



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2018-0089593
(43) 공개일자 2018년08월09일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
G06F 17/50 (2006.01) F04C 2/10 (2006.01)
(52) CPC특허분류
G06F 17/5086 (2013.01)
F04C 2/10 (2013.01)
(21) 출원번호 10-2017-0013561
(22) 출원일자 2017년01월31일
심사청구일자 2017년01월31일

(71) 출원인
계명대학교 산학협력단
대구광역시 달서구 달구벌대로 1095, 계명대학교
산학협력관 201호(신당동)
대영 주식회사
대구광역시 달성군 유가면 테크노순환로8길 8
(72) 발명자
이재천
대구광역시 달서구 선원로 137 105동 707호 (이곡
동, 성서푸른마을아파트)
류하오
대구광역시 달서구 월성로 132, 102동 2203호(월
성동 1835 e-편한세상 월배아파트)
(뒷면에 계속)
(74) 대리인
김일환

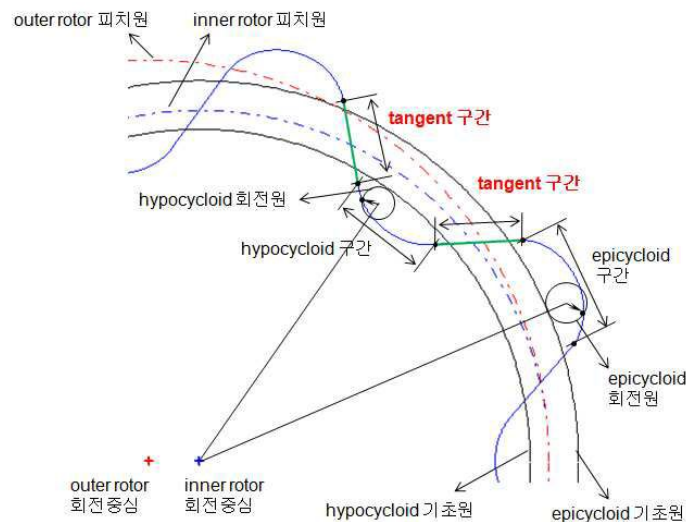
전체 청구항 수 : 총 9 항

(54) 발명의 명칭 지로터 펌프의 치형 설계 방법 및 그것에 의해 제작된 지로터 펌프

(57) 요약

본 발명은 지로터 펌프의 치형 설계 방법 및 그것에 의해 제작된 지로터 펌프에 관한 것으로서, 이너 로터 및 아우터 로터를 설계하기 위한 피치원을 각각 형성하고, 이너 로터의 피치원을 중심으로 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(epicycloid) 곡선 사이에 탄젠트 라인(tangent line)을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하는 제 1 단계와; 상기 제 1 단계에서 이너 로터의 피치원을 상기 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 곡선을 이용하여 아우터 로터의 치형을 설계하는 제2단계를 포함함으로써, 구동 토크를 줄이고 체적 효율을 높여 성능 향상을 기대할 수 있는 효과가 있다.

대표도 - 도2



(52) CPC특허분류

F04C 2240/20 (2013.01)

(72) 발명자

신현명

대구광역시 달서구 용산서로 22 103동 302호 (용산동, 용산청구타운)

김용성

대구광역시 달서구 조암남로10길 21, 101동 1101호 (월성동, 월성자이아파트)

이 발명을 지원한 국가연구개발사업

과제고유번호 1711046476

부처명 미래창조과학부

연구관리전문기관 연구개발특구진흥재단

연구사업명 특구 연구성과 사업화

연구과제명 변형된 트로코이드 곡선과 이중로터의 AWD EOP용 지로터펌프 개발

기 여 율 1/2

주관기관 대영주식회사

연구기간 2016.04.08 ~ 2017.04.07

이 발명을 지원한 국가연구개발사업

과제고유번호 1415144566

부처명 산업통상자원부

연구관리전문기관 한국산업기술진흥원

연구사업명 지역혁신센터조성

연구과제명 예측설계기반 전자화자동화부품 지역혁신사업

기 여 율 1/2

주관기관 계명대학교 산학협력단

연구기간 2015.03.01 ~ 2016.02.28

명세서

청구범위

청구항 1

이너 로터 및 아우터 로터를 설계하기 위한 피치원을 각각 형성하고, 이너 로터의 피치원을 중심으로 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(epicycloid) 곡선 사이에 탄젠트 라인(tangent line)을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하는 제 1 단계와;

상기 제 1 단계에서 이너 로터의 피치원을 상기 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 곡선을 이용하여 아우터 로터의 치형을 설계하는 제2단계를 포함한 것을 특징으로 하는 지로터 펌프의 치형 설계 방법.

청구항 2

청구항 1에 있어서,

상기 제 1 단계에서 하이포 사이클로이드 곡선은 하기의 수학적 식 1에 의해 결정되는 것을 특징으로 하는 지로터 펌프의 치형 설계 방법.

[수학적 식 1]

$$\begin{bmatrix} x_{in,h} \\ y_{in,h} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (R - r_{rh}) \cos \beta - r_{rh} \cos \left(\frac{R + r_{rh}}{r_{rh}} \beta \right) + e \\ (R - r_{rh}) \sin \beta + r_{rh} \sin \left(\frac{R - r_{rh}}{r_{rh}} \beta \right) \end{bmatrix}$$

여기서, in,h는 이너 로터의 하이포 사이클로이드 곡선,

R은 이너 로터의 피치원 반경,

r은 하이포 사이클로이드 및 에피 사이클로이드의 회전원의 반경,

Z는 이너 로터의 톱니 개수,

e는 이너 로터와 아우터 로터의 편심량,

β 는 하이포 사이클로이드 및 에피 사이클로이드의 회전원의 회전각이다.

청구항 3

청구항 1에 있어서,

상기 제 1 단계에서 에피 사이클로이드 곡선은 하기의 수학적 식 2에 의해 결정되는 것을 특징으로 하는 지로터 펌프의 치형 설계 방법.

[수학적 식 2]

$$\begin{bmatrix} x_{in,e} \\ y_{in,e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (R + r_{re}) \cos \beta + r_{re} \cos \left(\frac{R + r_{re}}{r_{re}} \beta - \frac{\pi R}{r_{re} Z} \right) + e \\ (R + r_{re}) \sin \beta + r_{re} \sin \left(\frac{R + r_{re}}{r_{re}} \beta - \frac{\pi R}{r_{re} Z} \right) \end{bmatrix}$$

여기서, in,e는 이너 로터의 에피 사이클로이드 곡선,

R은 이너 로터의 피치원 반경,

r은 하이포 사이클로이드 및 에피 사이클로이드의 회전원의 반경,

Z는 이너 로터의 톱니 개수,

e는 이너 로터와 아우터 로터의 편심량,

β 는 하이포 사이클로이드 및 에피 사이클로이드의 회전원의 회전각이다.

청구항 4

청구항 1에 있어서,

상기 제 1 단계는, 이너 로터의 피치원을 결정하는 제 1 과정과, 상기 제 1 과정에서 결정된 이너 로터 피치원을 중심으로 안쪽에 반경이 작은 하이포 사이클로이드 기초원과 바깥쪽에 반경이 더 큰 에피 사이클로이드 기초원을 각각 결정하는 제 2 과정과, 상기 제 2 과정 후에 하이포사이클로이드 회전원과 에피 사이클로이드 회전원을 결정하는 제 3 과정과, 상기 제 2 과정의 두 개의 기초원을 기반으로 상기 제 3 과정의 두 회전원을 미끄럼 없이 회전 이동시키면서 내측에 하이포 사이클로이드 구간을 형성하고 외측에 에피 사이클로이드 구간을 형성하는 제 4 과정과, 상기 제 4 과정의 하이포 사이클로이드 구간과 에피 사이클로이드 구간 사이에 탄젠트 라인을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하는 제 5 과정을 포함한 것을 특징으로 하는 지로터 펌프의 치형 설계 방법.

