

내접형 기어펌프용 로터의 소음저감을 위한 치형 최적설계

배준호* · 배원병* · 주응탁* · 김 철**

* 부산대학교 기계기술연구원

Optimal Design of Rotor Profile of Internal Gear Pump for Noise Reduction

Jun Ho Bae*, Won Byong Bae*, Ung Tak Joo* and Chul Kim**†

* Research Institute of Mechanical Technology, Pusan Nat'l Univ.

(Received December 3, 2013 ; Revised January 15, 2014 ; Accepted January 15, 2014)

Key Words: Rotor Profile(로터치형), Noise Reduction(소음저감), Noise Test(소음시험), Optimal Design(최적설계), Performance Parameter(성능인자), Design Parameter(설계인자)

초록: 내접형 기어펌프의 경우 내구성과 소형화의 장점을 가지고 있으나, 유량증대 및 소음저감의 성능 개선이 요구되고 있다. 본 논문에서는 외부로브 형상이 다양한 곡선 조합(타원 1-인볼루트-타원 2)인 경우에 대하여 기구학적 치형 형상 관계식을 유도하고, 작성된 치형에 대해 소음에 관계된 성능인자(압력각, 유량맥동과 미끄럼률)를 예측하여 소음정도를 수치적으로 비교하였다. 또한 이론 해석을 통해 구한 치형형상과 성능인자 예측 알고리즘을 통하여 설계변수와 성능인자간의 영향도를 분석하였고, 분석 결과를 바탕으로 일정한 유량성능을 유지하면서 소음이 저감된 치형의 최적설계를 수행하였다. 해석결과를 바탕으로 제시된 치형의 최적설계에 대한 시제품 제작 및 소음 시험을 통해 설계의 타당성을 검증하였다.

Abstract: An internal gear pump is required to improve the flow rate and noise. Furthermore, such pumps are durable and small in size. In this study, equations of the rotor shape with multiple profiles (ellipse 1-involute-ellipse 2) were derived, and relevant performance parameters (pressure angle, irregularity, and specific sliding) of the internal gear pump to noise were predicted and compared. Rotor profiles and performance parameters were obtained by a prediction algorithm for theoretical analysis, and the effects between the design parameters and the performance parameters were analyzed. Based on the analysis results of the effects, an optimal design of the rotor profile was proposed, and a noise test of the prototype was performed to evaluate the reliability of the design.

1. 서 론

내접형 기어펌프는 내구성 및 소형화의 장점을 가지고 있으며, 자동차의 엔진 및 변속기 오일펌프, 디젤차량의 연료펌프 등에 사용되고 있다. 또한, 하이브리드 자동차의 경우 정차시 엔진을 정지시키고 가속페달을 밟아 출발하면 전기모터를 이용해 엔진을 다시 구동시키는 IS&G(Idle-Stop & Go) 장치 및 전기모터 구동부에도 적용되고 있다. 현재 자동차의 경우 평균 연비향상을 위한 가솔린 엔진 연소효율 증대, 차체 경량화 및 저마찰 오일 펌프 개발 등의 연구가 진행되고 있으며, 내접형

기어펌프의 핵심부품인 로터의 경우 치형설계 및 포트형상 설계 및 보안을 통하여 유량증대 및 소음저감을 추구하고 있다.

기존의 로터 형상 설계에 관한 연구에서 Colburne⁽¹⁾은 외부로터 로브 형상이 원인 경우 로터 설계시 침점 및 루프가 발생하지 않기 위한 최대 반경 공식을 유도하였고 내부로터의 곡률반경, 외부로터 형상 및 치높이 등과 이론적 유량 및 유량맥동의 상관관계를 규명하였다. Saegusa 등⁽²⁾은 로터 틱간극의 계산 및 침점 형상 개선을 통해 유량 측면에서 보다 효율적인 트로코이드 로터를 설계하였다. Beard 등⁽³⁾은 하이포 트로코이드 및 에피 트로코이드 로터를 설계하고 이론적 유량, 작동챔버 이동거리 및 체적비 등을 비교하였다. Fabiani 등⁽⁴⁾은 내부로터 회전

† Corresponding Author, chulki@pusan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

