

지로터 펌프/모터의 치형 설계 프로그램 개발에 관한 연구

장주섭 · 이종원* · 한동철** · 조명래***

경원전문대학 자동차정비과
*경희대학교 기계공학과
**서울대학교 기계설계과
***서울대학교 기계설계과 대학원

A Study on Tooth Design Program Development of Gerotor Pump/Motor

Joo-Sup Jang, Jong-Won Lee*, Dong-Chul Han** and Myung-Rae Cho***

Dept. of Automotive Maintenance, Kyungwon college
**Dept. of Mechanical Eng. Kyung Hee University*
***Dept. of Mechanical & Production Eng. Seoul University*
****Graduate Student, Seoul University*

Abstract—Gerotor pumps and motors are widely used in lubrication and hydraulic actuator systems. Compared with internal gear pumps and motors, they have many advantages. However, the gerotor profiles have not been sufficiently analyzed theoretically. Therefore, it is very difficult for designer to decide the specifications of the gerotor profiles, and calculation of flow rate and minimum distance of clearance in the contact point of inner and outer rotor is not yet confirmed. In this paper, when we design inner and outer rotor concurrently, we have analyzed the gerotor profiles and displayed the calculated results such as flow rate, minimum distance between inner and outer rotor and gerotor profiles.

Key words—Hydraulic Pump, Fluid Power System, Gerotor Profiles, Trochoid Curves, Tooth Design Program, Gerotor Motor, Tip Clearance.

1. 서 론

일반적으로 흔히 사용되고 있는 정용량형 유압 내접 기어 펌프 및 모터는 내접 기어의 치형 형태에 대한 결합으로 생성된 스퍼어 기어나 원의 곡선을 변형하여 사용하고 있다. 임의적으로 생성한 로터를 가지는 지로터(Gerotor) 펌프 및 모터는 내부 로터와 외부 로터로 구성되어 있어 구조가 간단하고 소결 제품의 제작 기술 발달로 가공의 정밀도가 높아지고 있어 형상이 복잡하더라도 가공이 용이하며 조립이 쉽고, 두 치형 사이에 상대 운동이 적으므로 장기간 사용하여도 효율의 변화가 적으며 흡입 성능이 우수하여 피스톤 펌프와 결합된 2연펌프(Tandem pump)의 흡입 및 저항을 주는 펌프로 널리 사용되고 있고, 특히 다른

펌프에 비하여 소음이 적어 엔진 윤활을 위한 윤활유의 공급원이나 자동변속기의 유압원으로 널리 사용되고 있다. 또한 전체 체적에 비하여 베인이나 기어 톱보다 1회전당의 토출량이 많은 것을 장점으로 가지고 있다. 이런 이유로 유압 시스템에 널리 사용되고 있으며 최근 가공 기술의 발달과 함께 급격하게 응용성이 점차 확대되어 가고 있는 실정에 있다.

따라서 지로터형 펌프/모터의 치형 설계와 관련하여 많은 연구가 수행되었다. Colbourne[1]은 유량에 대한 기어 치형 형태의 효과와 치형 곡선을 특별하게 규정하여 각 치형이 접하는 곳의 단면을 계산하여 유량의 변동을 줄이는 것을 제안하였고, Tsay[2,3] 등은 외부 로터를 기준으로 내부 로터를 설계하는 수학적인 모델링을 제안하여, 가공시 두 로터 사이에 간격이 존재하