청구항 5

청구항 1에 있어서,

상기 이너 로터와 아우터 로터의 치형이 밀착되는 간극은 40마이크로미터 이하로 설정되는 것을 특징으로 하는 지로터 펌프의 치형 설계 방법.

청구항 6

청구항 1 또는 청구항 4에 기재된 지로터 펌프의 치형 설계 방법으로 제작되는 것을 특징으로 하는 지로터 펌프.

청구항 7

치형이 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(Epicycloid)곡선 사이를 접선(tangent line)으로 연결하는 구조를 갖는 이너 로터와;

상기 이너 로터의 치형에 대응되게 설계되는 치형을 갖는 아우터 로터를 포함한 것을 특징으로 하는 지로터 펌프.

청구항 8

청구항 7에 있어서,

상기 이너 로터 및 아우터 로터의 치형을 설계하기 위한 피치원을 각각 구성할 때,

상기 아우터 로터는 상기 이너 로터의 피치원을 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 치형을 갖는 것을 특징으로 하는 지로터 펌프.

청구항 9

청구항 7에 있어서,

상기 이너 로터와 아우터 로터는 상호 밀착될 때 간극이 40마이크론 이하인 것을 특징으로 하는 지로터 펌프.

발명의 설명

기술 분야

본 발명은 자동차의 윤활장치나 변속기 등에 사용되는 지로터 펌프에 관한 것으로서, 지로터 펌프를 구성하는 로터의 치형 설계 방법 및 그것에 의해 제작된 지로터 펌프에 관한 것이다.

[0001]

배경 기술

- [0002] 일반적으로 지로터(Gerotor) 오일 펌프는 구조가 간단하고 같은 크기의 다른 펌프에 비하여 1회전 당 토출량이 많기 때문에 소형화에 유리하며, 자동차의 엔진 윤활유 공급원 및 동력전달 장치와 자동 변속기의 유압원으로 널리 사용되고 있을 뿐만 아니라 가공기술의 발달로 인하여 각종 유압 시스템에서 그 응용 범위가 확대되고 있다.
- [0003] 내접형 기어펌프의 핵심 부품인 지로터의 경우, 치형설계 및 포트형상 설계를 통하여 유량증대 및 소음저감을 추구하고 있다.
- [0004] 지로터는 내접 물림운동을 하며, 아우터 로터는 내치차에 해당되고 일반적으로 설계 및 가공의 편의를 위하여 원호곡선을 치형으로 사용한다.
- [0005] 종래의 로터 형상 설계에 관한 연구에서 Saegusa 등("Development of Oil-Pump Rotors with a Trochoidal Tooth Shape", SAE Technical Paper, 1984)은 로터 간극의 계산 및 첨점 형상 개선을 통해 유량 측면에서 보다 효율적인 트로코이드 로터를 설계하였다. Beard 등("The Effects of the Design Parameters on the Generated Curvature and Displacement of Epitrochoidal Gerotor Pumps", SAE Technical Paper, 1989)은 하이포 트로코이드 및 에피 트로코이드 로터를 설계하고 이론적 유량, 작동챔버 이동거리 및 체적비 등을 비교하였다.
- [0006] Sasaki 등("Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump Rotor(Megafloid Rotor)", Automotive SEI Technical Review, No. 66, pp.124-128, 2008)은 이너 로터에 인벌류트 곡선을 삽입하여 기존의 개발된 파라코이드 로터(Parachoid rotor) 보다 효율이 우수한 메카플로이드 로터(Megafloid rotor)를 개발하였으며, Choi 등("Design of Gerotor Using Cycloid and Circular-Arc Curves", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers: A, Vol. 35, No. 3, pp. 241-250, 2011)은 아우터 로터 로브형상이 타원 및 인벌류트 등의 다양한 곡선으로 조합된 로터를 설계하고 이의 유량 및 유량 맥동 계산을 위한 자동화 프로그램을 개발하였다.
- [0007] 하지만, 상기한 바와 같은 방법으로 설계된 종래의 지로터 펌프는 구동 토크를 줄이면서 체적 효율을 높이는 데는 한계가 발생되고 있다.

선행기술문헌

특허문헌

- [0008] (특허문헌 0001) 대한민국 등록특허 10-1101610호
(특허문헌 0002) 대한민국 등록특허 10-1251632호

발명의 내용

해결하려는 과제

- [0009] 본 발명은 상기한 문제점을 해결하기 위하여 안출된 것으로서, 하이포 사이클로이드 곡선과 에피 사이클로이드 곡선 사이에 접선을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하고, 이를 이용해 아우터 로터의 치형도 설계함으로써 구동 토크를 줄이고 체적 효율을 높여 성능 향상을 기대할 수 있는 지로터 펌프의 치형 설계 방법 및 그것에 의해 제작된 지로터 펌프를 제공하는 데 목적이 있다.

과제의 해결 수단

- [0010] 상기한 과제를 실현하기 위한 본 발명에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법은, 이너 로터 및 아우터 로터를 설계하기 위한 피치원을 각각 형성하고, 이너 로터의 피치원을 중심으로 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(epicycloid) 곡선 사이에 탄젠트 라인(tangent line)을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하는 제 1 단계와; 상기 제 1 단계에서 이너 로터의 피치원을 상기 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 곡선을 이용하여 아우터 로터의 치형을 설계하는 제2단계를 포함한 것을 특징으로 한다.
- [0011] 상기 제 1 단계에서 하이포 사이클로이드 곡선은 하기의 수학식 1에 의해 결정되는 것이 바람직하다.

[0012] [수학식 1]

[0013]

[0014] 또한, 상기 제 1 단계에서 에피 사이클로이드 곡선은 하기의 수학식 2에 의해 결정되는 것이 바람직하다.

[0015] [수학식 2]

[0016]

[0017] 상기에서 제 1 단계는, 이너 로터의 피치원을 결정하는 제 1 과정과, 상기 제 1 과정에서 결정된 이너 로터 피치원을 중심으로 안쪽에 반경이 작은 하이포 사이클로이드 기초원과 바깥쪽에 반경이 더 큰 에피 사이클로이드 기초원을 각각 결정하는 제 2 과정과, 상기 제 2 과정 후에 하이포사이클로이드 회전원과 에피 사이클로이드 회전원을 결정하는 제 3 과정과, 상기 제 2 과정의 두 개의 기초원을 기반으로 상기 제 3 과정의 두 회전원을 미끄럼 없이 회전 이동시키면서 내측에 하이포 사이클로이드 구간을 형성하고 외측에 에피 사이클로이드 구간을 형성하는 제 4 과정과, 상기 제 4 과정의 하이포 사이클로이드 구간과 에피 사이클로이드 구간 사이에 탄젠트 라인을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계하는 제 5 과정을 포함한 것이 바람직하다.

[0018] 상기 이너 로터와 아우터 로터의 치형이 밀착되는 간극은 40마이크로미터 이하로 설정되는 것이 바람직하다.

[0019] 다음, 상기한 과제를 실현하기 위한 본 발명에 따른 지로터 펌프는, 치형이 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(Epicycloid)곡선 사이를 접선(tangent line)으로 연결하는 구조를 갖는 이너 로터와; 상기 이너 로터의 치형에 대응되게 설계되는 치형을 갖는 아우터 로터를 포함한 것을 특징으로 한다.

[0020] 상기 이너 로터 및 아우터 로터의 치형을 설계하기 위한 피치원을 각각 구성할 때, 상기 아우터 로터는 상기 이너 로터의 피치원을 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 치형을 갖는 것이 바람직하다.

