_1), O_2 와 O_1 사이의 편심량(e), 외부 로터가 원의 일부분일 때의 곡률 반경 등을 Fig. 1에 도시했다.

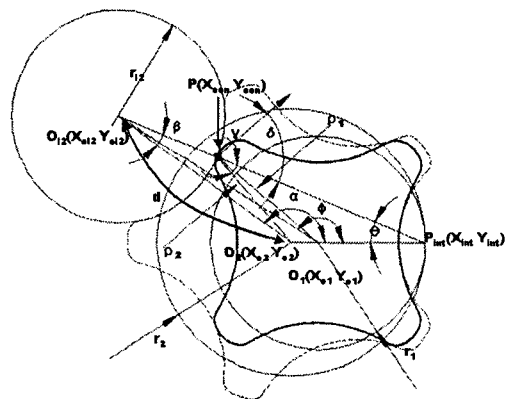


Fig. 1 Conjugated profile tracing

외부 로터의 로버의 개수, 내부 및 외부로터의 피치원 반경은 식(1)과 같다.

$$z_2 = z_1 + 1, \quad r_1 = ez_1 \quad r_2 = ez_2 \quad (1)$$

피치점(P_{in})에서 곡률 반경의 중심점(O_n)까지의 직선과 곡률 반경인 원과의 교차점이 접촉점(P)이다. 입력변수의 값이 주어질 때 Fig. 2로부터 곡률 반경인 원의 중심을 외부로터 피치원의 중심에 대하여 α' 만큼 회전할 때 곡률반경의 중심 좌표는 식(2)로 구할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} X_{o2} \\ Y_{o2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{o2} \\ Y_{o2} \end{pmatrix} \quad (2)$$

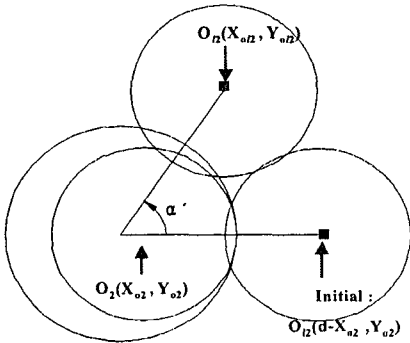


Fig. 2 Center of curvature in the rotated position

이때 접촉점(P)은 식(3)으로부터 구할 수 있다.

$$\vec{O_{12}P} = \frac{\vec{O_{12}P_{rot}}}{|\vec{O_{12}P_{rot}}|} r_{12} \quad (3)$$

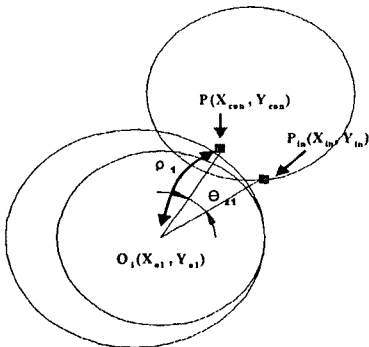


Fig. 3 Inner rotor profile tracing

곡률반경인 원의 중심의 회전각에 따른 기하학적 변수들을 위의 과정을 통하여 계산한 후 접촉점의 궤적을 구하고 이로부터 내부로터의 궤적을 구할 수 있다. 내부로터 궤적 위의 한 점, P_{in}(X_{in}, Y_{in})은 Fig. 3으로부터 식(4)로 표현된다.

$$\begin{pmatrix} X_{in} \\ Y_{in} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta_{z1} & -\sin \theta_{z1} \\ \sin \theta_{z1} & \cos \theta_{z1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{con} - X_{o1} \\ Y_{con} - Y_{o1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{o1} \\ Y_{o1} \end{pmatrix} \quad (4)$$

여기서, θ_{z1}은 식(5)로부터 구한다.

$$\frac{\theta_{z1}}{\theta_{z2}} = \frac{z_1}{z_2}, \quad \theta_{z2} = z_2 \alpha' \quad (5)$$

이때, θ_{z1}은 α'회전시 접촉점(P)가 그 이전의 내부로터 궤적 위의 점과 이루는 각으로 표현된다.