각에 따른 챔버면적 변화율을 적분하여 유량 계산 후, 이에 대한 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다. Mimmi 등⁽⁵⁾은 한계곡선을 이용하여 로터 설계시 언더컷을 방지할 수 있는 방법을 개발하였다. Demengo 등⁽⁶⁾은 간섭 및 마모방지를 위한 사이클로이드 로터를 설계하고 접촉응력 계산 프로그램을 개발하였다. Lee⁽⁷⁾은 제로터의 내부누유 방지 및 가공편의를 위해 내부로터 형상을 원호조합곡선으로 보간하는 방법을 개발하였으며 Ye 등⁽⁸⁾은 외부로터 로브 형상이 원인 경우 침점 및 루프 발생 방지를 위한 최대 반경 공식을 보다 간단한 방법으로 유도하였다. Chang 등⁽⁹⁾은 외부로터 로브형상이 원인 경우의 로터 설계 및 이의 성능인자 계산을 위한 자동화 프로그램을 개발하였으며 Hsieh 등⁽¹⁰⁾은 트리코이드 곡선을 이용한 로터를 설계하고 간섭, 언더컷 방지 및 체적효율 향상을 위한 기법을 개발하였다. Sasaki 등⁽¹¹⁾은 내부로터에 인벌루트 곡선을 삽입하여 기존의 개발된 Parachoid rotor 보다 효율이 우수한 Megafloid rotor 를 개발하였으며, Choi 등⁽¹²⁾은 외부로터 로브형상이 타원 및 인벌루트 등의 다양한 곡선으로 조합된 로터를 설계하고 이의 유량 및 유량맥동 계산을 위한 자동화 프로그램을 개발하였다. 그러나, 소음관련 인자인 압력각, 유량맥동, 미끄럼률의 경우, 각각의 인자가 소음에 미치는 영향도가 다르므로 이론적 해석결과와 실제 소음시험의 결과 비교를 통한 분석이 필요하다. 또한, 다른 성능인자인 유량과의 관계 분석을 통해 기존의 유량성능을 유지 및 개선시키면서 저소음을 가지는 치형 설계에 관한 연구는 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 일정 유량성능을 유지하면서 저소음을 가지는 내접형 기어펌프용 로터를 개발하기 위하여 설계변수가 다양한 형상의 치형 창출이 가능한 조합된 외부로브형상(타원 1-인벌루트-타원 2)에 대하여 유량 및 소음관련 성능인자인 압력각, 유량맥동, 미끄럼률 관계식을 이용한 성능예측을 수행하였다. 이론적 해석 알고리즘을 통하여 치형 설계 자동화 프로그램을 개발하고 이를 통해 설계 변수와 유량 및 소음관련 성능인자간의 영향도 분석을 수행하였으며, 해석결과를 바탕으로 치형 최적설계를 수행하였다. 또한 최적설계된 치형의 시제품 제작 및 소음 시험을 통해 연구의 신뢰성을 검증하였다.

2. 이론적 해석

2.1 타원 1-인벌루트-타원 2 조합형상에 대한 구성방정식

외부로터의 로브형상은 Fig. 1 에서와 같이 타원

1, 인벌루트, 타원 2 의 세 부분으로 구성된다. 타원에서 인벌루트를 삽입할 구간의 시작각이 γ , 끝각이 $\gamma+\eta$ 일 때, 타원상의 시작점 P_{11} 과 끝점 P_{12} 를 잇는 선분의 길이를 L_e , 인벌루트 상의 시작점 P_{21} 과 끝점 P_{22} 를 잇는 선분의 길이를 L_i , 그리고 기울기를 L_{grad} 라 한다.⁽¹³⁾

초기 인벌루트는 기초원의 반경을 $r_{b,initial}=1$ 로 하여 먼저 타원의 구간 점($\theta_\gamma, \theta_{\gamma+\eta}$)에서 순간기울기가 같은 인벌루트 위의 구간 점을 결정한다. 구간점의 매개변수는 식 1)~(2)이며, Fig. 2 에서와 같이 각 구간의 시작점과 끝점은 타원과 인벌루트곡선상의 순간 기울기가 같은 점으로 식 3)~(4)와 같다.⁽¹³⁾ k 는 타원의 장단축의 비, d 는 외부로터의 중심과 외부로터 로브의 곡률 중심 사이의 거리, r_{12} 는 외부로터 로브의 반경을 나타낸다.

$$\theta_\gamma = \arctan\left(\frac{1}{k} \tan \gamma\right), \quad \theta_{\gamma+\eta} = \arctan\left(\frac{1}{k} \tan(\gamma + \eta)\right) \quad (1)$$

$$P_{12} = \begin{pmatrix} x_{12} \\ y_{12} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d - r_{12} \cos \theta_\gamma \\ kr_{12} \sin \theta_\gamma \end{pmatrix}, \quad P_{13} = \begin{pmatrix} x_{13} \\ y_{13} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d - r_{12} \cos \theta_{\gamma+\eta} \\ kr_{12} \sin \theta_{\gamma+\eta} \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\theta_{inv}^{(P_{12})} = \theta_{21} = \arctan\left(\frac{dx^{(P_{12})}}{dy_{ellipse}}\right) = \arctan(k \tan \theta_\gamma) \quad (3)$$

$$\theta_{inv}^{(P_{22})} = \theta_{22} = \arctan\left(\frac{dx^{(P_{13})}}{dy_{ellipse}}\right) = \arctan(k \tan \theta_{\gamma+\eta}) \quad (4)$$

두 점(P_{12}, P_{22})을 이용하여 타원과 조합할 새로운 인벌루트 형상의 크기(기초원의 반경, $r_{b,new}$)를 식 (5)를 통하여 결정한다. 또한 factor 가 1 인 경우 $P_{13}=P_{22}$ 가 되며, 1 보다 큰 경우 타원 1 보다 곡