여야 원활한 작동이 될 것이라는 실제의 모델을 제안하였으며, Seagusa 등[4]은 이론적인 트로코이드 곡선으로 외부 로터 및 내부 로터를 설계하는데 있어 내부 로터를 고정시키고 외부 로터를 설계하는 것으로 두 치형 간에 간격을 일정하게 유지하는 궤적을 구하고 변형 치형을 구하는 식을 제안하였다. 또 Beard[5] 등은 하이포트로코이드(Hypotrochoidal)와 에피트로코이드(Epitrochoidal)사이의 유량 변화를 비교하고 수학적 관계를 나타냈다. 최근 이성철[6] 등은 곡선족(Family of curves)의 특성을 이용하여 내부 로터의 치형에 대한 식을 유도하고 유압 모터를 대상으로 유량 및 토크 계산 등의 특성해석을 실시하였다. 그러나 현재까지 발표된 내용들은 이론적 해석에 치중하였고, 더구나 이것을 전산화하여 쉽게 활용한 예는 없어서 실제 설계시 많은 문제점이 있었다. 특히 유량 계산에 관한 대부분의 문헌들은 외부 로터의 형상 설계나 설계 방법에 대한 구체적인 연구가 없었다. 본 논문은 이론 해석을 실시하고 해석된 결과를 이용하여 전산설계 프로그램을 개발하여 제품 개발에 응용하고 유량 및 접촉점에서의 최소 거리를 계산하는 방법을 정립하여 실용화하는데 일익을 담당 할 수 있을 것이다.

2. 이론적 해석

전형적으로 사용되고 있는 유압용 지로터 펌프 및 모터의 개략도를 Fig. 1에 나타냈다. 내부 로터와 외부 로터로 구성되어 있으며, 내부 로터(Inner Rotor)는 트로코이드(Trochoid)곡선으로 설계를 하게되고 이것을 기준으로 하였을 때 외부 로터(Outer Rotor)의 치형은 일반적으로 원호 형상, 타원(Elliptical)형상, 정현(Sinusoidal)형상으로 설계하고 있지만 대부분은 반경이 일정한 원호 형상을 사용하고 있고, 외부 로터는 항상 내부 로터보다 1개 더 많은 로브(Lobes)를 가지고 회전하게 된다. 대부분의 구동 및 피동축은 내부 로터의 중심에 축을 삽입하여 사용된다. 자동차의 엔진 유탄용 펌프, 자동변속기용 유압 모듈레이트 공급라인의 유압원으로 하는 펌프, 연료 공급용 펌프 등에서는 외부 로터는 하우징의 중심 축을 기준으로 회전하고 내부 로터는 일정한 편심 거리 e를 가지고 각 로터의 중심에서 회전하게 된다. 유압 모터로 사용되는 경우도 마찬가지로 내부 로터의 중심 축과 연결되는 출력 축과 연결된다.

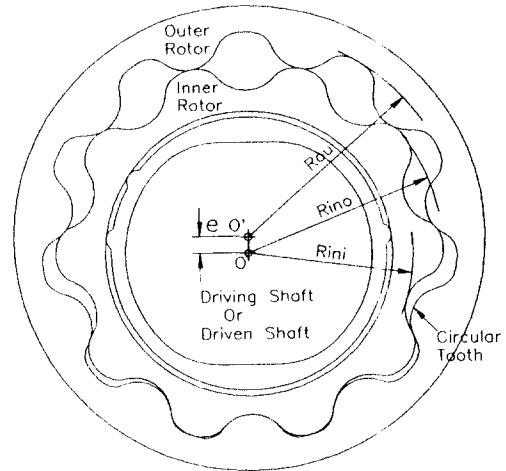


Fig. 1. Assembling drawing of inner and outer rotor.

유압 펌프로 사용시 작동은 내부 로터를 회전시키면 외부 로터의 접촉점이 이동하면서 편심 거리에 따라 두 로터 사이에 공간이 발생됨으로서 이공간 사이에 작동유나 윤활유가 흡인력에 의하여 계속적으로 공급되면서 회전하고 시작점을 기준으로 180°이후부터는 계속해서 토출축으로 토출시키면서 회전함으로써 유량의 맥동이 적고 정속한 작동이 된다. 모터인 경우는 펌프와 반대로 외부의 유압이 작용하면서 서서히 로터 사이의 체적이 증대되었다가 배출구를 통하여 유압 탱크로 돌아가게 된다.