외부 로터의 궤적은 내부 로터의 궤적과 마찬가지로 접촉점의 궤적으로부터 유도하여 구할 수 있다. 외부 로터 궤적 위의 한 점, P_{out}(X_{out}, Y_{out})은 식(6)으로 표현된다.

$$\begin{pmatrix} X_{out} \\ Y_{out} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta_{z2} & -\sin \theta_{z2} \\ \sin \theta_{z2} & \cos \theta_{z2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{con} - X_{o2} \\ Y_{con} - Y_{o2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{o2} \\ Y_{o2} \end{pmatrix} \quad (6)$$

2.2 유량 및 유량맥동 계산

각 챔버는 로터가 일정한 간격으로 미소 각도만큼 회전함으로써 Fig. 4과 같이 측면의 길이가 변화되어 체적이 증감한다. 이 때, 챔버가 유량의 변화에 기여하는 정도를 나타내는 것을 순간유량으로 정의한다. “+”로 나타난 영역에서는 작동유체의 흡입이 일어나고, “-”로 나타난 영역은 토출이 일어난다.

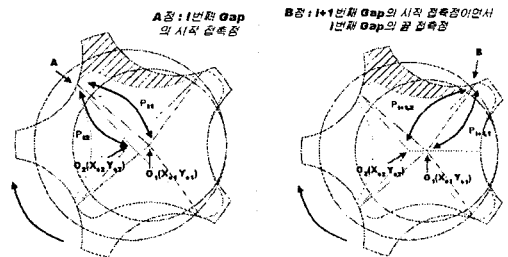


Fig. 4 Evaluation of the contribution to the flow rate given by each flank of rotors

이 영역이 나타내는 면적들은 각각의 중심으로 부터 접촉점 사이의 거리의 제곱에 비례하기 때문에, 순간 유량(instantaneous flow rate)은 식(7)로 구할 수 있다.

$$q_i(\alpha) = \frac{1}{2}b \left[\left(|\vec{o_1A}|^2 - |\vec{o_1B}|^2 \right) \frac{r_2}{r_1} - \left(|\vec{o_2A}|^2 - |\vec{o_2B}|^2 \right) \right] \omega_1 \quad (7)$$

각속도의 비는 내외로터의 치차의 개수에 비례하므로 식(8)과 같다.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (8)$$

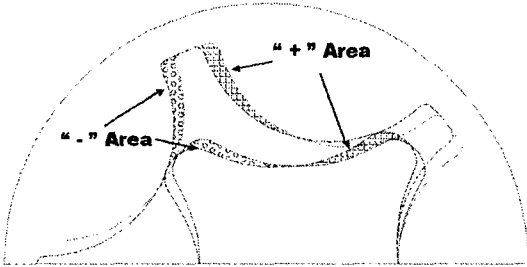


Fig. 5 Schematic diagram for the instantaneous flow rate determination

Fig. 5에서 처럼 내부 및 외부 로터의 중심점에서 i번째 챔버의 시작 접촉점 (A), 끝 접촉점 (B)까지 거리는 각각 식(9), (10)으로 구한다.

$$|\vec{o_1A}| = \rho_{i,1} , |\vec{o_2A}| = \rho_{i,2} \quad (\alpha = \alpha_i) \quad (9)$$

$$|\vec{o_1B}| = \rho_{i+1,1} , |\vec{o_2B}| = \rho_{i+1,2} \quad (\alpha = \alpha_{i+1}) \quad (10)$$

여기서, $\alpha_{i+1} = \alpha + \frac{2\pi}{z_2}$ 이다.

