

연비개선 및 소음저감을 위한 지로터 최적설계 (타원 1-타원형 인벌루트-타원 2)

Optimal Design of Gerotor (Ellipse1-Elliptical Involute-Ellipse2 Combined Lobe Shape) for Improving Fuel Efficiency and Reducing Noise

곽효서¹, 이승환¹, 김철^{2,✉}
Hyo Seo Kwak¹, Sheng Huan Li¹, and Chul Kim^{2,✉}

¹ 부산대학교 기계융합기술협동과정 (Department of Mechanical Convergence Technology, Pusan National University)

² 부산대학교 기계기술연구원 (Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University)

✉ Corresponding author: chulki@pusan.ac.kr, Tel: +82-51-510-2489

Manuscript received: 2016.3.24. / Revised: 2016.9.1. / Accepted: 2016.9.2.

A gerotor is suitable for miniature manufacturing because it has a high discharge per cycle and a simple structure, while also being widely used as lubrication oil of engines and the hydraulic source of automatic transmission. In the automobile industry, it has been necessary to continuously improve the flow rate and noise of internal gear pumps for better fuel efficiency through optimal gerotor design. In this study, to obtain an optimal gerotor with an ellipse-elliptical involute-ellipse combined lobe shape, an automatic program was developed for calculating performance parameters and drawing a gerotor profile. An oil pump was assembled with the optimal gerotor together with the port used at the actual field and CFD analysis was performed on this assembly using Ansys-CFX. A performance test for the oil pump was carried out and showed good agreement with the results obtained from the theoretical analysis and the CFD analysis.

KEYWORDS: Gerotor (지로터), Combined lobe shape (조합된 로브형상), Elliptical involute (타원형 인벌루트), Computational fluid dynamics (전산유체역학), Performance test (성능시험)

1. 서론

지로터 (Gerotor) 펌프는 구조가 간단하고 가공이 용이하며 부품수가 적어 조립이 쉬우며, 내부로터와 외부로터 사이의 상대운동이 적어 장기간 사용하여도 체적효율의 변화가 적고, 흡입 성능이 우수하다.¹ 최근 자동차 산업에서는 연비향상 및 소음저감을 위한 오일펌프 연구가 진행되고 있으

며, 자동차의 엔진, 자동 변속기 및 연료펌프에 사용되는 핵심부품인 지로터의 경우, 로브형상 설계를 통하여 유량증대 및 소음저감을 추구하고 있다. 기존 지로터 관련 연구에서는 Fabiani²는 내부로터 회전각에 따른 챔버면적 변화율을 적분하여 유량 계산 후, 이에 대한 시뮬레이션 및 실험을 수행하였으며 Mimmi³는 한계곡선을 이용하여 로터 설계 시 언더컷을 방지할 수 있는 방법을 개발하였다.

Demengo⁴는 간섭 및 마모방지를 위한 사이클로이드 로터를 설계하고 접촉응력 계산 프로그램을 개발하고, Lee⁵은 제로터의 내부누유 방지 및 가공편의를 위해 내부로터 형상을 원호조합곡선으로 보간하는 방법을 개발하였으며, Sasaki⁶는 내부로터에 인벌루트 곡선을 삽입하여 기존의 개발된 파라코이드 로터보다 효율이 우수한 메가플로이드 로터를 개발하였다. Jung⁷은 캐리오버가 발생하지 않는 타원1-인벌루트-타원2가 조합된 외부로브 형상을 가지는 지로터를 개발하고 유량 및 유량맥동에 대한 실험계획법을 수행하였으며, Bae⁸는 소음관련 성능인자인 압력각, 유량맥동 및 미끄럼률을 고려한 타원1-인벌루트-타원2의 로브형상을 가지는 지로터의 최적설계를 수행하였다. 또한, 원으로부터 얻어지는 인벌루트와는 달리, 타원으로부터 얻어지는 인벌루트(Elliptical Involute)를 이용하여 타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 외부로브 형상을 가진 지로터를 설계하여, 설계인자의 크기 변화가 치형 형상 및 성능인자(유량 및 유량맥동)에 미치는 영향을 예측하였다.⁹

이에, 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 외부로브 형상에 대하여 내부로브를 창출하는 자동화 프로그램 및 성능인자 예측 프로그램을 개발하여, 유량과 유량맥동뿐만 아니라, 미끄럼률 및 압력각 계산하였다. 이를 토대로 연비향상 및 소음저감을 위한 최적의 치형을 도출하고, 현장의 경험을 토대로 설계된 포트가 결합된 상태에서 유한요소해석을 수행하였다. 또한, 오일펌프의 성능시험을 통하여, 기존의 로브형상이 원인 치형의 성능인자와의 비교를 통하여 개발된 최적치형의 성능인자 변화량이(유량맥동, 미끄럼률 및 압력각) 실제 소음에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 이론적 해석

기존의 치형 설계에 적용되었던 기초 원에서 도출되는 인벌루트와는 달리, 타원에서 얻어지는 인벌루트는 Fig. 2와 같으며, 이를 이용한 외부로브 형상은 타원1과 타원2 사이에 타원형 인벌루트를 삽입한 곡선으로 이루어져 있다.