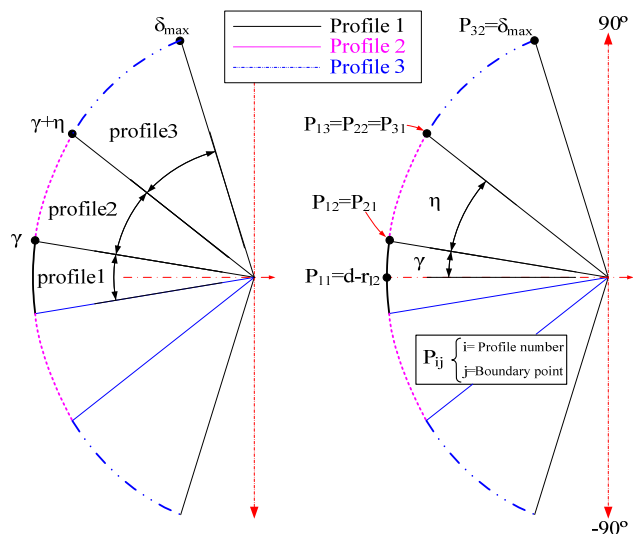
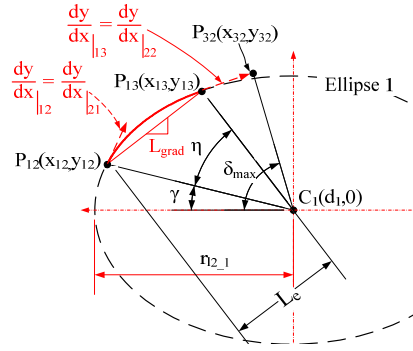
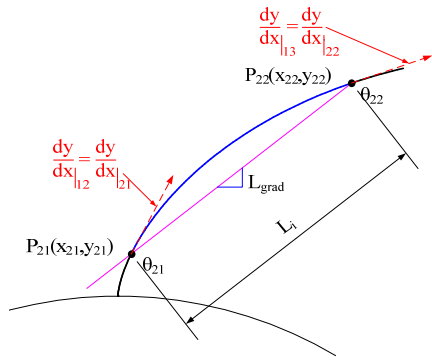


Fig. 1 Trichoid teeth profile



(a) Ellipse



(b) Involute

Fig. 2 Ellipse and involute profile tracing for combined shape

률이 커지고 1 보다 작은 경우 타원 1 보다 곡률이 작아진다.

$$r_{b,new} = factor \times \left(\frac{L_e}{L_i} \right) \quad (5)$$

식 (6)에 의해 인벌루트 형상 좌표축 이동을 통하여 타원 1-인벌루트를 조합하며, 좌표축 이동 후의 인벌루트 궤적은 식 (7)과 같다.⁽¹³⁾

$$c'_{inv} = \begin{cases} cx_{inv} + \Delta x \\ cy_{inv} + \Delta y \end{cases}, \quad \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{12} - x_{21} \\ y_{12} - y_{21} \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_{inv,new} = r_{b,new} (\sin \theta_{inv} - \theta_{inv} \cos \theta_{inv}) + \Delta x \\ y_{inv,new} = r_{b,new} (\cos \theta_{inv} + \theta_{inv} \sin \theta_{inv}) + \Delta y \end{cases} \quad (7)$$

인벌루트와 조합될 타원 2 의 설계인자 결정은 P22 에서의 순간기울기와 타원 2 의 P31 에서의 순간기울기가 같아지는 θ_{31} 을 식 (8)~(11)과 같이 결정한다.

$$\frac{dy^{(P22)}}{dx_{ellipse}} = \frac{1}{k_3} \cot \theta_{31}, \quad \theta_{31} = \arctan(\tan \theta_{22}) \quad (8)$$

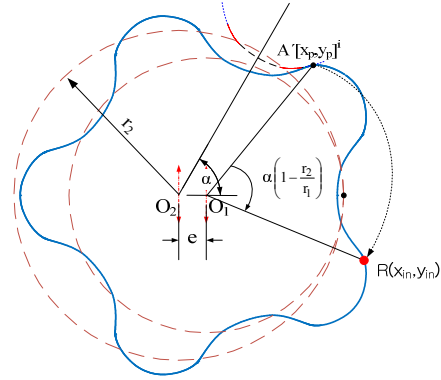


Fig. 3 Inner rotor and outer rotor profile by using rotation of contact point

$$k_3 = \sqrt{\cot \theta_{22} \frac{y_{22}}{x_{22}}} \quad (9)$$

$$r_{12,3} = \frac{x_{22}}{\cos \theta_{31}} \quad (10)$$

$$d_3 = r_{12,3} \times \cos \theta_{31} + x_{22} \quad (11)$$

2.2 접촉점 방정식 및 내·외부 로터 치형 생성

외부로터의 로브형상이 타원 또는 인벌루트인 경우 원의 경우와 달리 접촉점에서의 법선이 타원 또는 인벌루트의 중심점을 향하지 않는다. 따라서 피치점 P 를 시계방향(CW)으로 각도 α 만큼 회전시킨 점 P'와 타원 또는 인벌루트 형상 위의 점을 연결하면서 식 (12)~(13)을 만족시키는 θ_{inv} 를 Newton-Rhpson 법을 이용하여 찾고, 접촉점 A'[xp, yp]'를 구한다.