[0021] 상기한 바와 같은 본 발명의 주요한 과제 해결 수단들은, 아래에서 설명될 '발명의 실시를 위한 구체적인 내용', 또는 첨부된 '도면' 등의 예시를 통해 보다 구체적이고 명확하게 설명될 것이며, 이때 상기한 바와 같은 주요한 과제 해결 수단 외에도, 본 발명에 따른 다양한 과제 해결 수단들이 추가로 제시되어 설명될 것이다.

발명의 효과

[0022] 본 발명에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법 및 그것에 의해 제작된 지로터 펌프는, 하이포 사이클로이드와 에피사이클로이드 사이에 접선을 이용하여 변형된 트로코이드인 메가플로이드 형태의 이너 로터를 설계하고, 이를 이용하여 아우터 로터의 치형도 설계하기 때문에 전체적으로 필요 토크가 줄어들면서 체적 효율을 향상시켜 성능 향상을 기대할 수 있는 효과가 있다.

도면의 간단한 설명

[0023] 도 1은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법을 구현하기 위한 이너 로터 전체의 설계 도면이다.

도 2는 도 1의 "A" 부분 상세도이다.

도 3은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법을 구현하기 위한 아우터 로터의 설계 도면이다.

도 4 내지 도 6은 '비교예 1', '비교예 2', '실시예 1'의 로터 치형을 나타낸 도면이다.

도 7은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 포트 설계를 참조하기 위한 도면이다.

도 8은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 포트 및 홈을 설계하기 위한 기구로서, 정면도 및 사시도이다.

도 9 및 도 10은 '비교예 1'의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸 도면이다.

도 11 및 도 12는 '비교예 2'의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸 도면이다.

도 13 및 도 14는 본 발명의 '실시예 1'의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸 도면이다.

도 15 내지 도 17은 본 발명의 실시예에 따른 Design 1, 2, 3의 치형 상태를 나타낸 도면이다.

도 18 내지 도 20은 본 발명의 실시예에 따른 Design 1, 2, 3의 무부하 조건에서 토출부에서의 순간유량을 LPM(Liter Per Minute) 단위로 나타낸 도면이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

- [0024] 첨부된 도면을 참조하여 본 발명의 바람직한 실시 예를 설명하면 다음과 같다.
- [0025] 도 1 내지 도 3은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법이 도시된 도면으로서, 도 1은 이너 로터 전체의 설계 도면, 도 2는 도 1의 "A" 부분 상세도이고, 도 3은 아우터 로터의 설계 도면이다.
- [0026] 이들 도면을 참조하면, 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법은, 이너 로터 및 아우터 로터를 설계하기 위한 피치원을 각각 형성하고, 이너 로터의 피치원을 중심으로 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드 곡선 사이에 탄젠트 라인(tangent line)을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계한다. 그리고 상기 이너 로터의 피치원을 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 곡선을 이용하여 아우터 로터의 치형을 설계하는 방법으로 이루어진다.
- [0027] 즉, 본 발명은 하이포 사이클로이드(Hypocycloid)와 에피 사이클로이드(Epicycloid) 사이에 인벌류트 곡선 대신 접선(tangent line)을 이용하여 이너 로터의 치형을 설계하고, 이 이너 로터의 치형을 이용하여 아우터 로터의 치형을 설계한다.
- [0028] 이너 로터의 치형을 설계하는 구체적인 과정을 도 2를 참조하여 상세히 설명한다.
- [0029] 먼저, 이너 로터 회전 중심을 중심으로 일정한 반경을 가진 이너 로터 피치원을 결정한다. 이때 아우터 로터의 회전 중심으로 아우터 로터의 피치원도 결정할 수 있다.
- [0030] 다음, 상기 이너 로터 피치원의 안쪽과 바깥쪽에 하이포 사이클로이드 기초원과 에피 사이클로이드 기초원을 각각 결정한다. 이때, 하이포 사이클로이드 기초원과 에피 사이클로이드 기초원은 모두 이너 로터 회전중심을 중심으로 일정한 반경을 갖도록 결정되는데, 하이포 사이클로이드 기초원은 이너 로터 피치원보다 반경이 작은 원으로 안쪽에 위치되고, 에피 사이클로이드 기초원은 이너 로터 피치원보다 반경이 큰 원으로 바깥쪽에 위치된다.
- [0031] 다음, 하이포사이클로이드 회전원과 에피 사이클로이드 회전원을 결정한다. 이때 두 회전원은 반경이 같거나 다르게 구성될 수 있다.
- [0032] 다음, 상기 두 회전원을 상기 두 개의 기초원을 따라 미끄럼 없이 회전 이동시키면서 도 2에서와 같이 안쪽에 하이포 사이클로이드 구간을 형성하고 바깥쪽에 에피 사이클로이드 구간을 형성한다.
- [0033] 여기서, 이너 로터 및 아우터 로터를 설계하기 위한 상기 두 개의 곡선 방정식은 다음과 같다.
- [0034] 하이포 사이클로이드와 에피 사이클로이드의 곡선 방정식을 이용하여 이너 로터 프로파일을 구성하는 점들의 좌표를 도출한다.
- [0035] 이너 로터의 치저 형상은 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선을 이용하는 바, 방정식은 [수학식 1]과 같다.

[0036] [수학식 1]

[0037]

[0038] 또한, 이너 로터의 치고 형상은 에피 사이클로이드(Epicycloid) 곡선을 이용하는 바, 방정식은 [수학식 2]와 같다.

[0039] [수학식 2]

[0040]

[0041] 상기에서,

[0042] in,h는 이너 로터의 하이포 사이클로이드 곡선,

[0043] in,e는 이너 로터의 에피 사이클로이드 곡선,

[0044] R은 이너 로터의 피치원 반경,

[0045] r은 하이포 사이클로이드 및 에피 사이클로이드의 회전원의 반경,

[0046] Z는 이너 로터의 톱니 개수,

[0047] e는 이너 로터와 아우터 로터의 편심량,

[0048] β는 두 회전원의 회전각이다.

[0049] 다음, 이너 로터 피치원을 중심으로 안쪽과 바깥쪽에 각각 형성된 하이포 사이클로이드 구간과 에피 사이클로이드 구간 사이에 접선 즉, 탄젠트 라인을 연결하여 이너 로터의 치형을 설계할 완료한다.

[0050] 이와 같이 하여, 완성된 이너 로터의 치형은 도 1에 파란색으로 도시된 부분과 같다.

[0051] 도 3은, 아우터 로터의 치형 설계 과정을 보인 도면으로서, 이너 로터의 피치원을 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 미끄럼 없이 회전시키면서, 이너 로터의 치형이 접하는 외곽부분을 연결하여 얻어지는 곡선으로 아우터 로터의 치형을 설계한다.

[0052] 상기한 바와 같은 본 발명의 일 실시예에 따른 지로터 펌프의 치형 설계 방법으로 제작된 지로터 펌프는, 하이포 사이클로이드(Hypocycloid) 곡선과 에피 사이클로이드(Epicycloid)곡선 사이를 접선(tangent line)으로 연결하는 치형을 갖는 이너 로터와, 이 이너 로터의 치형에 대응되게 설계되는 치형을 갖는 아우터 로터를 포함하여 구성된다.

[0053] 여기서, 아우터 로터는 상기 이너 로터의 피치원을 아우터 로터의 피치원 안쪽에 접하게 회전시켜 얻어지는 곡선으로 이루어진 치형을 갖도록 구성된다.

[0054] 이제, 상기한 바와 같은 본 발명의 지로터 펌프와 다른 치형 구조를 갖는 지로터 펌프의 체적효율, 필요 토크를 비교한 실험 내용을 소개한다.