기존의 연구에서 도출된 타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 내부로터(x_{in}, y_{in}) 및 외부로터(x_{out}, y_{out}) 방정식은 식(1)-식(7)⁹과 같으며 이를 Fig. 3에 나타내었다. 여기서 (x_c, y_c)는 접촉점, a 는 외

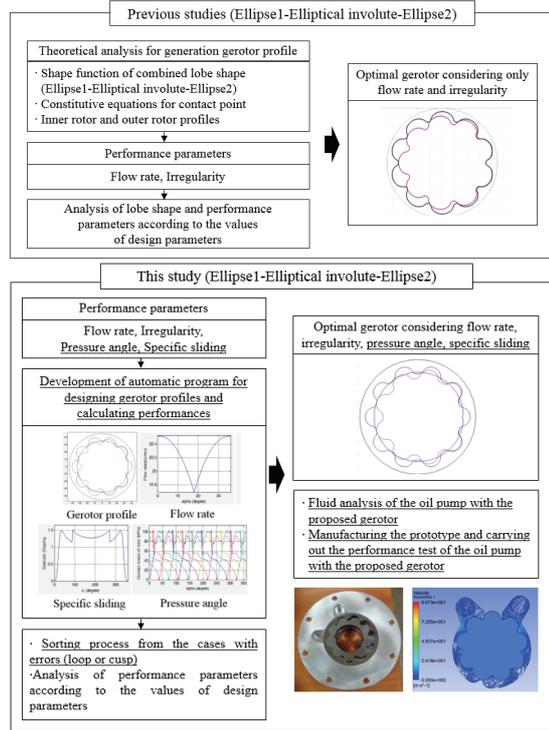


Fig. 1 Comparison of this study with previous study regarding to gerotor with ellipse1-elliptical involute-ellipse2

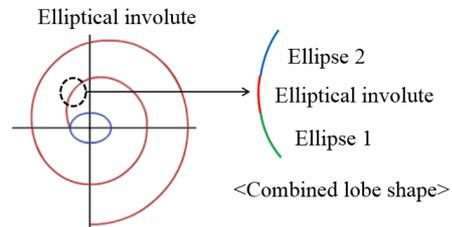


Fig. 2 Lobe shape combined with ellipse1- elliptical-ellipse 2

부로터의 중심과 피치점이 이루는 각도이며 r_1 및 r_2 는 내부 및 외부로터의 피치원 반경이다.

또한, 타원1 및 타원2의 외부로터의 중심과 외부로터 로브의 곡률 중심 사이의 거리는 d 및 d_3 , 외부로터 로브의 반경은 r_{l2} 및 $r_{l2,2}$, 장단축비는 k_1 및 k_2 이다. a, b 및 ψ 는 각각 타원형 인벌루트의 기초 타원에서 장축, 단축 및 인벌루트를 삽입할 구간이고, $E(k)$ 는 제 2종의 완전 타원적분(Complete Elliptic Integral of Second Kind), k 는 타원 계수

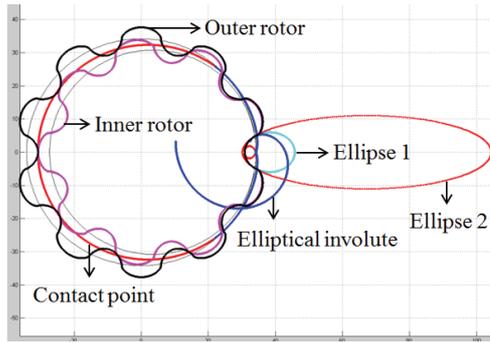


Fig. 3 Inner lobe shape generated from outer lobe shape

(Elliptic Modulus), Δx 및 Δy 는 타원형 인벌루트가 x 축 및 y축으로 병진이동 한 값이다.

$$\alpha' = \alpha \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} x_c \\ y_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{c,e1} & x_{c,i} & x_{c,e2} \\ y_{c,e1} & y_{c,i} & y_{c,e2} \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{pmatrix} x_{in} \\ y_{in} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha' & -\sin \alpha' \\ \sin \alpha' & \cos \alpha' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_c - e \\ y_c \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} e \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{pmatrix} x_{out} \\ y_{out} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} C_{e1} &= \begin{pmatrix} x_{c,e1} \\ y_{c,e1} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} (d - rl_2 \cdot \cos \theta) \cdot \cos \alpha + k_1 \cdot rl_2 \cdot \sin \theta \cdot \sin \alpha \\ (d - rl_2 \cdot \cos \theta) \cdot \sin \alpha - k_1 \cdot rl_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} C_i &= \begin{pmatrix} x_{c,i} \\ y_{c,i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{in} \cdot \cos \alpha + y_{in} \cdot \sin \alpha \\ x_{in} \cdot \sin \alpha - y_{in} \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} x_{in} \\ y_{in} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} a \cdot \left(\cos \psi + \frac{b \cdot E(k) \cdot \sin \psi}{d} \right) + \Delta x \\ b \cdot \left(\sin \psi - \frac{b \cdot E(k) \cdot \cos \psi}{d} \right) + \Delta y \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} C_{e2} &= \begin{pmatrix} x_{c,e2} \\ y_{c,e2} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} (d_3 - rl_{2,3} \cdot \cos \theta') \cdot \cos \alpha + k_2 \cdot rl_{2,2} \cdot \sin \theta' \cdot \sin \alpha \\ (d_3 - rl_{2,3} \cdot \cos \theta') \cdot \sin \alpha - k_2 \cdot rl_{2,2} \cdot \sin \theta' \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