$$\frac{r_2 \sin \alpha^i - kr_{12} \sin \theta_{ellipse}}{r_2 \cos \alpha^i - d + r_{12} \cos \theta_{ellipse}} = \frac{1}{k} \tan \theta_{ellipse} \quad (12)$$

$$\frac{r_2 \sin \alpha^i - r_b (\cos \theta_{inv} + \theta_{inv} \sin \theta_{cir})}{r_2 \cos \alpha^i - d + r_b (\sin \theta_{inv} + \theta_{inv} \cos \theta_{cir})} = \tan \theta_{inv} \quad (13)$$

Fig. 3 에서와 같이 식 (14)~(16)을 적용하여 접촉점 A'를 내부로터 중심점(O1)에서 시계방향(CW)으로 α' 만큼 회전시키면 내부로터의 형상(식 (15))이 창출되며 외부로터 중심(O2)를 중심으로 α 만큼 회전시키면 외부로터의 형상(식 (16))이 창출된다. r_1, r_2 는 각각 내부로터와 외부로터의 피치원 반경이며, e 는 편심량을 나타낸다.

$$\alpha' = \alpha \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \right) \quad (14)$$

$$\begin{pmatrix} x_{in} \\ y_{in} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha' & -\sin \alpha' \\ \sin \alpha' & \cos \alpha' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_p - e \\ y_p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} e \\ 0 \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{pmatrix} x_{out} \\ y_{out} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \end{pmatrix} \quad (16)$$

2.3 소음관련 성능인자 관계식

접촉점 및 내외부 로터의 치형 정보를 이용하여 순간유량, 유량 맥동, 압력각, 미끄럼률을 계산할 수 있다. Fig. 4 에서와 같이 해칭된 챔버(chamber)는 로터가 일정한 간격으로 미소 각도만큼 회전함으로써 측면의 길이가 변화되어 체적이 증감한다. 이때 흡입이 일어나는 영역과 토출이 일어나는 영역이 나타내는 면적들은 각각 중심과 접촉점 사이의 거리에 비례하므로 유량은(flow rate)은 식 (17)과 같이 구할 수 있으며, 유량맥동(irregularity)은 식 (18)과 같다. Z_1 과 Z_2 는 각각 내부로터의 잇수와 외부로터의 잇수를 나타내며, Q 는 유량, i 는 유량맥동을 나타낸다.

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

$$Q = z_1 \int_0^{2\pi} q(\alpha) d\alpha = z_1 \sum_{i=1}^{z_2} q_i \quad (17)$$

$$i = \frac{q_{max} - q_{min}}{q_{average}} \quad (18)$$

압력각은 기어 잇면의 한 점에서 그 반경선과 치형으로의 접선과 이루어지는 각으로 정의되며, Fig. 5 및 식 (19)~(21)을 통하여 외부로브와 접선이 수직이라는 것을 이용해 압력각 δ 를 구할 수 있다.⁽¹⁴⁾

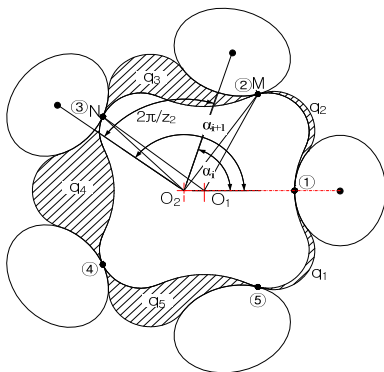


Fig. 4 Schematic model for predicting flow rate and irregularity

$$\cos \gamma = \frac{\rho^2 + P_c P^2 - r_2}{2 \times P_c P \times \rho} \quad (19)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left(\frac{\rho^2 + P_c P^2 - r_2}{2 \times P_c P \times \rho} \right) \quad (20)$$

$$\delta = 90^\circ - \gamma \quad (21)$$

미끄럼률(specific sliding)은 Fig. 6 및 식 (22)와 같이 로터의 회전량에 따라 접촉점이 내·외부 로터의 형상을 따라 각각 움직인 거리인 S_1 과 S_2 의 비로 정의된다.