[0055] 비교예 1은 사이클로이드 곡선을 이용하여 트로코이드 치형을 갖는 지로터 펌프이고, 비교예 2는 에피사이클로이드 곡선과 하이포 사이클로이드 곡선을 연결한 치형을 갖는 지로터 펌프이며, 실시예 1은 상기한 바와 같이 에피사이클로이드 곡선과 하이포 사이클로이드 곡선 사이에 접선으로 연결되는 치형을 갖는 본 발명의 실시예에 따른 지로터 펌프이다.

[0056] 정확한 상호 비교를 위해 이너 로터 기어의 톱니 개수는 10개, 편심량 0.77mm, 기어의 두께 11.975mm, 아우터

로터의 직경 26mm로 통일하여 실험하였다.

[0057] 먼저, 비교예 1은 트로코이드 곡선을 이용하여 설계한 지로터 펌프에 관한 것으로, 설계변수와 치형은 [표 1] 및 도 4에 나타난 바와 같다.

[0058] [표 1]

Parameters	Value
Z_1	10
e (mm)	0.77
K (mm)	0.85
R (mm)	1.5
H (mm)	11.975
D (mm)	26

[0059]

[0060] 여기서, Z_1 : 이너 로터의 톱니 개수

[0061] e : 두 로터 사이의 중심 거리, mm

[0062] K : 단축율(Curtate ratio)

[0063] R : 엔벨로프 원의 반경(Radius of enveloping circle), mm

[0064] H : 기어 두께, mm

[0065] D : 아우터 로터의 외경, mm 이다.

[0066] 다음, 비교예 2는 하이포 사이클로이드 곡선과 에피 사이클로이드 곡선을 연결하여 설계한 지로터 펌프에 관한 것으로, 설계변수와 치형은 [표 2] 및 도 5에 나타난 바와 같다.

[0067] [표 2]

Parameters	Value
Z_1	10
e (mm)	0.77
r_{be} (mm)	7.7
r_{bh} (mm)	7.7
r_e (mm)	0.4
R_1 (mm)	7.7
H (mm)	11.975
D (mm)	26

[0068]

[0069] 여기서, Z_1 , e , H , D 는 앞서 설명한 [표 1]에서와 동일하고,

[0070] r_{be} : 에피 사이트로코이드 회전원의 반경, mm

[0071] r_{bh} : 하이포 사이트로코이드 회전원의 반경, mm

[0072] R_1 : 이너 로터의 피치원의 반경, mm 이다.

[0073] 다음, 실시예 1은 앞서 설명한 본 발명의 일 실시예에서와 같이 하이포 사이클로이드 곡선과 에피 사이클로이드 곡선 사이에 탄젠트 라인을 연결하여 설계한 지로터 펌프에 관한 것으로, 설계변수와 치형은 [표 3] 및 도 6에 나타난 바와 같다.

[0074] [표 3]

Parameters	Value
Z_1	10
e (mm)	0.77
r_{be} (mm)	8.2
r_{bh} (mm)	7.2
r_e (mm)	0.2
R_1 (mm)	7.7
H (mm)	11.975
D (mm)	26

[0075]

[0076] 여기서, Z_1 , e , H , D , r_{be} , r_{bh} , R_1 은 앞서 설명한 [표 1] 및 [표 2]에서와 동일하다.

[0077]

상기와 같은 비교예 1 및 2와 실시예 1의 성능을 유동해석 프로그램(PUMPLINX)을 통해 분석한다. 먼저 매트랩(MATLAB)을 이용하여 생성된 이너 로터와 아우터 로터의 프로파일 좌표를 엑셀 매크로를 이용해 카티아(CATIA) 프로그램으로 전달하고, 카티아에서는 전달받은 좌표를 이용해 이너 로터와 아우터 로터를 모델링한다. 각 로터에 맞게 포트를 설계한 뒤에 유동장만을 추출하여 유동해석 프로그램인 PUMPLINX에서 유동해석 하였다.

[0078]

이때, 각 지로터 펌프의 시뮬레이션을 위한 모델링은 우선 매트랩에서 좌표를 생성할 때에 이너 로터와 아우터 로터의 간극을 설정하였다. 각각의 지로터 펌프마다 간극을 40micron(0.04mm)과 60micron(0.06mm), 두 가지 모델로 나누어 생성하였다. 여기서 간극은 이너 로터의 톱니와 아우터 로터의 톱니가 서로 밀착될 때의 간극을 이야기 한다.

[0079]

전달받은 좌표를 카티아에서 선으로 연결한 다음 모델을 생성한 뒤 유동장만을 추출하였다.

[0080]

그 후 포트(port)와 홈(groove)의 유동장을 추가로 모델링하였다.

[0081]

포트의 설계방법으로 도 7에서와 같이 포트의 외측 호는 아우터 로터의 중심점을 기준으로 아우터 로터의 치저 반경과 같다. 또한 포트의 내측 호는 이너 로터의 중심점을 기준으로 이너 로터의 치저반경과 같다. 이너 로터와 아우터 로터의 접촉점을 기준으로 포트의 시작과 끝을 설계한다.

[0082]

다음으로, 포트의 형상과 같이 로터 하부에 홈을 설계한다. 도 8에 도시된 바와 같이 홈의 깊이는 5mm, 토출부의 직경은 8.5 Φ 에 중심으로부터의 거리 80mm, 흡입부의 직경은 10.5 Φ 에 중심으로부터의 거리 80mm이다.

[0083]

이와 함께 시험 조건으로 해석에 고려된 유동모델은 캐비테이션모델, 난류모델이고, 작동유체조건은 액체상태 밀도 800 kg/m^3 , 기체상태 밀도 0.0245 kg/m^3 , 포화증기압 400 Pa 이다. 작동조건은 온도는 300 K , Inlet 압력 101325 Pa , Outlet 압력은 101325 Pa (1 bar), 1700000 Pa (17 bar), 3000000 Pa (30 bar) 세가지 조건으로 해석하였다. 로터의 회전속도는 3000 rpm 이다. 유동장의 격자 조건은 3가지 지로터 펌프에 동일하게 적용하였다.

[0084]

이와 같은 방법과 조건으로 시험한 결과는 다음과 같다.

[0085]

먼저, 로터를 회전시키는데 필요한 3가지 지로터 펌프의 압력별 토크는 다음과 같다.

[0086] [표 4] : 비교예 1

Load	Torque(N-m)	
	40micron	60micron
1bar	0.10	0.09
17bar	2.01	1.86
30bar	3.56	3.25

[0087]

[0088] [표 5] : 비교예 2

Load	Torque(N-m)	
	40micron	60micron
1bar	0.11	0.08
17bar	1.54	1.55
30bar	2.74	2.52

[0089]

[0090] [표 6] : 실시예 1

Load	Torque(N-m)	
	40micron	60micron
1bar	0.17	0.11
17bar	1.57	1.40
30bar	2.72	2.49

[0091]

[0092] 또한, 각 지로터 펌프의 토출유량에 대해 도 9 내지 도 14에 도시된 바와 같다.

[0093] 먼저, 도 9 및 도 10은 비교예 1의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸다.

[0094] 여기서, 40micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 0.98542cc/rev 이고, 3000rpm을 회전시켰을 때 토출부의 유량은 2.95626tpm 이다. 60micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 0.99132cc/rev 이고, 토출부의 유량은 2.97396tpm 이다. 이를 이용하여 체적효율을 계산하면 [표 7]과 같다.

[0095] [표 7] : 비교예 1

Load	Volume efficiency(%)	
	40micron	60micron
1bar	96.98	95.73
17bar	57.40	25.24
30bar	38.77	0

[0096]

[0097] 다음, 도 11 및 도 12는 비교예 2의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸다.