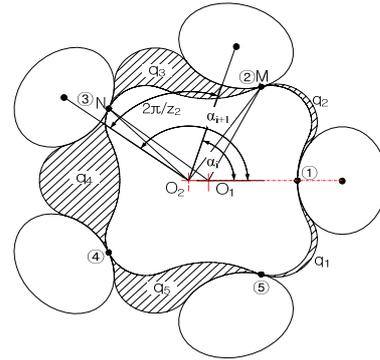


Fig. 4 Schematic model for predicting flow rate and irregularity

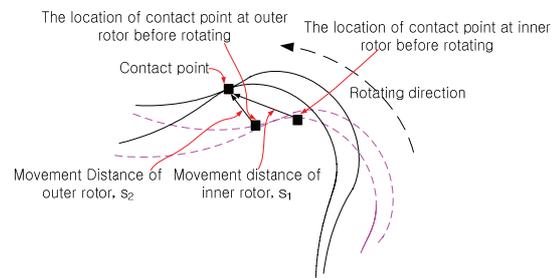


Fig. 5 Schematic model for predicting specific sliding

3. 치형의 최적설계 및 성능 인자 도출

3.1 성능인자 관계식

Fig. 4의 해칭된 챔버는 로터가 일정한 간격으로 미소 각도만큼 회전하면서 측면의 길이가 변화되어 체적이 증감한다. 이때 흡입이 일어나는 영역과 토출이 일어나는 영역이 나타나는 면적들은 각각 중심과 접촉점 사이의 거리에 비례하므로 유량은 (Flow Rate)은 식(8)과 같이 구할 수 있으며, 유량맥동 (Irregularity)은 식(9)와 같다. Z_1 과 Z_2 는 각각 내부로터의 잇수와 외부로터의 잇수를 나타내며, Q 는 유량, i 는 유량맥동을 나타낸다.¹⁰

미끄럼률은 로터의 회전량에 따라서, 접촉점이 내·외부 로터의 형상을 따라 각각 움직인 거리의 비로 정의된다. Fig. 5에 내·외부로터가 접촉점으로 움직인 거리인 s_1 과 s_2 를 나타내었으며, 내부로터의 미끄럼률은 식(10)로부터 구할 수 있다.¹⁰ 압력각은 기어 잇면의 한 점에서 그 반경선과 치형으로의 접선과 이루어지는 각으로 정의된다. 임의의 위치에 있는 내부로터의 접촉점 (P)에서의 압력각은 외부로터의 중심 O_2 에서 내부로터의 접촉

점 (P₂)까지의 거리 (ρ)를 반경으로 하는 원의 접선과 접촉점 (P₂)에서 내부로터의 접선과 이루는 각도 (δ)이다. 식(11)-식(13)에서 기하학적 특징을 이용하여 코사인 제2법칙으로 γ를 구하고 외부로브와 접선이 수직이라는 것을 이용해 압력각 (δ)를 구하였다.¹⁰

$$q_i(\alpha) = \frac{1}{2}b \left[\left(\left| \overline{O_1M} \right|^2 - \left| \overline{O_1N} \right|^2 \right) \frac{r_2}{r_1} - \left(\left| \overline{O_2M} \right|^2 - \left| \overline{O_2N} \right|^2 \right) \right] \omega_1$$

$$Q = z_1 \int_0^{2\pi} q(\alpha) d\alpha = z_1 \sum_{i=1}^{z_2} q_i \tag{8}$$

$$i = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{average}}} \tag{9}$$

$$\text{specific sliding} = \frac{|s_2 - s_1|}{s_2} \tag{10}$$

$$\cos \gamma = \frac{\rho^2 + P_c P^2 - r_2}{2 \times P_c P^2 \times \rho} \tag{11}$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left(\frac{\rho^2 + P_c P^2 - r_2}{2 \times P_c P^2 \times \rho} \right) \tag{12}$$

$$\delta = 90^\circ - \gamma \tag{13}$$

3.2 설계 자동화 및 성능예측 프로그램

MATLAB을 이용하여 타원1-타원형 인벌루트-타원2 이 조합된 외부로브형상을 가지는 치형 생성 및 성능인자 계산을 위한 설계 자동화 프로그램을 개발하였고, 이를 Fig. 6에 나타내었다.

설계인자의 최소값 및 최대값과 증가량을 입력하면 이들의 모든 조합에 대한 치형 형상 및 성능인자가 Fig. 7과 같이 도출된다.

3.3 타원 1-타원형 인벌루트-타원 2 조합된 로브형상을 가지는 치형의 최적설계

타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 로브형상을 가지는 치형의 최적설계를 수행하기 위하여, 설계인자의 변화에 따라 나타나는 54만개의 치형에 대한 성능인자를 비교하였다. 이때, Fig. 8과 같이 치형의 기구학적 조건을 만족하지 않는 루프 (Loop)나 첨점 (Cusp)이 발생하는 경우에는, 에러 (Error)로 판단하고 최적의 치형을 구하는 과정에

```

36 - ee_min = 3.421;
37 - ee_max = 3.421;
38 - del_ee = 0.01;
39
40 - dd_min = 38;
41 - dd_max = 42;
42 - del_dd = 0.1;
43
44 - kk_min = 0.8;
45 - kk_max = 1.4;
46 - del_kk = 0.1;
47
48 - gamma_min = 35;
49 - gamma_max = 45;
50 - del_gamma = 1;
51
52 - eta_min = 20;
53 - eta_max = 30;
54 - del_eta = 1;
    
```