내부 로터의 중심 O에서 편심량을 c라 하면, 편심된 거리의 중심 O'를 외부 로터의 중심이라 하고, O'에서 외부 로터의 반경을 R_{ou}, 원형 치형의 반경을 R_o, 내부 로터의 로브(Lobes)의 수를 N이라 하면 외부 로터의 수는 내부 로터의 수보다 1개가 더 많은 N+1개가 된다.

Fig. 2는 내부 로터의 치형 생성 과정을, Fig. 3은 외부 로터의 설계 방법을 나타냈다. 여기서 R_h를 기초원의 반경, R_r을 롤링원의 반경이라고 할 때 롤링원의 반경이 기초원의 반경 위를 굴러가면서 생성된 원의 반경을, 궤적원의 반경 R_r라고 하면, 로브의 수는 다음 식으로 구해진다.

$$N = \frac{R_h}{R_r} \tag{1}$$

기초원의 회전각을 θ, 롤링원의 회전각을 φ라고 하면 다음 관계가 성립한다.

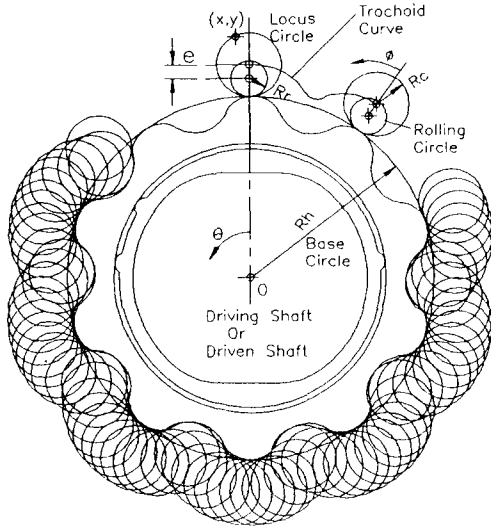


Fig. 2. Generation of inner rotor.

$$R_h \theta = R_r \phi \tag{2}$$

한편, 트로코이드 궤적의 방정식(x,y)은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$x = R_r (N+1) \cos \theta - e \cos((N+1)\theta) \tag{3}$$

$$y = R_r (N+1) \sin \theta - e \sin((N+1)\theta) \tag{4}$$

이것은 트로코이드의 곡선을 그리는 이론적인 식이고 Fig. 2에서와 같이 내부 로터의 임의의 점을 나타내는 지로터 치형의 곡선을 (x,y)로 나타내면 다음과 같은 원의 방정식이 된다.

$$(X-x)^2 + (Y-y)^2 = (R_c)^2 \tag{5}$$

(5)식의 양변을 각 θ 로 미분하면

$$(X-x) \frac{\partial x}{\partial \theta} + (Y-y) \frac{\partial y}{\partial \theta} = 0$$

과 같이 된다. 따라서

$$Y-y = -K(X-x) \tag{6}$$

로 쓸 수 있다. 여기서 K는 다음과 같다.

$$K = \frac{-R_r \sin \theta + e \sin((N+1)\theta)}{R_r \cos \theta - e \cos((N+1)\theta)}$$

식(5)와 식(6)에서 다음 식을 얻어낼 수 있다.

$$X = x + \frac{R_c}{\sqrt{1+K^2}} \tag{7}$$

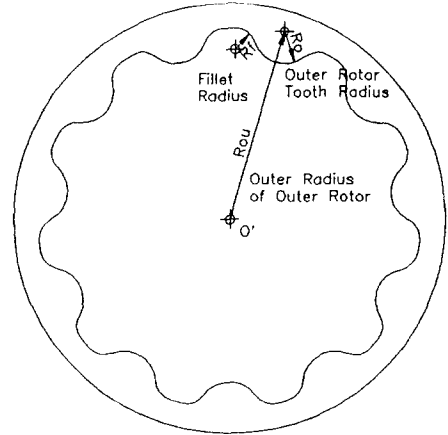


Fig. 3. Sheet of outer rotor.

$$Y = y - \frac{R_c K}{\sqrt{1+K^2}}$$

$$X = x - \frac{R_c}{\sqrt{1+K^2}} \tag{8}$$

$$Y = y + \frac{R_c K}{\sqrt{1+K^2}}$$

위의 식(7)과 식(8)중에서 작은 X^2+Y^2 값을 점(x,y)의 지로터 곡선 설계에 이용한다.