[0098] 여기서, 40micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 0.89583cc/rev 이고, 토출부의 유량은 2.68749tpm 이다. 60micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 0.90205cc/rev 이고, 토출부의 유량은 2.70615tpm 이다. 이를 이용하여 체적효율을 계산하면 [표 8]과 같다.

[0099] [표 8] : 비교예 2

Load	Volume efficiency(%)	
	40micron	60micron
1bar	97.19	95.26
17bar	58.75	29.51
30bar	41.82	0

[0100]

[0101] 다음, 도 13 및 도 14는 실시예 1의 지로터 펌프의 간극이 40micron, 60micron일 때의 시간에 따른 토출유량을 나타낸다.

[0102] 여기서, 40micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 $0.89834cc/rev$ 이고, 토출부의 유량은 $2.69502\text{ }lpm$ 이다. 60micron 지로터 펌프의 이론배제용적은 $0.89812cc/rev$ 이고, 토출부의 유량은 $2.69436\text{ }lpm$ 이다. 이를 이용하여 체적효율을 계산하면 [표 9]와 같다.

[0103] [표 9] : 실시예 1

Load	Volume efficiency(%)	
	40micron	60micron
1bar	97.66	96.39
17bar	59.52	29.00
30bar	42.60	0

[0104]

[0105] 상기한 바와 같은 시험을 통해서, 필요 토크로는 비교예 1의 지로터 펌프에 비해 비교예 2 및 실시예 1의 지로터 펌프가 미소량 작게 나온 것을 확인 할 수 있다. 비교예 2 및 실시예 1은 유사한 값을 가진다.

[0106] 체적효율 면에서는 본 발명의 실시예 1의 지로터 펌프가 비교예 1과는 최대 3.83%의 차이를 보였다. 비교예 2와는 최대 0.8%의 차이로 유사하지만 미소량 더 우수한 것을 확인 할 수 있었다.

[0107] 또한, 동일한 치형을 다른 간극으로 모델링하여 시험할 결과에서는 간극이 클 때, 필요토크는 미소량 낮아지지만, 체적효율 측면에서 펌프의 성능에 매우 큰 영향을 준 것을 확인할 수 있다.

[0108] 한편, 본 발명의 지로터 펌프의 치형 설계 방법에서 접선(tangent line)의 길이 및 하이포 사이클로이드와 에피 사이클로이드의 기초원 반경에 따른 체적 효율 변화를 시험한 결과는 다음과 같다.

[0109] 즉, 기어 형상 설계의 주요 설계변수는 [표 10]과 같다. 본 실시예의 Design 1, 2, 3은 하이포 사이클로이드와 에피 사이클로이드 사이에 삽입된 접선의 길이를 다르게 하여 Design 2와 Design 3을 구상하였다. 그리고 하이포 사이클로이드와 에피 사이클로이드의 기초원 반경을 다르게 하여 각각의 설계변수가 체적 효율에 미치는 영향을 보고자 하였다.

[0110] [표 10]

Parameter	Design 1	Design 2	Design 3
Z	10	10	10
e	0.77	0.77	0.77
r_{be}	8.2	8.5	8.5
r_{bh}	7.2	7.2	7
R	7.7	7.7	7.7
r_{re}	0.2	0.2	0.15
r_{rh}	0.2	0.2	0.15
L	1.970	2.222	2.442

[0111]

[0112] 여기서, Z : 이너 로터의 톱니 개수

[0113] e : 두 로터 사이의 중심 거리, mm

[0114] r_{be} : 에피 사이트로코이드 회전원의 반경, mm

[0115] r_{bh} : 하이포 사이트로코이드 회전원의 반경, mm

[0116] R : 이너 로터의 피치원의 반경, mm

[0117] r_{re} : 에피 사이클로이드의 회전원의 반경, mm

[0118] r_{rh} : 하이포 사이클로이드의 회전원의 반경, mm

[0119] L : 접선의 길이, mm 이다.

[0120] 앞서 설명한 바와 같이 이너 로터의 치형을 이용하여 아우터 로터의 치형을 만들 수 있다. 매트랩을 이용하여 이너 로터와 아우터 로터의 치형 좌표를 생성한다. 생성된 치형은 각각 도 15, 도 16, 도 17과 같다

[0121] 이와 같이 생성한 이너 로터 및 아우터 로터의 치형 좌표를 이용하여, 카티아(CATIA)로 3차원 모델링을 하였다. 이때 로터의 직경은 26mm, 두께는 11.975mm이며, 입출구 포트 및 홈은 로터에 맞춰 설계하였다.

[0122] 이러한 본 실시예의 Design 1, 2, 3의 유동 해석은 펌프 유동해석 프로그램인 PumpLinx를 사용하였고, 해석에 고려된 유동 모델은 캐비테이션과 난류이다.

[0123] 작동유체조건은 액체상태 밀도 800kg/m^3 , 기체상태 밀도 0.0245kg/m^3 , 포화증기압 400Pa 이다. 작동조건은 온도는 300K , Inlet 압력 101325Pa , Out let 압력은 101325Pa , 1700000Pa , 3000000Pa 세가지 조건으로 해석하였다. 로터의 회전속도는 3000rpm 이다. 또한 시뮬레이션 결과에 영향을 주는 유동장의 격자 조건은 동일하게 구성하였다. 해석을 위한 로터, 입출구 포트와 홈(Groove)의 유동장 격자 모델은 도 8에 도시된 것을 이용하였다.

[0124] 상기와 같은 조건으로 시험한 결과는 다음과 같다.

[0125] 체적 효율에 가장 큰 영향을 미치는 간극 조건을 다양하게 하여 결과를 비교하였다. 간극은 각각 24, 40, 60 micron 단위로 조정하여 수행하였다.

[0126] 도 18, 도 19, 도 20은 무부하 조건에서 토출부에서의 순간유량을 LPM(Liter Per Minute) 단위로 나타낸 것이다.

[0127] [표 11],[표 12],[표 13]에서 V_g 는 이론 배제용적을 나타낸다. Q 는 이론 토출량으로 이론 배제용적에 분당 회전수(rpm)를 곱하여 계산한 값이다. 체적 효율은 그래프에서 값이 일정해지는 부분의 y축 값을 이론 토출량으로 나눈 값이다.

[0128] [표 11]

Clearance	V_g (cc/rev)	Q (LPM)	Volume Efficiency(%)		
			no load	17bar	30bar
24micron	0.8973	2.6920	97.99	83.51	77.15
40micron	0.8983	2.6950	96.59	65.57	51.69
60micron	0.8981	2.6944	94.61	39.75	14.95

[0129]

[0130] [표 12]

Clearance	V_g (cc/rev)	Q (LPM)	Volume Efficiency(%)		
			no load	17bar	30bar
24micron	0.9340	2.8021	97.50	81.62	74.66
40micron	0.9324	2.7971	96.39	64.46	49.66
60micron	0.9320	2.7959	96.36	30.61	1.07

[0131]

[0132] [표 13]

Clearance	V_g (cc/rev)	Q (LPM)	Volume Efficiency(%)		
			no load	17bar	30bar
24micron	0.9216	2.7619	97.76	81.83	74.88
40micron	0.9075	2.7225	96.35	66.87	49.77
60micron	0.9205	2.7615	94.59	37.88	11.68

[0133]