_min : Minimum value of design parameter
_max : Maximum value of design parameter
del : Increment of design parameter

```

for ee = ee_min : del_ee : ee_max
for dd = dd_min : del_dd : dd_max
for kk = kk_min : del_kk : kk_max
for gamma_deg = gamma_min : del_gamma : gamma_max
for eta_deg = eta_min : del_eta : eta_max
    
```

| | A | B | C | D | E | F | J | K | L | M | |
|----|------------------|----|-------|-----|-------|------|-----------------------|-----------|----------------|-------------------|--|
| 1 | Design parameter | | | | | | Performance parameter | | | | |
| 2 | e | d | r12 | k | gamma | etha | Irregularity | Flow rate | Pressure angle | Specific slipping | |
| 3 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 35 | 20 | 4.573 | 21.251 | 27.149 | 1.322 | |
| 4 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 36 | 20 | 4.571 | 21.251 | 27.179 | 1.321 | |
| 5 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 37 | 20 | 4.569 | 21.251 | 27.211 | 1.319 | |
| 6 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 38 | 20 | 4.567 | 21.251 | 27.244 | 1.317 | |
| 7 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 39 | 20 | 4.566 | 21.252 | 27.278 | 1.315 | |
| 8 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 40 | 20 | 4.565 | 21.252 | 27.314 | 1.313 | |
| 9 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 41 | 20 | 4.564 | 21.252 | 27.351 | 1.311 | |
| 10 | 3.421 | 38 | 2.179 | 0.8 | 42 | 20 | 4.563 | 21.252 | 27.388 | 1.309 | |

Performance parameters regarding to each combination of design parameter

Fig. 6 Automated design program for generating ellipse 1-elliptical involute-ellipse 2

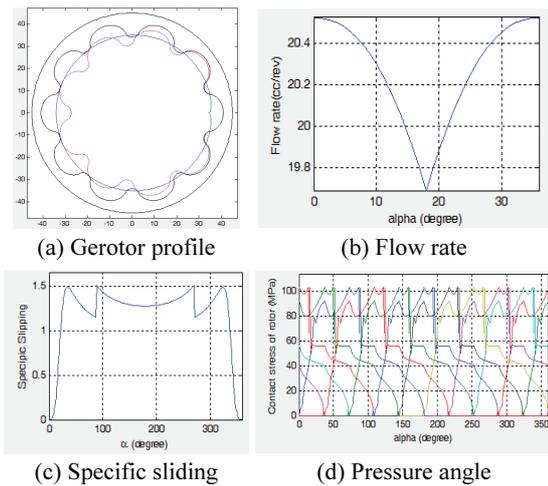


Fig. 7 Results automatically generated from the performance calculation program

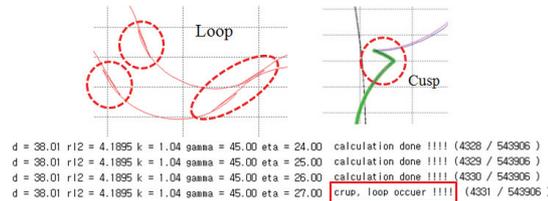


Fig. 8 Sorting process from cases with errors (loop or cusp)

Table 1 Values of performance parameters according to changes of design parameters

| Design parameter | Flow rate (cc/rev) | Irregularity (%) | Specific sliding | Pressure angle(°) | |
|------------------|--------------------|------------------|------------------|-------------------|-------|
| d | 40.23 | 22.39 | 4.46 | 1.08 | 33.46 |
| | 38.38 | 20.15 | 4.19 | 1.20 | 23.47 |
| | 36.46 | 23.02 | 5.97 | 0.85 | 30.04 |
| rl ₂ | 4.70 | Error | | | |
| | 4.48 | 20.15 | 4.19 | 1.20 | 23.47 |
| | 4.25 | 20.40 | 4.28 | 1.16 | 25.57 |
| k ₁ | 0.81 | Error | | | |
| | 0.77 | 20.15 | 4.19 | 1.20 | 23.47 |
| | 0.73 | 20.14 | 4.23 | 1.21 | 24.30 |
| γ | 34.65 | 20.15 | 4.16 | 1.22 | 24.27 |
| | 33.00 | 20.15 | 4.19 | 1.20 | 23.47 |
| | 31.35 | Error | | | |
| η | 21 | 20.15 | 4.1 | 1.35 | 25.20 |
| | 20 | 20.15 | 4.19 | 1.20 | 23.47 |
| | 19 | 20.15 | 4.1 | 1.32 | 25.20 |

Table 2 Amount of values of the performance parameters to be changed according to changes of design parameters

| Design parameter | Flow rate (%) | Irregularity (%) | Specific Sliding (%) | Pressure angle (%) |
|------------------|---------------|------------------|----------------------|--------------------|
| d | 14.2 | 42.5 | 29.2 | 42.6 |
| rl ₂ | 1.2 | 2.1 | 3.3 | 8.9 |
| k ₁ | 0.04 | 0.9 | 0.8 | 3.5 |
| γ | 0 | 0.7 | 1.6 | 3.3 |

Table 3 Optimal design parameters of gerotor (ellipse 1-involute-ellipse 2)

| d | rl ₂ | k ₁ | γ | η |
|-------|-----------------|----------------|----|----|
| 38.25 | 3.8 | 0.9 | 36 | 20 |

서 배제시켰다. 현재 자동차 자동변속기용 오일펌프에 사용되는 치형의 크기에 의해, 외부로터의 외경 (D=90mm), 치형의 두께 (t=12.6mm) 및 편심량 (e=3.421mm)은 고정하고, 자동화 프로그램을 통하여 도출한 설계인자 (d, rl₂, k₁, γ 및 η)의 변화 (3수준)에 따른 성능인자를 Table 1에 나타내었다. 이에 의하면, d의 변화에 따른 성능인자의 변화가 가장 크며 k₁, γ 및 η에 따른 변화는 비교적 미미함을 알 수 있었고, 그 변화량을 Table 2에 나타내었다.