외부 로터의 치형을 원형 형상으로 설계하기 위해서는 기초원의 반경 R_h 와 롤링원의 반경 R_r 의 일직선 상에 놓여 있는 궤적원의 반경 R_c 로 O' 를 중심으로 $N+1$ 개를 작도하고, 외부 로터의 반경 R_{ou} 과 원의 반경 R_o 가 교차하는 부분에서 필릿 반경 R_f 로 작도하면 된다.

여기서 확인할 수 있는 것은 Table 1에 나타난 바와 같이 치형 사이의 간격은 거의 0에 가깝다, 즉 내부 로터와 외부 로터 사이의 간격이 거의 없기 때문에 실제적으로는 회전이 불가능하게 된다. 이런 이유로 틈새(Clearance)가 존재하여야 하므로 이런 간격을 조정하는 방법으로 Fig. 1과 Fig. 2에서 내부 로터를 작게 하든지 외부 로터를 크게 하여 두 로터가 원활하게 작동할 수 있는 틈새(Tip Clearance)를 이용한다.

편심량 e를 식으로 나타내면

$$e = \frac{R_{ino} - R_{ini}}{2} \tag{9}$$

이 되고 궤적원의 반경 R_c 를 계산하는 것이 가능하게

Table 1. Examples of Design

no	Input Data(mm,ea)							Output Data(mm,mm ²)				Remark
	R_r	N	R_h	R_{mi}	R_{mo}	R_f	R_{ou}	R_c	e	Dis	Area	
1	7.0	4	28	16.2	23.6	4.5	27.5	15.075	3.675	10 ⁻⁶	540.78	vacuum
2	7.0	4	28	16.25	23.6	7.0	27.5	15.075	3.675	10 ⁻⁶	516.20	vacuum
3	4.9	6	29.4	19.	26.62	2.5	30.45	11.49	3.81	0.	584.71	vacuum
4	6.75	6	40.5	25.455	34.985	3.5	40.165	17.0325	4.765	0.	975.49	lubrication
5	6.75	6	40.5	25.455	34.985	3.5	40.175	17.03	4.7625	0.	976.40	lubrication
6	6.5	6	39	25.455	34.9555	3.5	40.165	15.28	4.765	0.	976.11	lubrication
7	2.0625	8	16.5	13.075	16.	2.5	17.5	4.025	1.4625	10 ⁻⁶	145.77	power steer'g
8	2.0625	8	16.5	13.075	16.0	2.0	17.5	4.025	1.4625	10 ⁻⁶	148.41	power steer'g
9	4.25	8	39	25.037	31.313	2.0	34.701	10.075	3.138	10 ⁻⁵	608.89	engine Lubri-
10	4.7	8	37.6	27.1	34.	2.5	38.	11.8	3.5	10 ⁻⁵	708.97	engine Lubri-
11	4.7	9	42.3	31.78	38.88	3.5	42.5	11.67	3.55	0.	823.62	engine Lubri-
12	0.89	10	8.9	6.75	8.25	0.6	9.	2.29	0.75	10 ⁻³	25.38	fuel Trans
13	0.435	10	4.35	3.4	4.1	0.3	4.45	1.035	0.35	0.	8.61	HYD actuat-
14	1.4	10	14.	10.95	13.525	1.0	15.	3.1625	1.2875	10 ⁻³	100.21	power steer'g
15	2.9	12	34.8	29.76	34.69	3.1	37.1575	5.475	2.465	0.	528.63	auto. mission
16	2.8975	12	34.77	29.76	4.69	3.1	37.16	5.4425	2.465	0.	529.18	auto. mission
17	2.65	13	34.45	30.6	35.4	3.0	37.8	4.1	2.4	0.	521.66	auto. mission
18	2.575	14	36.05	31.75	36.25	2.0	38.5	4.625	2.25	10 ⁻⁵	521.96	auto. mission
19	2.8	14	39.2	33.25	37.75	2.5	20.	6.5	2.25	10 ⁻⁵	519.09	auto. mission