$$\text{specific sliding} = \frac{|s_2 - s_1|}{s_2} \quad (22)$$

3. 소음저감을 위한 치형 최적설계

3.1 치형설계 자동화 프로그램 개발

이론적 계산을 통하여 구해진 치형 정보 및 성능인자 관계식을 이용하여 타원 및 인벌루트의 조합된 외부로브 형상을 갖는 로터의 치형을 자동으

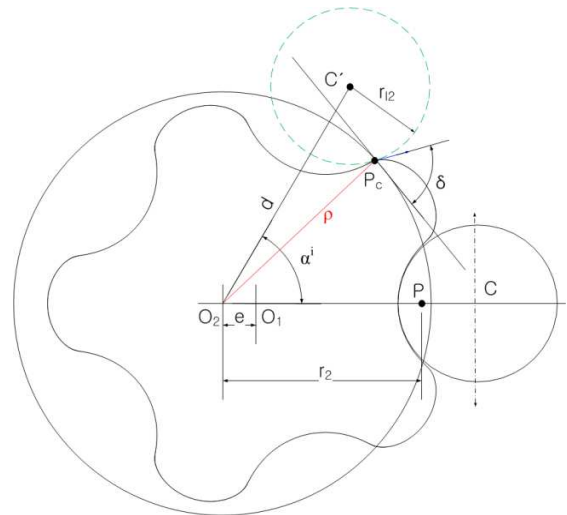


Fig. 5 Schematic model for predicting pressure angle

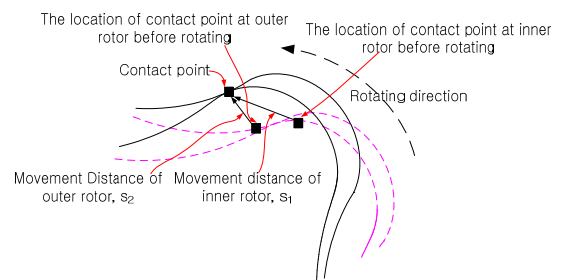


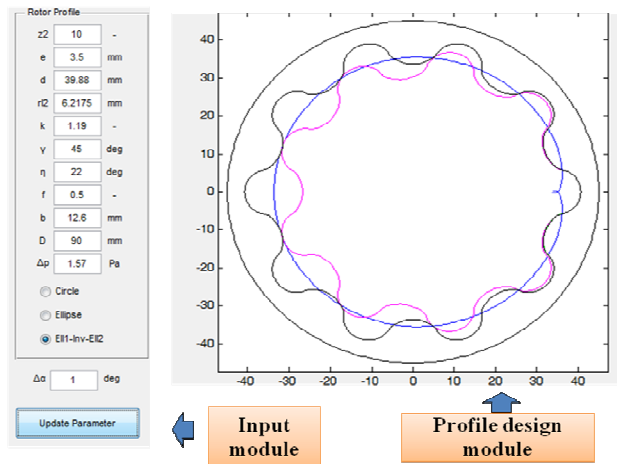
Fig. 6 Schematic model for predicting specific sliding

로 창출하기 위하여 MATLAB 프로그램 환경 하에서의 통합적 설계 시스템을 개발하였다. 개발된 시스템은 설계변수를 입력하는 입력모듈, 치형형상 창출모듈, 성능인자 계산모듈 및 계산결과를 화면에 출력하는 출력 모듈로 구성되어있다.

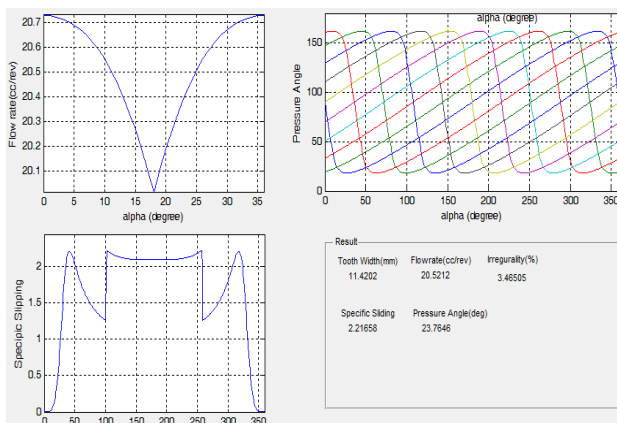
입력 모듈은 Fig. 7 에서와 같이 치형형상 창출과 유량, 유량맥동, 압력각 및 미끄럼률 계산의 자동화를 위하여 설계변수 값들을 입력하는 모듈이다. 입력변수는 외부로터의 치차의 개수(z_2), 편심량(e), 타원단축 거리(r_{t2}), 아웃로터의 중심점과 타원 중심 간의 거리(d), 타원의 장단축비(k), 인벌루트의 시작각(γ), 범위각(η), 인벌루트 계수(factor), 로터폭(b), 로터 최외경(D) 이다.

3.2 설계변수와 성능인자간의 영향도 분석

로터의 설계인자 중 로터의 내·외부 로터잇수 (9/10 개), 외부로터 폭($w=10.5\text{mm}$), 외경($\Phi=90\text{mm}$), 외부로터의 최외경과 치저경 사이의 거리($t=4.3375\text{mm}$)를 자동차에 적용되기 위해 기존 제품과 동일하게



(a) Input module and profile design module



(b) Output module

Fig. 7 Automated design system for generating lobes

고정하였다. 최적의 초기구간 및 증분값을 선정하기 위하여 허용 이끝 폭 이상이면서 점점 혹은 루프가 발생되지 않은 범위 내에서 타원형상 설계 변수 (e , d , k)와 인벌루트 설계 변수 (γ , η , factor)의 변화에 대하여 각각 설계 데이터를 추출한 후 이를 비교하여 설계변수와 성능인자의 영향도를 파악하였다. 먼저 타원형상을 결정짓는 설계변수가 성능인자에 미치는 영향을 영향을 살펴보기 위하여 인벌루트 관련 설계 변수인 γ 는 40° , η 는 20° , factor 는 0.5 로 고정시키고 타원관련 설계변수인 e 는 $3.4\text{mm} \leq e \leq 3.8\text{mm}$ 범위에서 0.01mm 단위로, d 는 $40\text{mm} \leq d \leq 45\text{mm}$ 범위에서 0.01mm 단위로, k 는 $0.7 \leq k \leq 1.2$ 에서 0.01 단위로 증가시키면서 총 500,000 개의 설계변수 조합에 대해 성능인자를 구하였으며 Fig. 8~Fig. 9 에서와 같이 Origin 프로그램을 이용하여 성능인자에 대한 영향도 분석을 수행하였다.