일 회전당 유량은 식 (11)과 같다.

$$Q = z_1 \int_0^{2\pi/z_2} q(\alpha) d\alpha = z_1 \sum_{i=1}^{2\pi/z_2} q_i \quad (11)$$

비유량(specific flow rate)은 식 (12)로 구한다.

$$R = \frac{Q}{\pi \rho_{i,max}^2 b} \quad (12)$$

소음 및 진동에 영향을 미치는 유량맥동(Flow rate irregularity)은 식(13)과 같다.

$$i = \frac{q_{max} - q_{min}}{q_{average}} \quad (13)$$

3. 설계한계

3.1 압력각

z_2 개 접촉하고 있는 내외부로터들 사이의 압력각에 대하여 설계한계를 고려하고자 한다. 접촉점에서는 내외부로터의 회전운동에 의하여 접촉각(δ)에 비례하는 접촉력이 발생하므로 접촉력을 최소화시키기 위해서는 이들 접촉점에서 충분히 낮은 압력각으로 내부로터가 운동하는가를 고려해야만 한다.

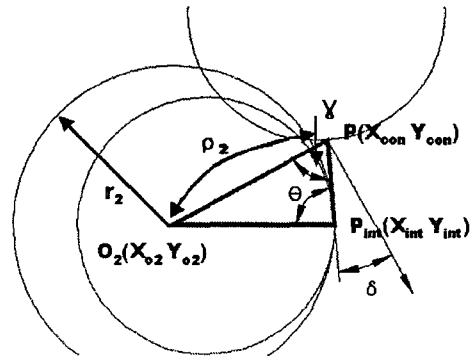


Fig. 6 Schematic diagram for pressure angle

마찰이 없다고 가정할 때 압력각은 로터위의 접촉력의 방향과 힘의 작용점의 사잇각으로 정의되는데 이를 Fig. 6에 나타내었고 식(14)와 같다.

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \gamma \quad (14)$$

여기서 γ 은 식(15)로 구할 수 있다.

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{r_2}{\rho_2} \sin \theta \quad (15)$$

외부로터의 회전각도(α)의 함수로 하나의 로버에 대하여 압력각의 기하학적인 도식을 Fig. 7에 나타내었다.

각 연속적인 로버는 $2\pi/z_2$ 의 병진운동을 주기적으로 반복하는데 이를 Fig. 8에 나타내었다.

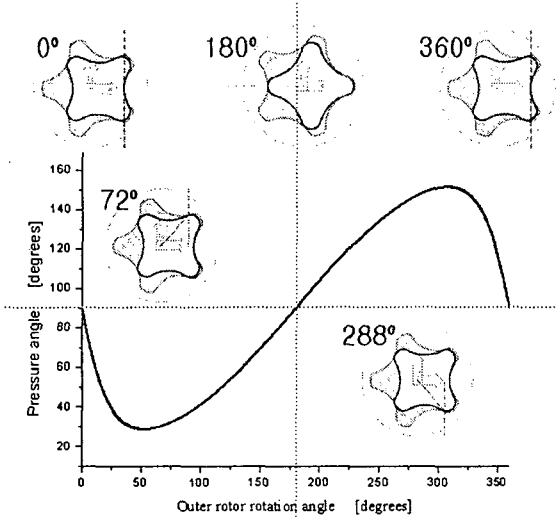


Fig. 7 Pressure angle for a single chamber

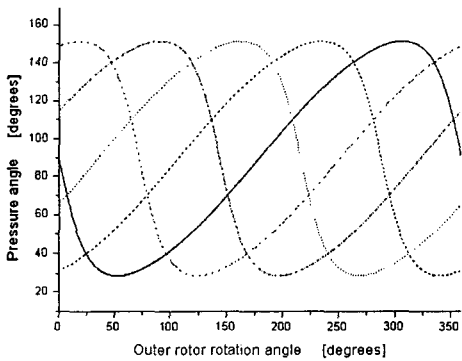


Fig. 8 Pressure angle for all the chambers

로터들이 정확한 회전을 하기 위해서 압력각의 크기는 낮을수록 좋다. z_2 개의 압력각 중 가장 낮은 압력각(δ_{opt})의 도식을 Fig. 9에 나타내었다. 이때 로버의 개수를 감소시킬수록 최소 압력각의 크기가 커질 가능성이 높으므로 로터의 로버개수를 적절하게 선택하는 것이 좋다.