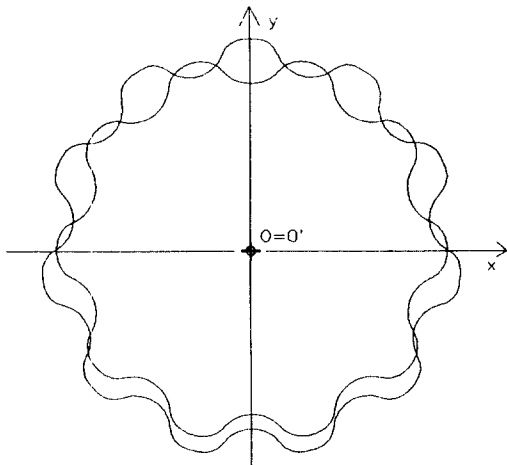


Fig. 4. Tooth curve comparison of inner and outer rotor (when $\theta=0$, $e=0$).

된다. 내부 로터의 반경 R_{mi} 는 다음과 같이 나타내어지며,

$$R_{mi} = N \times R_r + R_r - e - R_c \tag{10}$$

이식을 R_c 에 대하여 다시 정리하면, 궤적원의 반경 R_c 는 다음과 같이 된다.

$$R_c = (N+1)R_r - e - R_{mi} \tag{11}$$

여기서, R_r 또는 R_c 가 결정되면 나머지도 쉽게 결정되기 때문에 입력 데이터로 구간마다 곡률 반경을 구하여 어느 값 이상 되는 적당한 값을 설정하여 설계에 반영하고 외부 로터의 경우는 Fig. 3에서 R_{ou} 의 값을 크게 하거나 치형의 반경 R_o 를 작게 함으로서 적당한 텅 클리어런스를 얻을 수 있다. 그러나 이것은 소결에 의하여 가공되는 제품으로 금형에 의하여 대량으로 생산되는 것이기 때문에 금형 가공시 수정함으로써 생산 제품의 품질에 문제가 없도록 대처할 수 있다. Fig. 4는 두 치형의 중심점을 일치시켰을 때의 치형의 형상을 비교하여 나타냈다.

3. 설계 시스템의 개발

3-1. 시스템의 구성

일반 기계 장치와 마찬가지로 트로코이드 치형의 유압 지로터 펌프 및 모터에서도 개발 기간의 단축 및 치형의 형태를 쉽게 확인하고 품질을 향상시키기 위하여 컴퓨터를 이용한 설계 및 제작 기술 개발이 요구되고 있다. 이에 본 연구는 앞서 논의한 이론적 근거에 의하

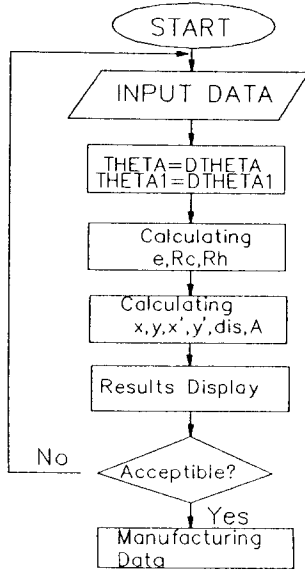


Fig. 5. Flow chart.