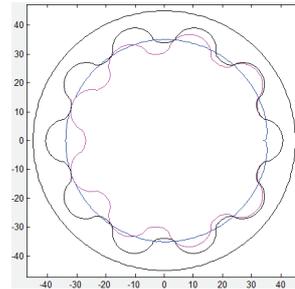


Fig. 9 Profiles of optimal gerotor (ellipse 1-elliptical involute-ellipse 2)

Table 4 Comparison of performance parameters of optimal gerotor (ellipse 1-elliptical involute-ellipse 2) with those of existing one (circle)

| | Flow rate (kg/s) | Irregularity (%) | Specific Sliding | Pressure angle(°) |
|-------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|
| Ell1-ell inv-ell2 | 0.6714 (2.8%↑) | 4.19 (24.3%↑) | 1.20 (48.1%↓) | 23.47 (17.0%↓) |
| Circle (existing) | 0.6534 | 3.37 | 2.31 | 27.47 |

Table 2의 결과로부터, 모든 성능인자를 고려하여 선정된 타원1-타원형 인벌루트-타원2의 조합형상에 대하여 최적의 설계인자 값과 그에 따른 치형의 형상을 Table 3 및 Fig. 9에 각각 나타내었다. 최적치형에 대한 성능인자의 값을 기존의 외부로브 형상이 원인 치형과 비교한 결과, 유량맥동 (4.19%)의 경우 기존의 치형보다 24.3% 높아졌지만, 유량은 2.8% (0.6714 kg/s) 향상되었을 뿐만 아니라, 미끄럼률 및 압력각은 각각 48.1% (1.20) 및 17.0% (23.47°) 감소하였는데, 이를 Table 4에 나타내었다.

4. 타원 1-타원형 인벌루트-타원 2가 조합된 최적 치형을 갖는 오일펌프의 유동해석

유한요소해석 상용 소프트웨어인 ANSYS-CFX를 이용하여, 타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 최적 치형을 갖는 오일펌프의 유동해석을 수행하였다.

4.1 유동해석 모델 및 포트 설계

오일펌프의 유동해석을 위한 3D 모델은 타원1-타원형 인벌루트-타원2의 외부로브 형상에 대하여 창출되는 최적의 내부로터, 내부로터와 외부로터

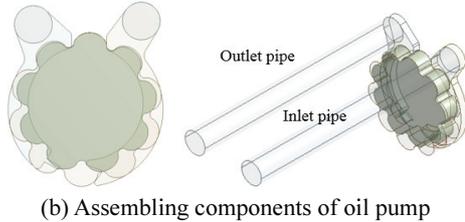
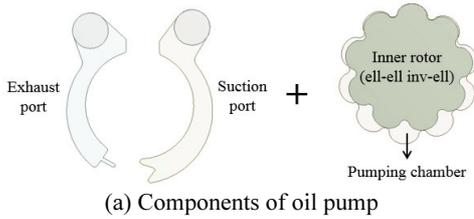


Fig. 10 3D modeling of oil pump to carry out CFD simulation

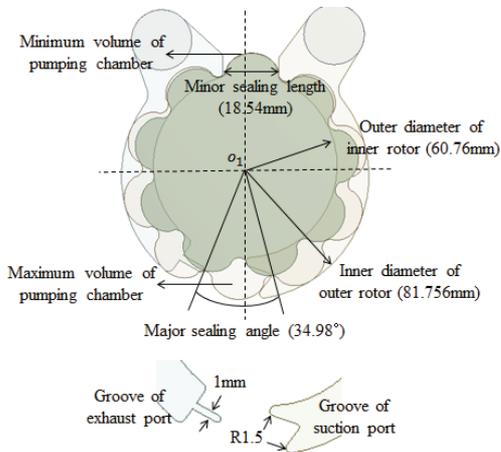


Fig. 11 Port shape designed by empirical know-how in actual field

사이의 유동장인 펌핑 챔버 (Pumping Chamber), 입·출구 파이프 (Inlet Pipe, Outlet Pipe) 및 흡입·토출 포트(Suction Port, Exhaust Port) 로 이루어져 있으며, 이를 Fig. 10에 나타내었다. 대기압의 작동유가 흡입포트로 유입되어 펌핑 챔버의 체적이 최대에 도달하면, 작동유가 챔버 안에 갇히게 되어 가압된다. 로터의 회전에 따라 펌핑 챔버의 체적이 감소되면 작동유가 토출포트로 이동하여 출구 파이프 로 빠져나간다. 현장의 경험을 토대로 설계 된 포트는, 펌핑 챔버의 체적이 최대가 될 때 (Maximum Volume of Pumping Chamber), 흡입포트의 출구부와 토출포트의 입구부 사이 각도 (Major Sealing Angle)