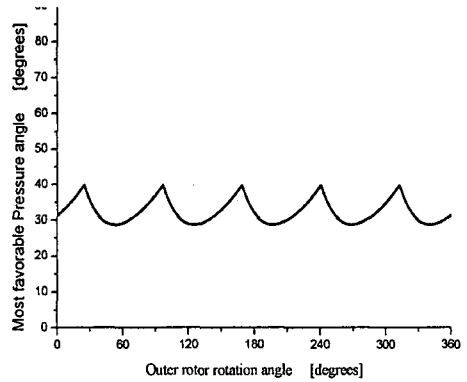


Fig. 9 Pressure angle most favourable values

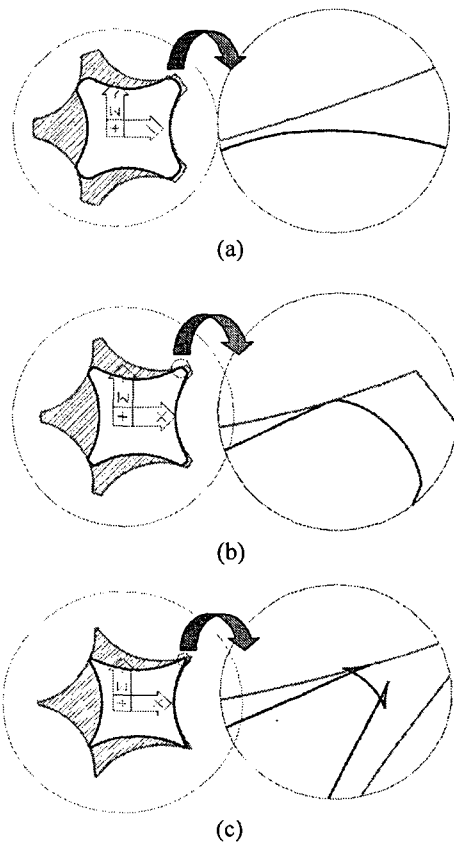


Fig. 10 Theoretical inner rotor profiles

3.2 침점 및 루프

기하학적인 측면에서의 설계한계를 고려하고자 한다. 외부로터에 의해 창출되어지는 내부로터의

형상이 비록 분석학적으로 가능하지만 첨점이나 루프가 나타나면 실제적으로는 로터를 생산할 수 없다. 그래서 내부로터의 궤적은 기하학적으로 첨점(Fig. 10- b)이나 루프(Fig. 10-c)가 발생되지 않게 창출되어야 한다.

r_{l2} 가 식(16)에서 계산된 $r_{l2,max}$ 와 같으면 예각점(sharp point)이 나타타나고, $r_{l2,max}$ 보다 크면 첨점(cusp)을 발생시킨다.

$$r_{l2,max} = \frac{\sqrt{3^3} \cdot \sqrt{z_1(d-r_2^2)}}{\sqrt{(z_2+1)^3}} \quad (16)$$

그러므로 r_{l2} 가 $r_{l2,max}$ 보다 작으면 작을수록 예각점과 첨점을 발생시키지 않는 치형(Fig. 10-a)을 창출할 수 있다.

4. 설계최적화

지로터 펌프에서 설계 입력변수인 z_1, z_2, e, r_{l2}, d 중 편심률(e)의 변화량은 로터의 크기에 관계하고 e 와 관련된 곡률반경(r_{l2})와 곡률반경의 중심간 거리(d)의 값을 변화시켜 여러 형태의 치형을 만든다. 최적화를 위한 설계변수는 $d/e, r_{l2}/e$ 로 선정하였고, 구속조건은 허용 압력각 이내이면서 첨점 혹은 루프가 발생되지 않는 범위로, 목적함수는 유량과 유량맥동 및 미끄럼틀로 하였다. 현장작업자와의 인터뷰를 통해 펌프의 효율에 영향을 미치는 유량 및 유량맥동을 우선 고려하고 그 후에 수명에 영향을 주는 미끄럼틀을 고려하도록 목적함수의 우선 순위를 정하였으며 이를 통하여 최적화된 설계 변수의 값을 구하였다.