여 Fig. 5와 같은 시스템을 구성하고 컴퓨터를 이용하여 치형을 설계하기 위한 시스템을 구축하였다. 입력 사항은 내부 로터와 외부 로터의 설계 사양을 동시에 입력하는 것으로 Table 1에 자세히 나타내었고 특히 외부 로터 필릿 반경을 입력 사항으로 하여 최적의 형상이나 간섭을 바로 확인 가능하기 때문에 수정 설계를 매우 간단히 할 수 있다.

3-2. 유량 및 최소 거리의 계산

외부 로터와 내부 로터의 접촉점에 대한 해석을 실시하였고 계산 방법은 직각 좌표에서 외부 로터 좌표를 x',y', 내부 로터의 좌표를 x,y라고 하면 수치적 계산에 의하여 최소 거리의 위치에서 다음 식에 의하여 각 점의 위치를 결정할 수 있다.

$$R_1 = \sqrt{x'^2 + y'^2} \tag{12}$$

$$R_2 = \sqrt{x^2 + y^2} \tag{13}$$

윗식에서 R₁과 R₂의 최소 거리는

$$d_{min} = R_1 - R_2 \tag{14}$$

로 계산된다. Fig. 6은 8개의 로브를 가진 경우에 대한 해석 결과로 내부로터가 90°로 회전하였을 때, 팁 클리어런스는 최대 103 μm의 간격을 가지는 것으로 나

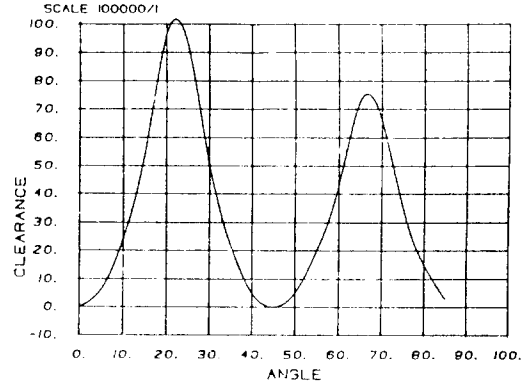


Fig. 6. Variation of tip clearance

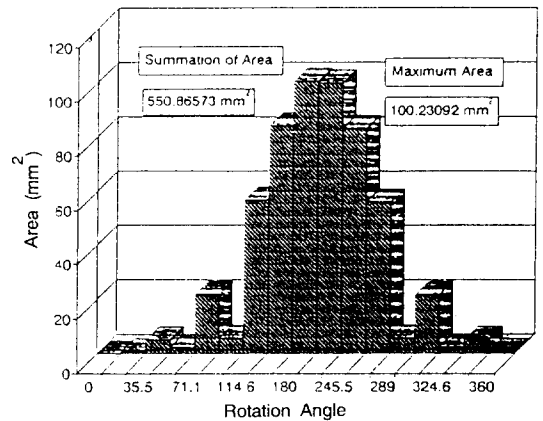


Fig. 7. Area of Closed Curves.

타났다.

유량은 N+1개의 로브를 갖는 외부 로터와 N개의 로브를 가지는 내부 로터가 서로 접하여 동일 방향으로 회전할 때 두 치형의 폐곡면 차이에 해당하는 면적에 축 방향의 길이, 즉 로터의 두께를 곱한 값에 해당되는 체적으로, 이것은 수치적 적분에 의하여 구할 수 있다. 외부 로터 폐곡선이 만드는 면적을 A_{ou} 이라 하고, 내부 로터의 폐곡선이 만드는 면적을 A_{in} 이라 하면, 토출량 Q는 다음과 같다.

$$Q = t(A_{ou} - A_{in}) \tag{15}$$

여기서 t는 로터의 두께이다.