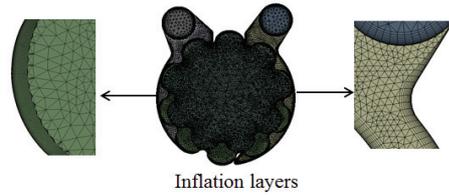


Fig. 12 Mesh generation for CFD analysis

Table 5 Material properties of ATF

| Temperature | Density | Kinematic viscosity | Dynamic viscosity |
|-------------|-------------------------|--------------------------|-------------------|
| 80℃ | 799.7 kg/m ³ | 8.2 mm ² /sec | 0.0066 kg/ms |

가 34.98°이고, 펌핑 챔버의 체적이 최소가 될 때 (Minimum Volume of Pumping Chamber), 흡입포트의 입구부와 토출포트의 출구부 사이 길이 (Minor Sealing Length)는 18.54 mm 이다. 또한, 포트의 갑작스러운 체적 변화에 따른 압력맥동으로 인하여 소음 및 진동이 발생하게 되는데, 이를 방지하기 위해 입구포트의 하부 및 토출포트의 상부에는 Fig. 11과 같이 그루부 (Groove)를 설계하였다.¹¹

4.2 메쉬 및 해석 조건

작동유의 점성을 고려하기 위하여 벽면에 인플레이션 메쉬를 설정하여 요소수 4,363,247 개, 노드수 1,741,345 개로 생성하였으며, 이를 Fig. 12에 나타내었다. 지로터의 회전에 의하여 펌핑 챔버의 형상이 시간에 따라 변화하므로 과도해석을 수행하였으며, 내부로터는 2500 rpm, 펌핑 챔버는 잇수비 (9/10)에 따라 2250 rpm 의 회전속도를 설정하였고, 1.2 x 10⁻⁵의 타임 스텝 (Time Step)으로 0.024 초 동안 1바퀴를 회전한다. 입구 파이프에서 1 atm 의 작동유가 흡입되고 출구 파이프를 통하여 16 bar의 압력으로 빠져나가며, Table 5의 차량용 자동 변속기 오일인 ATF (Auto Transmission Fluid)의 물 성치는 80 ℃에서의 값을 사용하였고¹¹회전체의 Whirl 운동을 고려한 유동해석을 수행하였다.¹²

4.3 유동해석 결과

타원1-타원형 인벌루트-타원2가 조합된 최적의 지로터를 갖는 오일펌프의 유선 (Stream Line) 및 시간에 따른 유량 그래프를 Fig. 13에 나타내었다. 작동유는 입구 파이프에서 직선형으로 흡입되나, 로터의 회전에 따라 포트를 지나면서 출구 파이프에서는 회오리 흐름 (Whirl Flow)을 보이면서 토출

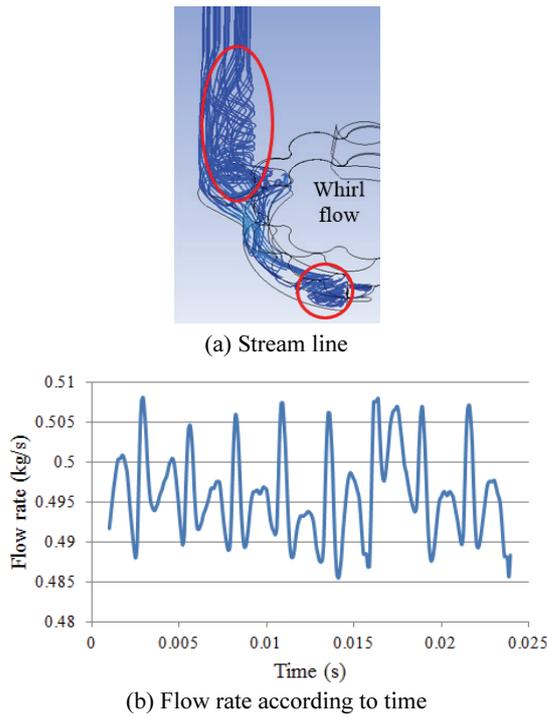


Fig. 13 CFD analysis results of oil pump with optimal lobe shape (ellipse1-elliptical involute-ellipse2)

된다. 출구 파이프에서의 유량 및 유량맥동은, 각각 0.4963 kg/s 및 3.95% 이다.

5. 시제품 제작 및 성능 테스트

타원1-타원형 인벌루트-타원2 가 조합된 최적 치형을 갖는 오일 펌프의 시제품 제작 및 성능테스트를 수행하였으며 이를 Fig. 14와 15에 나타내었다. 온도제어 시스템 및 냉각수 (Cooling-Water System)가 작동유 온도 (80 ℃)를 일정하게 유지시키며, 구동 모터 (Driving Motor)의 동력으로 지로터를 회전시킨다. 오일 팬으로부터 작동유 (ATF)가 흡입되어 오일펌프로 전달되고, 유량측정계 (Flowrate Measurement)가 출구 파이프에서 빠져나온 토출유량을 측정하며, 소음측정계 (Noise Measurement)가 오일펌프에서 발생하는 소음을 측정한다. 시험의 정확성을 위해 3개의 시편을 제작하였고, 내부로터의 회전속도 (1000 rpm - 4000 rpm)에 따른 성능 테스트 결과를, 기존의 차량에 적용되고 있는 로브형상이 원인 치형을 갖는 오일펌프의 성능시험 결과와 비교하였다.