4.1 유량 및 유량맥동

z_1, z_2 를 고정시키고 d/e 와 r_{l2}/e 을 변화시켜 유량 및 유량 맥동의 최적설계를 수행하였다. 이때 목적함수를 최적화하기 위하여 유량은 증가시키고 유량맥동은 감소시켰다. 로터의 로버개수가 4/5개 일 경우 Fig. 11과 Fig. 12에 비유량 및 유량맥동을 각각 나타내었다.

d/e 와 r_{l2}/e 의 차가 매우 큰 왼쪽 부분은 압력각(δ_{opt})의 크기가 45°보다 크고, d/e 와 r_{l2}/e 의 차가 작은 오른쪽 부분은 첨점이나 루프가 발생하는

범위이므로 유량 및 유량맥동의 계산을 제외시켰다.

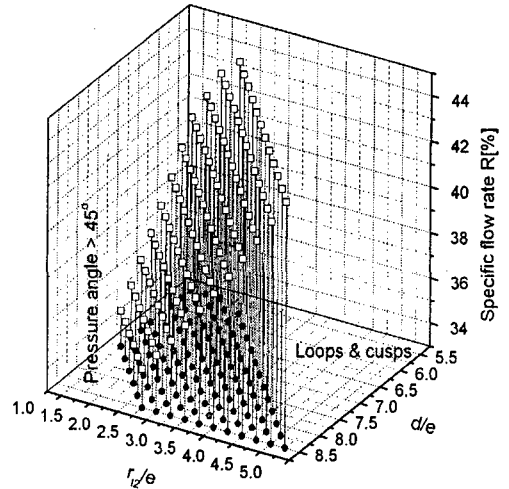


Fig. 11 Specific flow rate diagram for $z_1=4, z_2=5$

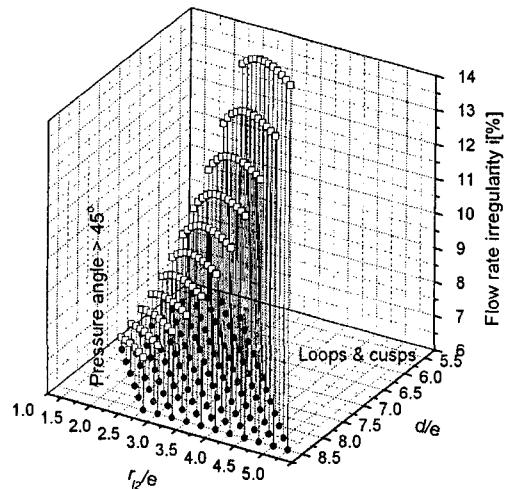


Fig. 12 Flow rate irregularity diagram for $z_1=4, z_2=5$

Fig. 11-12로부터 d/e 와 r_{l2}/e 의 차가 증가할수록 비유량(R)도 감소되고 유량맥동(i)도 감소됨을 알 수 있다. 따라서 z_1 이 짝수이고 z_2 가 홀수인 경우에 최대 비유량인면서 최소 유량맥동을 동시에 만족시키는 설계변수는 구할 수 없다.

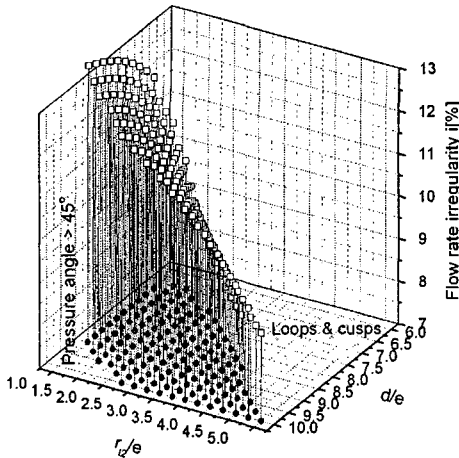


Fig. 13 Flow rate irregularity diagram for $z_1=5$, $z_2=6$

그러나 로버의 개수가 5/6인 경우 d/e 와 r_{12}/e 의 차가 감소하면 비유량은 증가하고 반면에 Fig. 13에서 보는 바와 같이 유량맥동은 감소한다. 따라서 z_1 이 홀수이고 z_2 가 짝수인 경우는 비유량이 증가할 때 유량맥동이 감소하여 고유량이면서 저맥동인 최적의 설계변수를 구할 수 있다.