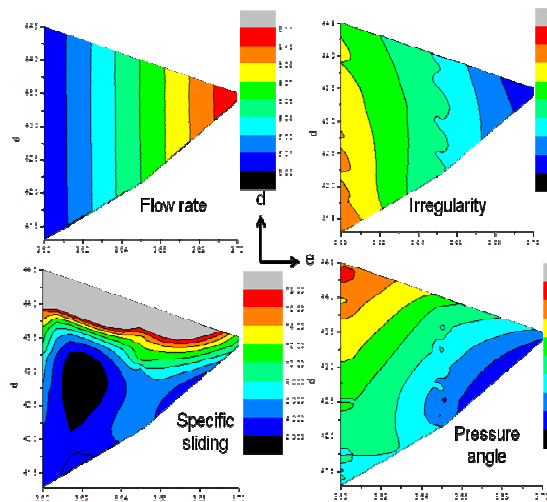


Fig. 8 Effects of e, d to performance parameters

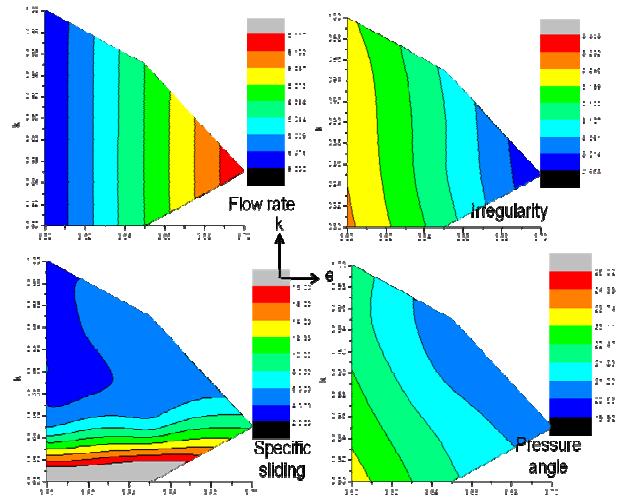


Fig. 9 Effects of e, k to performance parameters

타원형상 설계 변수 (e, d, k)의 영향도 분석결과 유량은 e의 영향을 가장 많이 받으며 커질수록 높아진다. 유량맥동은 e가 커질수록, k가 작아질수록 낮아지며, 압력각은 e가 커질수록, d가 작아질수록, k가 커질수록 낮아지며, 미끄럼틀은 e가 낮을수록, d가 커질수록 낮아짐을 알 수 있다. 편심량이 커질수록 유량 및 유량특성이 좋아지지만 어느 한계값 이상으로 커지면 침점과 루프가 발생하기 때문에 침점과 루프가 발생하지 않는 영역에서의 최대 편심량은 최대 3.71mm으로 나타났다.

인벌루트 구간의 영향을 알아보기 위하여 설계 변수(γ , η , factor)를 변화시키면서 유량, 유량맥동, 압력각 및 미끄럼틀에 대한 영향도를 조사하여 Fig. 10~Fig. 11에 나타내었다. 유량맥동은 γ 가 커질수록 좋아지며, 미끄럼틀은 γ 가 작을수록 감소하였다. 또한, 유량 및 압력각은 최대값과 최소값의 차이가 거의 없음으로 보아 인벌루트 계수에 영향을 받지 않는 것으로 알 수 있었다.