그러나 토출량 계산 프로그램은 최소 거리 사이의 폐곡면으로 계산되며 흡입 체적이 점차 증가하여 짝수의 로브를 가진 경우 180°전후에서 최대의 면적이 되고, 두 치형이 맞물려 있는 지점의 전후에서 최소의

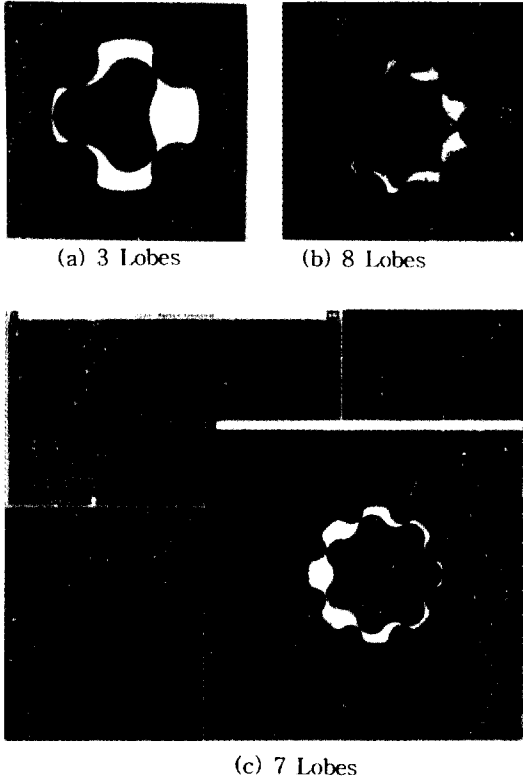


Fig. 8. Display of design results.

면적이 되므로 이 면적 차이를 기준으로 내부 로터의 로브수를 곱한 값을 1회전 당의 면적으로 계산하는 것이 타당하다고 하겠다. Fig. 7은 10개의 로브를 갖는 경우에 대한 해석결과로, 여기서 확인할 수 있듯이 최대의 체적이 되는것은 내부로터 회전각도 180° 전후에서 이루어지고 있음을 확인할 수 있다.

3-3. 설계의 예

여러 가지의 펌프에 대한 설계의 예를 Table 1에 나타내었다. 크기와 용량을 각각 다르게 하여 설계한 결과를 나타낸 것으로 특히 로브의 수 N을 기준으로 보면 4, 6, 8, 10, 12, 13, 14개의 경우에 대하여 유량 및 최소 거리를 계산하고 설계를 실시하였으며, 특히 필릿의 반경에 따라 폐곡면의 면적 차이가 있음을 알 수 있다. no1과 no2, no7 과 no8의 경우 필릿의 반경에 따라 유량에서 차이를 보이는 것은 반경의 크기에 해당하는 만큼의 면적의 차이임을 알 수 있다. 따라서 펌프인 경우 토크의 손실을 가져오고, 모터인 경우는 유량의 손실을 가져오므로 이러한 손실을 최소화하기

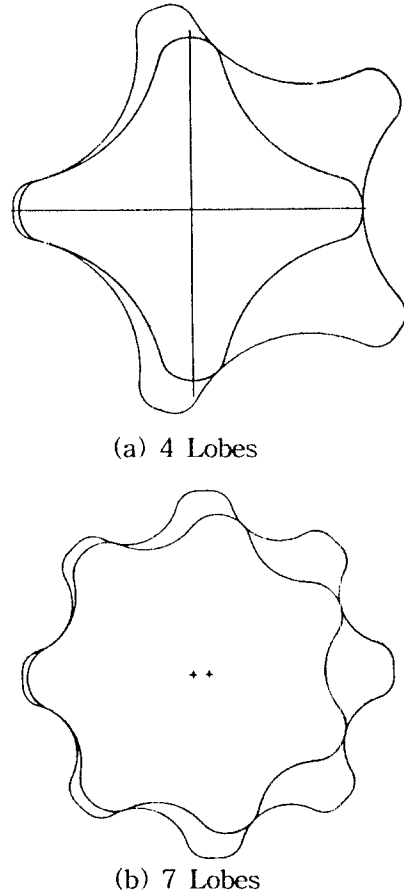


Fig. 9. Geometry drafting of autoCAD.