z_1 , z_2 의 로버 개수를 변화시켜 가면서 비유량과 유량맥동에 관한 최적설계를 수행한 결과를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Best configurations

z_1	z_2	r_{12}/e	d/e	R[%]	i[%]
3	4	3.5	6.0	47.43	19.77
4	5	2.0	6.0	42.90	12.18
5	6	3.5	8.5	39.67	9.02
6	7	2.5	8.5	36.87	6.16
7	8	3.0	10.0	33.62	4.87
8	9	2.5	10.5	31.68	3.59
9	10	3.5	13.0	27.63	3.41
10	11	3.0	13.5	26.67	2.15
11	12	2.5	14.0	25.30	2.16
12	13	2.5	15.0	23.06	1.35
13	14	2.0	15.5	22.36	1.67

4.2 미끄럼률

유량 및 유량맥동을 최적화시킨 결과만으로 내

부 및 외부 로터의 치형에 관한 최적화를 수행했다고 말할 수 없다. 만약 z_2 개의 접촉점에서 마모가 발생하면 인벌루트 기어처럼 마모의 양을 백래쉬(backlash)로 회복시킬 수 없기 때문에 가능한 마모를 제한하는 것이 중요하다. 그러므로 마모와 관련된 인자를 가지는 비미끄럼률(specific slipping)을 최소화시키고자 한다.

예를 들면 Fig. 14의 두 펌프는 유량의 측면에서 $d-r_{12}$ 가 같은 값을 가지기 때문에 동일한 성능을 가진다. 그럼에도 불구하고 로터 외곽을 따른 접촉점의 비미끄럼률은 다르다.

비미끄럼률은 식(17)로부터 구할 수 있다.

$$S.S. = \frac{|s_2 - s_1|}{s_1} \quad (17)$$

여기서, s_1 과 s_2 는 회전량에 따라서 접촉점이 내외부로터의 형상을 따라 각각 움직인 거리이다. 내부로터의 비미끄럼률은 유한하고 내부로터 치형을 따라서 같은 방향으로 움직이기 때문에 s_1 는 0이 될 수 없다.

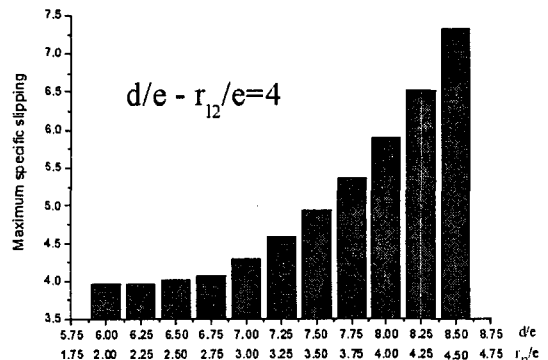


Fig. 14 Maximum specific slipping according to the same values of $d/e-r_{12}/e$

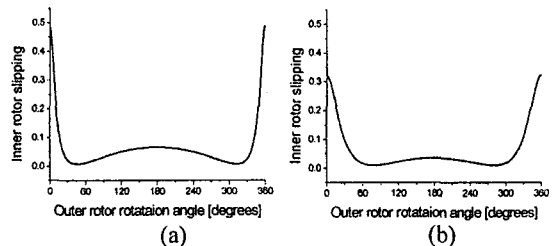


Fig. 15 The slipping distances regarding the lobe shapes of the inner rotor in Fig. 14

Fig. 15와 Fig. 16은 Fig. 14에서 $d/e=6$, $r_{12}/e=2$ 와 $d/e=8$, $r_{12}/e=4$ 인 경우의 외부로터 회전각에 따른 내부 및 외부로터 거리를 나타내었고, 식(17)에 의한 비미끄럼틀의 결과를 Fig. 17에 나타내었다.