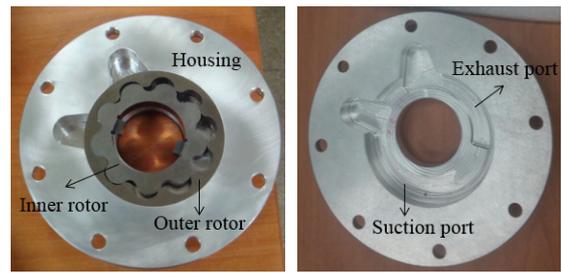


Fig. 14 Prototypes manufactured according to optimal lobe shape

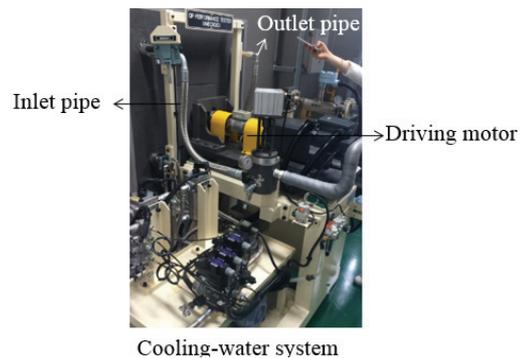
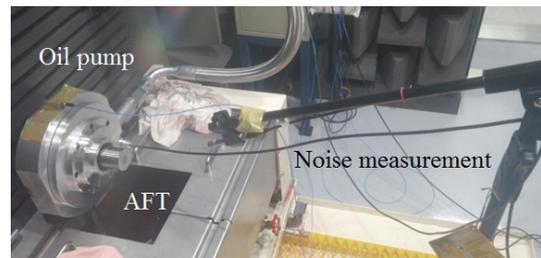


Fig. 15 Performance equipment of oil pump

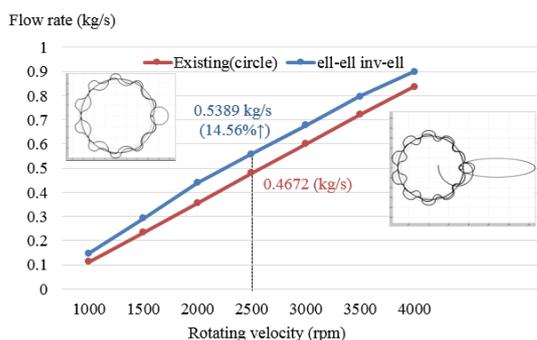


Fig. 16 Comparison of flow rates of optimal gerotor (ellipse1-elliptical involute-ellipse2) with existing one (circle)

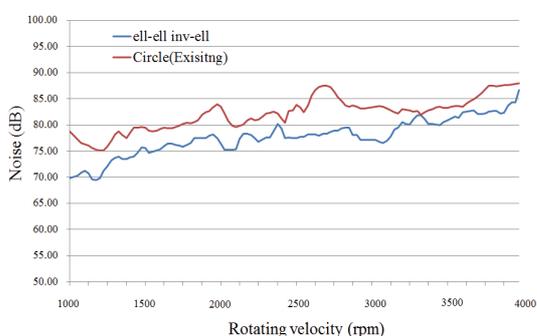


Fig. 17 Comparison noises of optimal gerotor (ellipse1-elliptical involute-ellipse2) with existing one (circle)

유량 측면에서는, Fig. 16과 같이 전 구간에서 새로 개발된 최적치형의 유량이 기존 치형보다 높았으며, 2500 rpm 에서 14.56% 향상된 것으로 나타났다. 또한, 소음 측면에서는 Fig. 17과 같이 전 구간에서 감소되었으며, 2500 rpm 에서 8.1% 낮게 나타났다. 기존 치형의 소음과 관련된 성능인자를 비교해 보면, 새로 개발된 치형은 이론적 해석 및 유동해석에서 얻은 유량맥동이 기존 치형보다 각각 24.3% 및 27.4% 증가하였으나, 이론적 해석에서 도출된 미끄럼률 및 압력각은 기존 치형보다 각각 48.1% 및 17.0%로 크게 감소하였기 때문에 실제 성능시험에서도 소음이 낮아진 것으로 사료되며 이를 요약하여 Table 6에 나타내었다.

또한 2500 rpm에서 이론 및 CFD 해석에서 얻은 유량값을 성능시험에서 얻은 유량값과 비교하여 Table 7에 나타내었는데, 이론적 해석의 경우에는 역류 및 케비테이션이 고려되지 않는 펌핑 챔버

Table 6 Relationship between performance parameters and noise when working at 2500 rpm

| | | Optimal gerotor (ell-ell inv-ell) | Existing gerotor (circle) |
|----------------------|--------------------|-----------------------------------|---------------------------|
| Theoretical analysis | Irregularity | 4.19 (24.3% ↑) | 3.37 |
| | Specific sliding | 1.20 (48.1% ↓) | 2.31 |
| | Pressure angle (°) | 23.47 (17.0% ↓) | 27.47 |
| CFD analysis | Irregularity | 3.95 (27.4% ↑) | 3.10 |
| Performance test | Noise (dB) | 76.81 (8.1% ↓) | 83.58 |

Table 7 Comparison of flow rates calculated by theoretical and CFD analyses and performance test at 2500 rpm

| | Theory | CFD analysis | Performance test |
|------------------|--------|--------------|------------------|
| Flow rate (kg/s) | 0.6714 | 0.4963 | 0.5489 |

면적에 해당하는 유량으로 오차가 (20.14%) 비교적 큰 반면, 유동해석의 경우에는 9.41%의 오차로, 실제 성능시험의 유량 값과 비교적 잘 일치하기 때문에, 본 연구에서 수행된 유동해석기법은 타당성을 가지는 것으로 판단되며, 타임스텝 및 메쉬를 더 조밀하게 설정한다면 해석과 성능시험의 오차를 줄일 수 있을 것으로 사료된다.