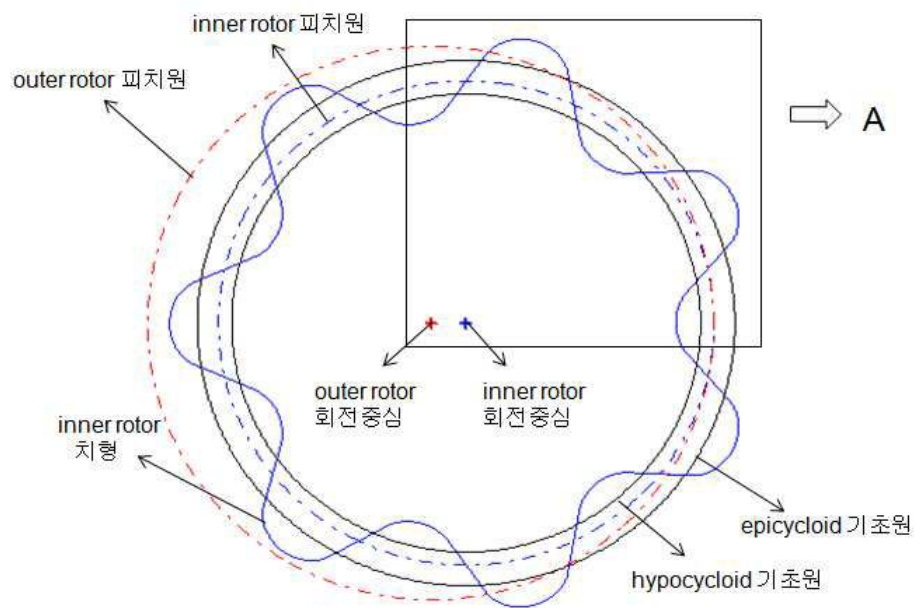
[0134] 본 실시예의 Design 1, 2, 3을 비교하였을 때, Design 1의 체적효율이 가장 높게 나왔다. 특히 간극이 커질수록 고압에서 체적 효율이 급격히 떨어지는데, Design 1은 Design 2, 3보다 최소 1%~2%이상 높은 체적 효율을 나타낸다. 특히 60micron, 30bar에서는 확연히 차이가 나는 것을 알 수 있다.

[0135] 상기한 바와 같은 시험을 통해 하이포 사이클로이드와 에피 사이클로이드의 기초원 반경 및 사이에 삽입된 접선의 길이를 다르게 하여 이너 로터를 설계 한 결과 Design 1의 체적 효율이 가장 높게 나왔다. 본 실시예의 Design 1은 특히 Design 2, 3보다 30bar에서의 체적효율이 최소 1~2% 더 높게 나타나는 것으로 보아 고압 환경에서 유리함을 알 수 있다.

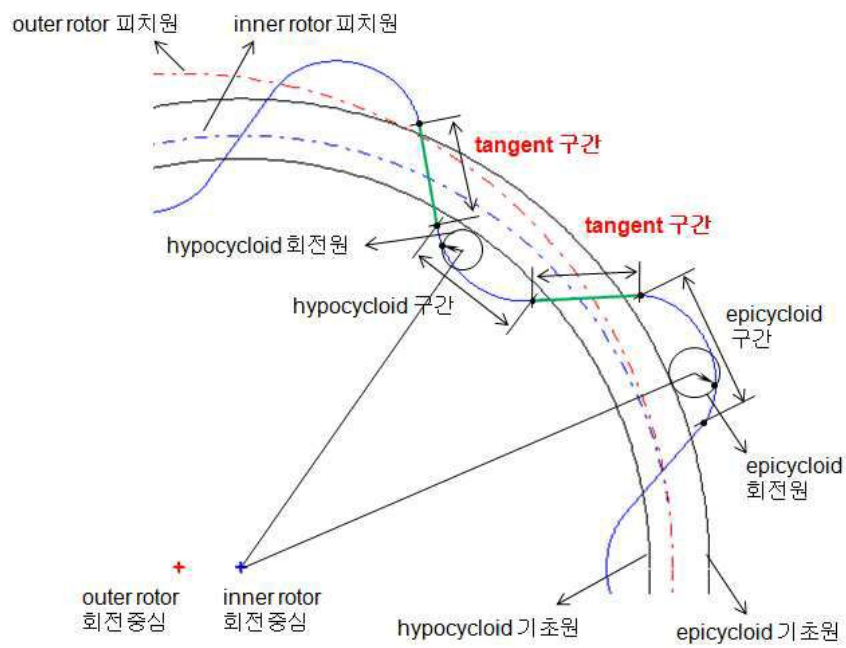
[0136] 상기한 바와 같은, 본 발명의 실시예들에서 설명한 기술적 사상들은 각각 독립적으로 실시될 수 있으며, 서로 조합되어 실시될 수 있다. 또한, 본 발명은 도면 및 발명의 상세한 설명에 기재된 실시예를 통하여 설명되었으나 이는 예시적인 것에 불과하며, 본 발명이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자라면 이로부터 다양한 변형 및 균등한 타 실시예가 가능하다. 따라서, 본 발명의 기술적 보호범위는 첨부된 특허청구범위에 의해 정해져야 할 것이다.