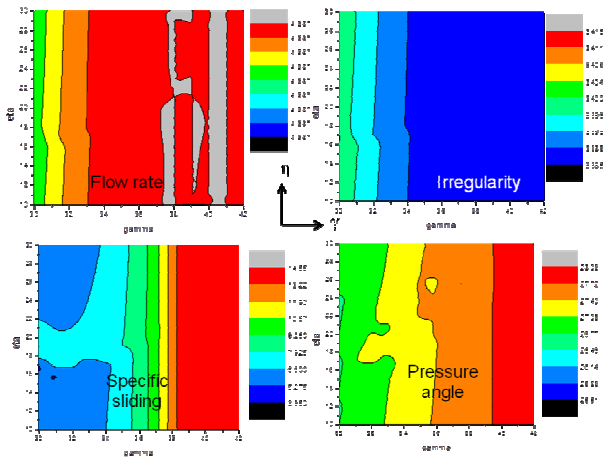


Fig. 10 Effects of γ , η to performance parameters

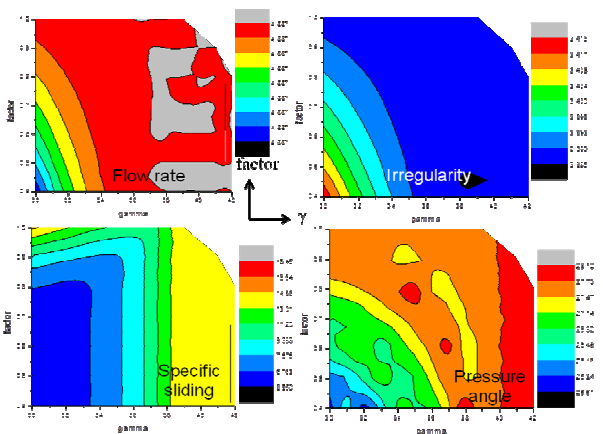


Fig. 11 Effects of factor, γ to performance parameters

각 설계변수에 따른 성능인자의 영향도 분석 결과를 바탕으로 기존 제품의 치형형상(Parachoid)보다 우수한 성능을 가지는 최적의 설계범위를 결정하여 Table 1에 나타내었으며, 범위 내에서 가장 성능이 우수한 치형 4개를 선정하여 설계인자를 Table 2에 나타내었다. 또한 기존 제품의 성능인자와 선정된 치형 4개에 대한 성능인자를 비교하여 Table 3에 나타내었다.

사양 1 치형은 기존 치형(AT)보다 유량이 10%, 유량맥동이 13%, 압력각이 28%가량 감소하였지만 미끄럼틀의 경우 23% 가량 높은 결과를 보였고 사양 2는 치폭, 유량, 유량맥동, 미끄럼틀, 압력각 모두 AT보다 우수하였다. 사양 3과 사양 4는 유량맥동은 AT보다 약 3%증가하였지만, 미끄럼틀에서 약 30%, 압력각에서는 약 13% 우수함을 보였다.

Table 1 The ranges of design parameters range and increment for optimal design

	Lower limit	Upper limit	Increment	Number of shape
e	3.40	3.80	0.01	41
d	38	44	0.01	601
rl2	-	-	-	-
k	0.8	1.2	0.01	41
γ	30	50	1	21
η	20	30	1	11
factor	0.5	1.2	0.1	8

Table 2 The design parameters of the optimal designs

No.	e	d	rl2	k	γ	η	factor
AT	3.421	41.112	8.209	-	-	-	-
1	3.71	43.45	10.2075	0.86	40	26	0.5
2	3.6	40.8	7.3375	1.1	46	27	0.5
3	3.5	39.88	6.2175	1.19	45	22	0.5
4	3.421	39.19	6.287	1.14	43	24	0.5

Table 3 The performance of rotors with the optimal designs

No.	Flow rate	Irregularity	Specific Slipping	Pressure Angle
AT	19.61	3.37	2.31	27.47
1	21.54	2.94	2.84	19.85
2	21.01	3.22	1.87	21.48
3	20.52	3.47	1.64	24.04
4	19.60	3.48	1.62	23.88

Table 4 Testing conditions

Oil temperature	Pressure(MPa)	RPM
85 °C ± 5 °C	1.569	700 ~ 4000 rpm

Table 5 The noise and flow test results

Noise (dB)					
No.	2000rpm	(Overall) - 85dB(A), @2500rpm			
Spec	TBD dB(A)	1000rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm
AT	69.24	73.05	76.51	79.15	83.99
사양 4	59.25	68.89	76.94	75.11	79.43
Flow (lpm)					
Spec	1000rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm	
AT	10.19	19.31	28.08	37.19	
사양 4	10.04	18.88	28.28	37.40	

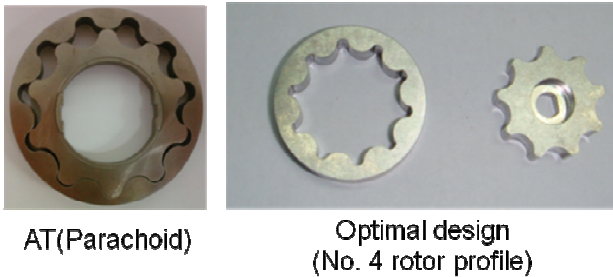


Fig. 12 Prototypes of AT and the optimal design



Fig. 13 Test equipment

4. 시제품 제작 및 소음 시험

해석결과를 바탕으로 선정된 4 가지 치형 중 현 장비 테스트기에 적용이 가능한 기존 치형과 동일한 편심량(e=3.421mm)을 가지는 사양 4 와 기존 치형(AT)에 대한 유량 및 소음 시험을 수행하여 결과를 비교하였다. 기존 치형 및 사양 4 에 치형에 대한 시제품을 Fig. 12 에 나타내었으며, 유량

및 소음 Test 장비 및 시험조건을 Fig. 13 와 Table 4 에 나타내었다.

오일의 온도는 85 °C ± 5 °C, 압력은 1.569MPa 로 동일하게 유지하였으며, 운행조건을 고려하여 RPM 의 경우 1000 ~ 2500rpm 범위에서 시험을 수행하였다. 기존 치형 및 최적설계 치형에 대한 소음 및 유량 측정결과를 Table 5 에 나타내었다.