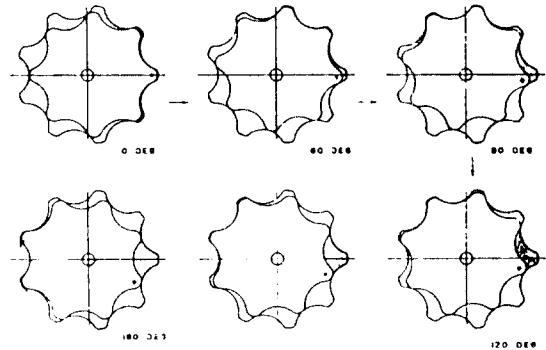


Fig. 10. Meshing process of a gerotor.

위해서는 적당한 필릿반경을 선정하지 않으면 안된다. 또한 no15 와 no16, no18 과 no19는 입력 사양을 다르게 하고 편심 거리를 같게, 체적을 유사하게한 설

계의 예를 나타냈다. 이런 경우 치형의 형상은 똑같지 않으나 매우 유사함을 확인할 수 있었다.

이런 설계의 결과를 Fig. 8에 나타내었는데 화면에 디스플레이 된 것을 하드 카피한 것으로 로브의 수가 3, 7, 8개의 경우에 대하여 나타냈고, 이것을 가공하기 위한 데이터로서 Auto CAD를 이용하여 Fig. 9에 나타냈다. Fig. 10은 지로터 펌프 및 모터의 작동 원리를 나타낸 것으로 180°부근에서 단위 길이당 체적이 최대가 됨을 확인할 수 있다.

4. 결 론

유압 펌프 및 모터로 사용되는 지로터의 내부 로터와 외부 로터를 동시에 설계하는 이론식을 정립하여, 이것을 이용한 설계용 프로그램을 개발하고, 두 치형 사이의 최소 거리를 계산하는 방법과 수치적 적분에 의한 유량 계산을 실시하였다. 본 연구에서 개발한 프로그램은 물리적 의미가 명확하고 설계 시간의 단축 및 형상의 확인이 쉬우며 용량에 맞는 펌프와 모터를 설계하는데 매우 유용하게 사용될 수 있다.

본 프로그램을 이용한 형상 설계와 외부 로터 및 편심량에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 외부 로터와 내부 로터의 설계 값을 동시에 입력함으로써 설계 시간의 단축과 형상을 화면에서 확인할 수 있었다.

(2) 외부 로터 설계시 적당한 필릿 반경을 선택함으로써 동력의 손실을 줄일 수 있음을 확인하였다.

(3) 최소 거리를 계산하는 방법을 정립하였고 그 결과를 이용하여 가공에 필요한 치형 곡선의 수정 방법 및 수정식을 산출하였다.

참 고 문 헌

1. 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.
2. Chung-Biau Tsay, "Gerotor Pumps-Design Simulation And Contact Analysis," pp. 349-356, 1992.
3. Chung-Biau Tsay, Chung-Yih Yu, "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps," J. of the CSME, Vol. 10, No. 1, pp. 41-47, 1989.
4. Saegusa, Y., et al., "Development of Oil-Pump Rotor with a Torchooidal Tooth Shape," Tran. SAE, 840454, pp. 359-364, 1984.
5. Beard, J.E., Hall, A.S. and Soedel, W., "Hypotrochoidal versus Epitrochoidal Gerotor Type Pumps with Special Attention to Volume Change Ratio and Size," ASME Proceedings, Design Automation conference, Boston, Mass., Sep. 1987.
6. 이성철, 이성남, "유압모터에 사용되는 제로터의 설계 및 해석," Journal of KSTLE, Vol. 11, No. 2, pp. 63-70, 1995.
7. 장주섭, "트로코이드형 치형 곡선의 수정 방법," 국내 특허출원중, 특허출원번호 93-17933, 1993.