도면

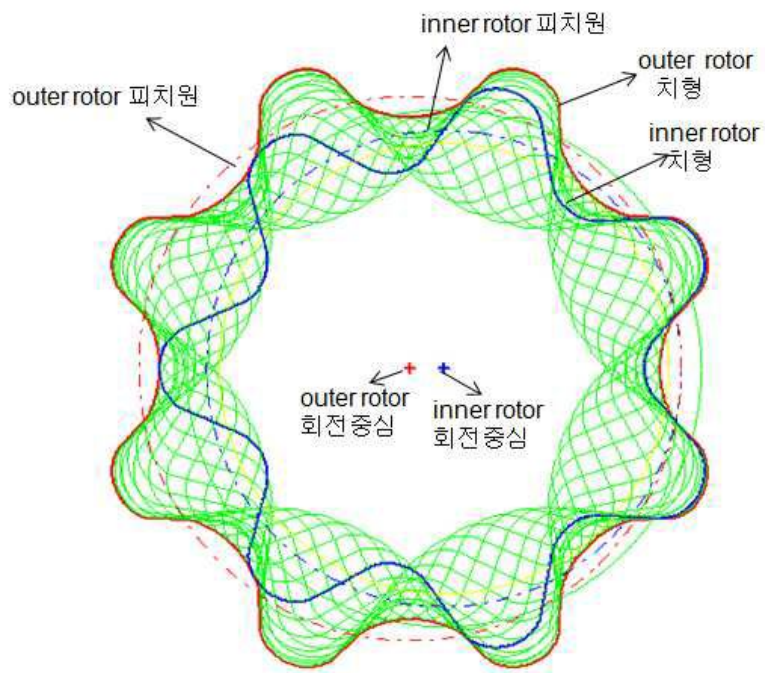
도면1



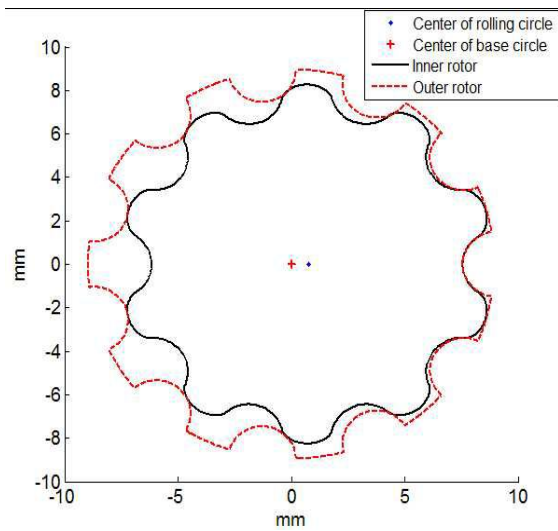
도면2



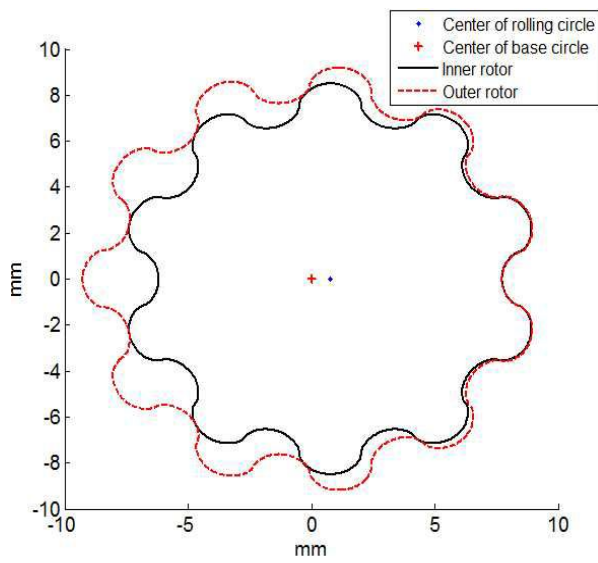
도면3



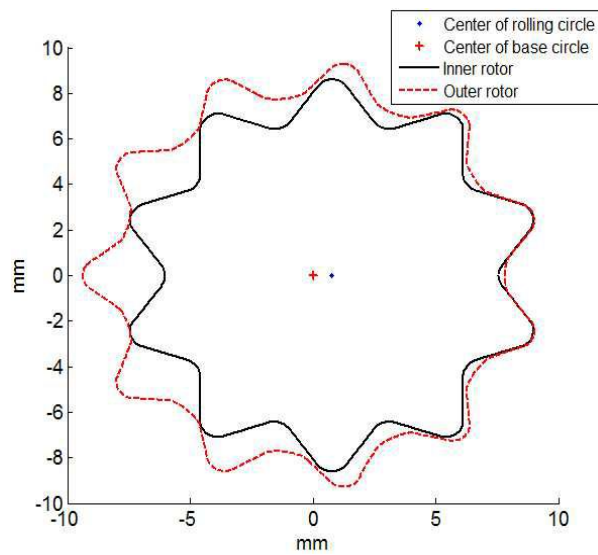
도면4



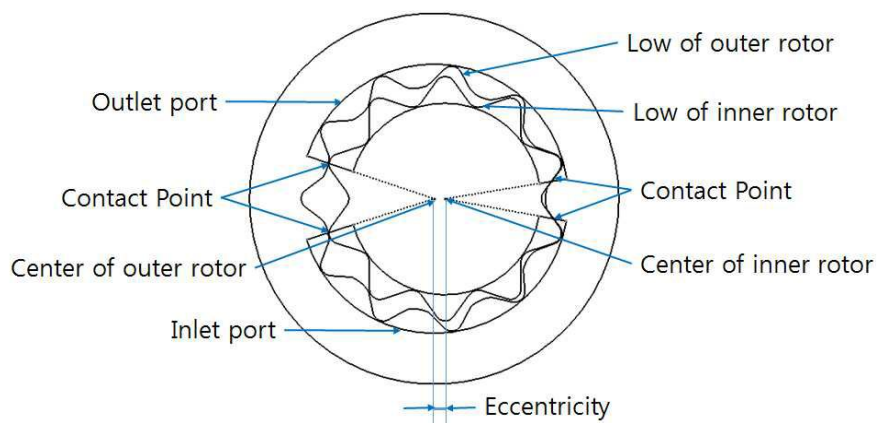
도면5



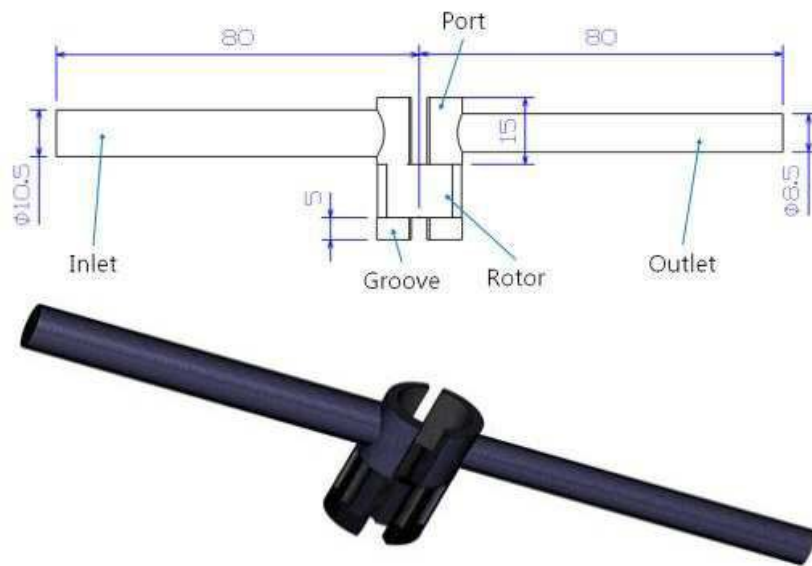
도면6



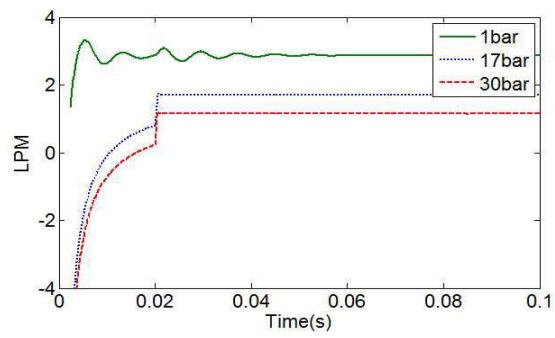
도면7



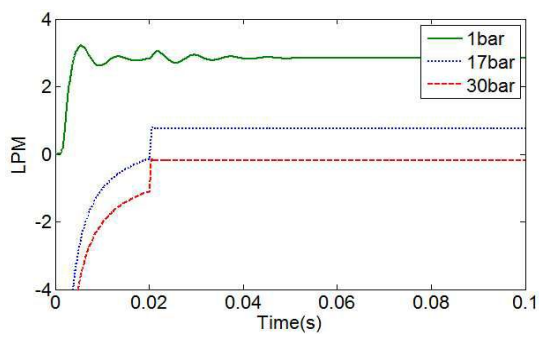
도면8



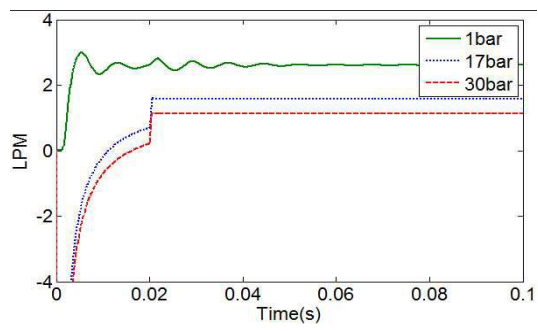