자동차의 일반적인 운행시 2500rpm 을 나타내므로, 2500rpm 에서의 소음과 유량이 가장 중요하다. Table 5 의 측정결과를 바탕으로 최적설계 치형의 경우 기존 치형과 비교하여 약 5%의 소음감소를 나타내었으며, 유량의 경우 약 0.5%의 미세한 증가를 나타내었다.

5. 결 론

본 연구에서는 외부로브형상이 타원 1-인벌루트-타원 2 로 조합된 치형형상을 가지는 내·외부 로터의 유량 및 소음에 관련된 성능인자 관계식을 이용하여 치형설계 자동화 프로그램을 개발하였으며, 이를 이용하여 최적설계를 수행하였다. 또한 최적설계에 대한 시제품제작 및 성능테스트를 통하여 신뢰성을 검증하였다.

(1) 타원구간 설계변수 및 인벌루트 구간 설계변수와 성능인자에 대한 영향도 분석결과, 편심량이 증가함에 따라 유량도 함께 증가하지만 소음관련 성능인자인 압력각과 미끄럼률 성능은 감소함을 알 수 있었다. 또한, 침점과 루프가 발생하지 않는 영역에서의 최대 편심량은 최대 3.71mm 으로 나타났다.

(2) 각 설계변수에 따른 성능인자에 대한 영향도 분석 결과를 바탕으로 최적의 설계범위를 결정하고, 설계 범위 내에서 가장 성능이 우수한 최적치형을 선정하였다. 기존 제품의 치형형상(AT)에 대한 소음 관련 성능인자와 비교하였을 때 최적치형의 유량맥동은 AT 보다 약 3% 증가하였지만, 미끄럼률에서 약 30%, 압력각에서는 약 13% 우수함을 보였다.

(3) 제안된 최적치형과 기존제품(AT)에 대하여 유량 및 소음 Test 를 수행하였으며, 측정결과 최적치형의 경우 기존제품에 비해 약 5%의 소음감소를 나타내었으며, 유량의 경우 약 0.5%의 미세한 증가를 나타내었다.

참고문헌 (References)

(1) Colbourne, J.R., 1975, "Gear Shape and Theoretical

- Flow Rate in Internal Gear Pumps," *Trans. of the CSME*, Vol. 3, No. 4, pp. 215~223.
- (2) Saegusa, Y., Urashima, K., Sugimoto, M., Onoda, M. and Koiso, T., 1984, "Development of Oil-pump Rotors With A Trochoidal Tooth Shape," SAE Paper No. 840454.
- (3) Beard, J.E., Pennock, G.R. and Stanisic, M.M., 1989, "The Effects of the Design Parameters on the Generated Curvature and Displacement of Epitrochoidal Gerotor Pumps," SAE Paper No. 891831.
- (4) Fabiani, M., Manco, S., Nervegna, N. and Rundo, M., 1999, "Modelling And Simulation of Gerotor Gearing in Lubricating Oil Pump," SAE, No. 1999-01-0626.
- (5) Mimmi, G. and Pennacchi, P., 2000, "Non-Undercutting Conditions in Internal Gears," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 35, No. 4, pp. 477~490.
- (6) Demenego, A., Vecchiatio, D., Litvin, F.L., Nervegna, N. and Manco, S., 2002, "Design and Simulation of Meshing of a Cycloidal Pump," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 37, No. 3, pp.311~332.
- (7) Lee, S. C., 2006, "Profile Design of the Inner Rotor of a Gerotor by the Composite Curve of Circular Arcs," *Journal of the KSTLE*, Vol. 22, No. 2, pp. 79~86.
- (8) Ye, Z., Zhang, W., Huang, Q. and Chen, C., 2006, "Simple Explicit Formulae for Calculating Limit Dimensions to Avoid Undercutting in the Rotor of a Cycloid Rotor Pump," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 41, No. 4, pp.405~414.
- (9) Chang, Y.J., Kim, J.H., Jeon, C.H., Kim, C. and Jung, S.Y., 2007, "Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 129, No. 10, pp.1099~1105.
- (10) Hsieh, C.F. and Hwang, J.H., 2007, "Geometric Design for a Gerotor Pump with High Area Efficiency," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 129, No. 12, pp. 1269~1277.
- (11) Sasaki, H., Inui, N., Shimada, Y. and Ogata, D., 2008, "Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump rotor(Megaflod Rotor)," *Automotive SEI Technical Review*, No. 66, pp.124~128.
- (12) Choi, T. H., Kim, M. S., Lee, G. S., Jung, S. Y. and Kim, C., 2011, "Design of Gerotor Using Cycloid and Circular-Arc Curves," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 3, pp. 241~250.
- (13) Jung, S. Y., Kim, M. S. and Kim, C., 2011, "Development of a New Gerotor for Oil Pumps with Multiple Profiles (Ellipse1, Involute and Ellipse2)," *J. of the KSPE*, Vol. 28, No. 5, pp. 614~622.
- (14) Mimmi, G. and Pennacchi, P., 1997, "Internal Lobe Pump design," *Trans. of the CSME*, Vol. 21, No.2, pp.109~121.