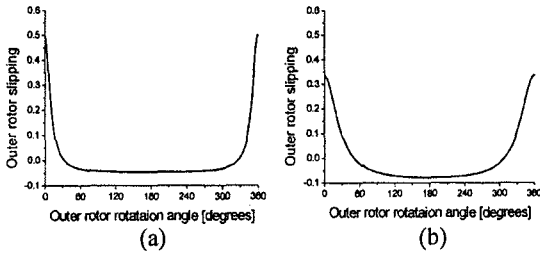


Fig. 16 The slipping distances regarding the lobe shapes of the outer rotor in Fig. 14

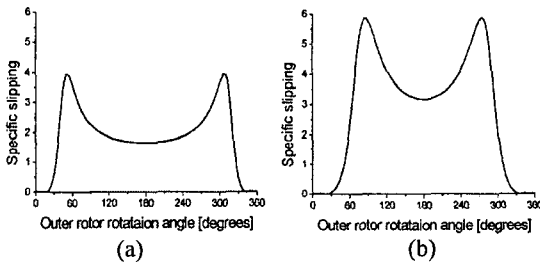


Fig. 17 Pump with same ratio d/r_{12} but different lobe numbers

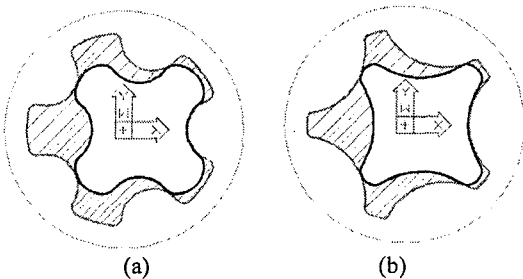


Fig. 18 Pump with same lobe numbers but different ratio d/r_{12}

Fig. 18-(a)은 동일한 유량 및 유량맥동을 가진 펌프들 중에서 비미끄럼틀이 최적인 경우를 나타내었다.

5. 결론

본 연구에서는 원형의 로버(lobe) 형상을 가진 외부로터의 설계변수와 설계한계를 고려한 기하학

적이고 운동학적인 분석을 수행하였다.

1. 기하학적인 측면에서의 설계 한계를 고려하여 첨점이나 루프가 생기지 않는 범위를 제시하였다.
2. 접촉점에서의 접촉각을 최소화시키기 위하여 z_2 개 접촉하고 있는 내외로터들 사이의 압력각에 대한 설계한계를 제시했다.
3. 비미끄럼틀의 계산을 통하여 로버의 마모를 최소화 시킬 수 있는 설계변수를 구할 수 있다.
4. 로버의 잇수를 고정시키고 d/e 와 r_{12}/e 에 따른 유량과 유량맥동 계산을 통하여 로터 설계를 위한 최적의 설계변수들을 구할 수 있다.

참고문헌

1. Colbourne, J. R., "Gear Shape and Theoretical Flow Rate in Internal Gear Pumps," Transactions of the CSME, Vol. 3, No. 4, pp. 215-223, 1975.
2. Saegusa, Y., Urashima, K., Sugimoto, M., Onoda, M. and Koiso, T., "Development of Oil-Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape," SAE Paper No. 840454.
3. Tsay, C. B. and Yu, C. Y., "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps," J. CSME, Vol. 10, No. 1, pp. 41-47, 1989.
4. Yu, C. Y. and Tsay, C. B., "The Mathematical Model of Gerotor Pump Applicable to Its Characteristic Study," J. CSME, Vol. 11, No. 4, pp. 385-391, 1990.
5. Lee, S. C., Lee, S. N., "Design and Analysis of Gerotor for Hydraulic Motors," Journal of KSTLE, Vol. 11, No. 2, pp. 63-70, 1995.
6. Kim C. H., Kim D. I., Ahn, H. S., Chong, T. H., "Analysis of Tooth Contact Stress of Gerotor Hydraulic Motors," Journal of KSTLE, Vol. 15, No. 2, pp. 164-170, 1999.
7. Kim, J. H., Kim, Chul, "Development of an Integrated System of Automated Design of Gerotor Oil Pump," J. of The Korean society of precision engineering, Vol. 23, No. 2, pp. 88-96, 2006.