6. 결론

본 연구에서는 타원1-타원형 인벌루트- 타원2가 조합된 외부로브 형상에 대한 내부로브 형상을 창출하기 위한 자동화 프로그램 및 성능인자 예측 프로그램을 통하여 연비향상 및 소음저감을 위한 최적의 지로터를 도출하였다. 또한, 오일펌프의 성능시험을 수행하여, 기존의 로브형상이 원인 치형과의 성능인자의 비교를 통하여 개발된 치형에 따른 성능인자의 변화량이 (유량맥동, 미끄럼률 및 압력각) 실제 소음에 미치는 영향을 분석하였다.

(1) 타원1-타원형 인벌루트- 타원2가 조합된 외부로브 형상에 대하여 치형의 성능인자 예측 및 치형 형상 창출을 위한 자동화 프로그램을 통하여 최적의 치형을 도출하였다.

(2) 개발된 치형을 기존의 로브형상이 원인 치형과 비교하였을 때, 유량맥동은 증가하지만 유량, 미끄럼률 및 압력각 측면에서는 우수함을 알 수 있었다.

(3) 창출된 타원1-타원형 인벌루트- 타원2가 조합된 외부로브 형상을 가지는 최적치형을, 현장에서 축적된 경험을 통하여 설계된 포트와 조립한 상태에서 오일펌프의 유동해석을 수행한 결과, 성능시험의 유량값과 9.41% 오차로, 이는 유동해석 기법이 타당한 것으로 사료된다.

(4) 최적 치형을 가지는 오일펌프의 시제품을 제작하고, 유량 및 소음측정 시험을 통하여 로브형상이 원인 지로터를 가지는 기존 오일펌프의 성능인자와 비교한 결과, 유량이 14.56% 증가, 소음이 8.10% 감소하여 개발된 치형의 우수성을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2015년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2014R1A1A4A01009110).

REFERENCES

- Jang, J. and Yoon, Y., "Automatic Profile Generation System Development for a Gerotor Tooth Design," *Journal of Drive and Control*, Vol. 9, No. 4, pp. 79-87, 2012.
- Fabiani, M., Mancò, S., Nervegna, N., Rundo, M., Armenio, G., et al., "Modelling and Simulation of Gerotor Gearing in Lubricating Oil Pumps," *SAE Technical Paper*, 1999.
- Mimmi, G. C. and Pennacchi, P. E., "Non-Undercutting Conditions in Internal Gears," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, No. 4, pp. 477-490, 2000.
- Demeneo, A., Vecchiato, D., Litvin, F. L., Nervegna, N., and Mancó, S., "Design and Simulation of Meshing of a Cycloidal Pump," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 37, No. 3, pp. 311-332, 2002.
- Lee, S.-C., "Profile Design of the Inner Rotor of a Gerotor by the Composite Curve of Circular Arcs," *Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Vol. 22, No. 2, pp. 79-86, 2006.
- Sasaki, H., Inui, N., Shimada, Y., and Ogata, D., "Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump Rotor (Megafloid Rotor)," *Automotive SEI Technical Review*, No. 66, pp. 124-128, 2008.
- Jung, S.-Y., Kim, M.-S., and Kim, C., "Development of a New Gerotor for Oil Pumps with Multiple Profiles (Ellipse1, Involute and Ellipse2)," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 28, No. 5, pp. 614-622, 2011.
- Bae, J. H., Bae, W. B., Joo, U. T., and Kim, C., "Optimal Design of Rotor Profile of Internal Gear Pump for Noise Reduction," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 38, No. 3, pp. 295-302, 2014.
- Kwak, H. S., Li, S. H., and Kim, C., "Optimal Design of Gerotor with Combined Lobe Profiles (Ellipse 1-Elliptical Involute-Ellipse 2)," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 39, No. 12, pp. 1237-1244, 2015.
- Bae, J. H., Kwak, H. S., San, S., and Kim, C., "Design and CFD Analysis of Gerotor with Multiple Profiles (Ellipse-Involute-Ellipse Type and 3-Ellipses Type) Using Rotation and Translation Algorithm," *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 230, No. 5, pp. 804-823, 2016.
- Kwak, H. S., Li, S. H., and Kim, C., "Performance Improvement of Oil Pump by Design of Gerotor (Combined Profile-Two Ellipses) and Port," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 33, No. 3, pp. 207-216, 2016.
- Kim, C. S., Lee, K. J., and Shin, M. J., "Study of the Dynamic Characteristics of a High-Pressure Labyrinth Seal Considering Rotor Whirling," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 32, No. 8, pp. 713-718, 2015.