도면9



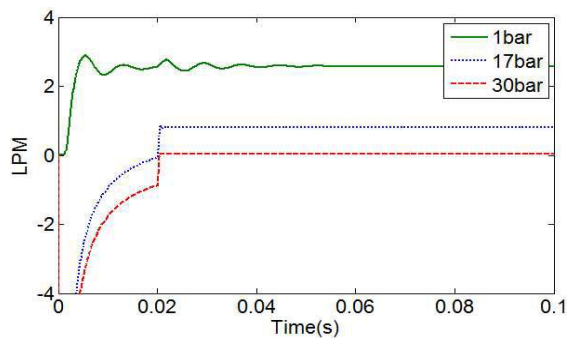
도면10



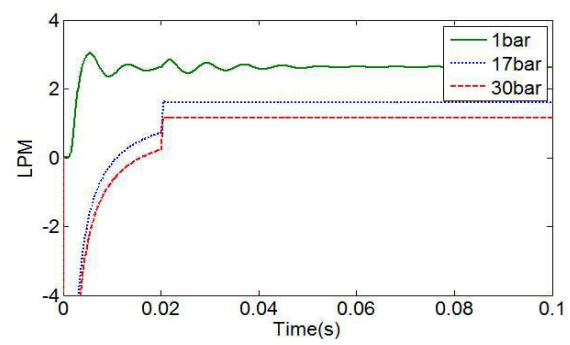
도면11



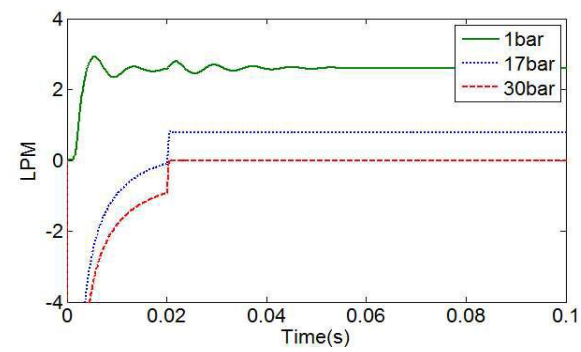
도면12



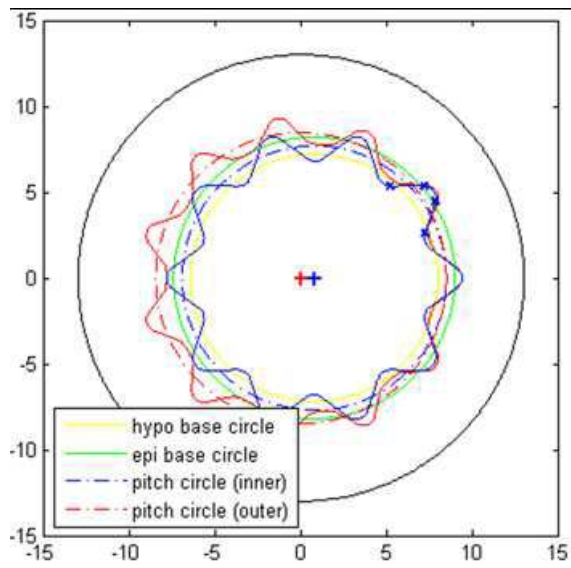
도면13



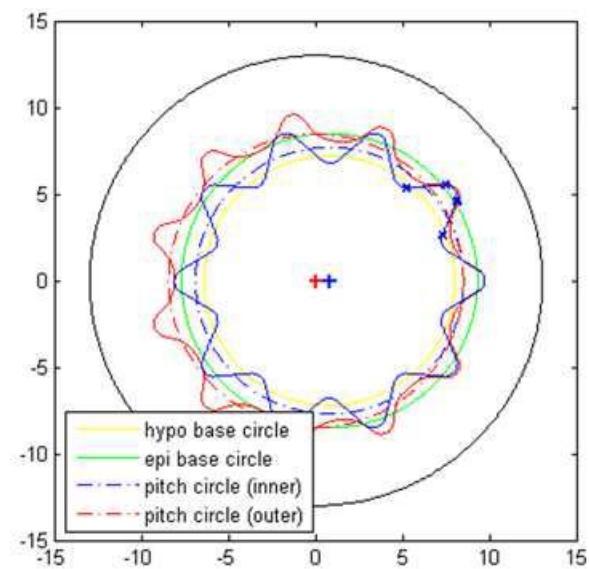
도면14



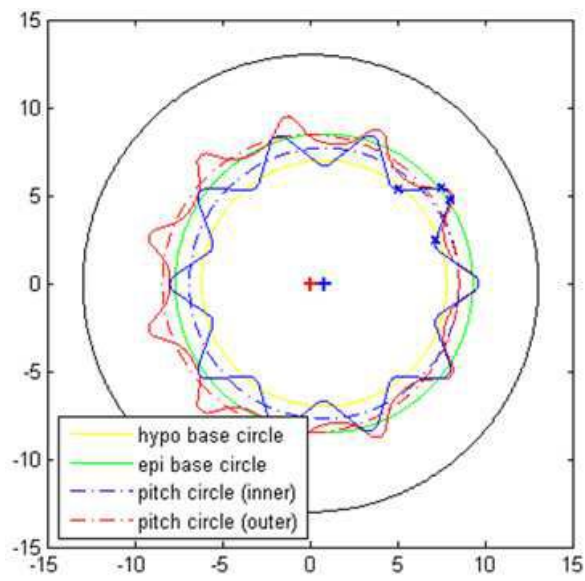
도면15



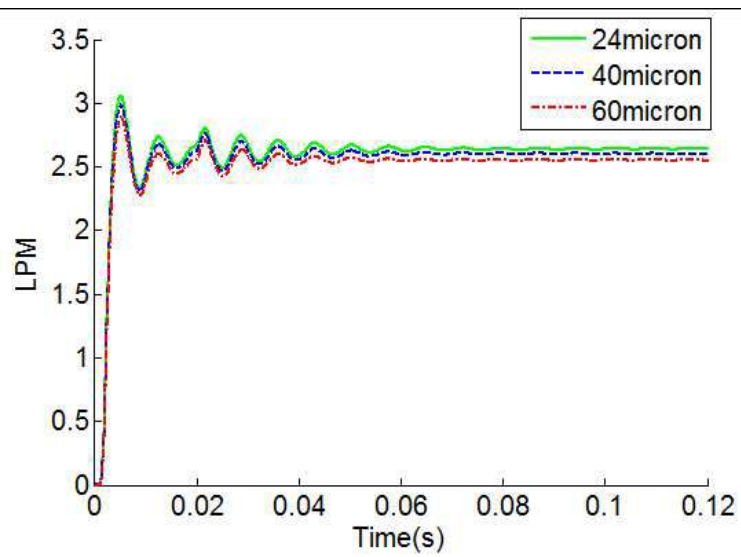
도면16



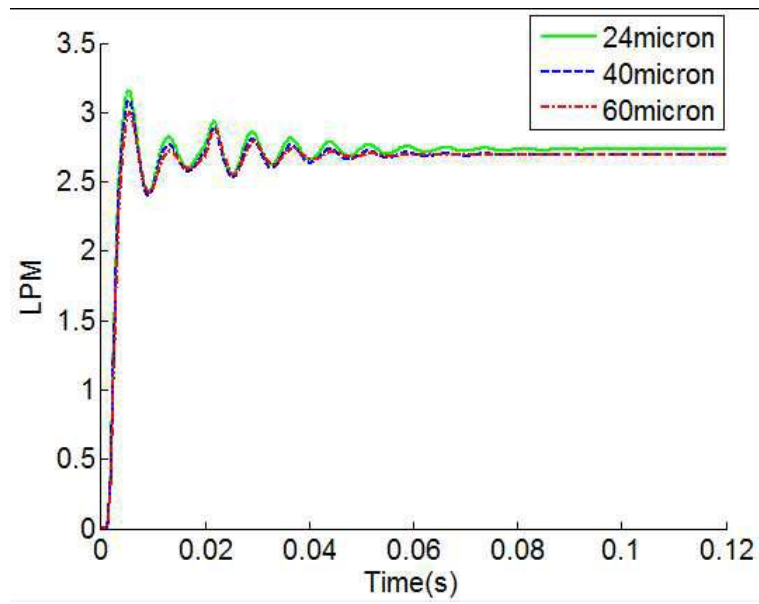
도면17



도면18



도면19



도면20

