



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2019년03월22일
(11) 등록번호 10-1961510
(24) 등록일자 2019년03월19일

- | | |
|--|--|
| <p>(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
FO4C 2/08 (2006.01) FO4C 2/10 (2006.01)</p> <p>(21) 출원번호 10-2014-7016715</p> <p>(22) 출원일자(국제) 2012년12월21일
심사청구일자 2017년12월21일</p> <p>(85) 번역문제출일자 2014년06월18일</p> <p>(65) 공개번호 10-2014-0106581</p> <p>(43) 공개일자 2014년09월03일</p> <p>(86) 국제출원번호 PCT/EP2012/076573</p> <p>(87) 국제공개번호 WO 2013/092966
국제공개일자 2013년06월27일</p> <p>(30) 우선권주장
10 2011 089 609.0 2011년12월22일 독일(DE)</p> <p>(56) 선행기술조사문헌
JP2000064924 A*
JP2001207974 A*
JP2004092637 A*
JP2005098268 A*
*는 심사관에 의하여 인용된 문헌</p> | <p>(73) 특허권자
로베르트 보쉬 게엠베하
독일 테-70442 슈투트가르트 포스트파흐 30 02 20</p> <p>(72) 발명자
폭스 알렉산더
오스트리아 아-5421 아드넛 뵘베르크 200</p> <p>(74) 대리인
양영준</p> |
|--|--|

전체 청구항 수 : 총 11 항

심사관 : 박재우

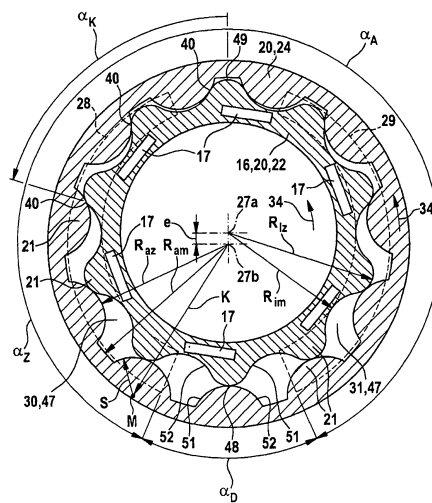
(54) 발명의 명칭 내접 기어 펌프

(57) 요약

본 발명은 내측 치형 링을 구비하는 내측 톱니 바퀴(22)와, 외측 치형 링을 구비하는 외측 톱니 바퀴(24)와, 상기 내측 톱니 바퀴(22)와 상기 외측 톱니 바퀴(24) 사이에 형성되고 유입 작업 챔버(30) 및 유출 작업 챔버(31)로 세분되는 작업 챔버(47)와, 유입 작업 챔버(30) 내부와 통하면서 이송될 유체를 상기 유입 작업 챔버(30) 내

(뒷면에 계속)

대표도 - 도4



부로 도입하기 위한 유입 채널(28) 및 유출 작업 챔버(31)와 통하면서 이송될 유체를 상기 유출 작업 챔버(31)로부터 방출하기 위한 유출 채널(29)을 포함하는, 유체를 이송하기 위한 내접 기어 펌프에 관한 것으로서, 이때 상기 내측 톱니 바퀴와 상기 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)이 서로 맞물려서 상기 내측 톱니 바퀴(22) 또는 상기 외측 톱니 바퀴(24)가 구동되며, 상기 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21) 및 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)는 각각 구동 플랭크(51) 및 이 구동 플랭크(51)에 마주 놓인 자유 플랭크(52)를 구비하고, 상기 내측 톱니 바퀴(22)의 구동 플랭크(51) 및 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 구동 플랭크(51)는 구동된 톱니 바퀴(22, 24)로부터 구동되지 않은 톱니 바퀴(22, 24)로 토크를 전달하기 위하여 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이며, 이 경우 상기 내측 톱니 바퀴(22)의 구동 플랭크(51)의 기하학적 구조 및 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 구동 플랭크(51)의 기하학적 구조는 상기 내측 톱니 바퀴(22) 및 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 2개 이상의 톱니(21)가 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이고 팁 포인트(48)에서 상기 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)와 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21) 사이에 간격 또는 유격이 존재하도록 형성된다.

명세서

청구범위

청구항 1

유체를 이송하기 위한 내접 기어 펌프(6)로서,

- 내측 치형 링(23)을 구비하는 내측 톱니 바퀴(22)와,
- 외측 치형 링(25)을 구비하는 외측 톱니 바퀴(24)를 포함하며,
- 이때에는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)이 서로 맞물려서 내측 톱니 바퀴(22) 또는 외측 톱니 바퀴(24)가 구동되며,
- 내측 톱니 바퀴(22)와 외측 톱니 바퀴(24) 사이에 형성되어 유입 작업 챔버(30) 및 유출 작업 챔버(31)로 세분되는 작업 챔버(47)와,
- 유입 작업 챔버(30) 내부와 통하면서 이송될 유체를 유입 작업 챔버(30) 내부로 도입하기 위한 유입 채널(28) 및 유출 작업 챔버(31)와 통하면서 이송될 유체를 유출 작업 챔버(31)로부터 방출하기 위한 유출 채널(29)을 포함하며,
- 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21) 및 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)는 각각 구동 플랭크(51) 및 구동 플랭크(51)에 마주 놓인 자유 플랭크(52)를 구비하고, 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 구동 플랭크들(51)은 구동된 톱니 바퀴(22, 24)로부터 구동되지 않은 톱니 바퀴(22, 24)로 토크를 전달하기 위하여 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이는, 유체를 이송하기 위한 내접 기어 펌프(6)에 있어서,

내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24) 중 적어도 하나의 톱니 바퀴의 구동 플랭크(51)의 기하학적 구조는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 2개 이상의 톱니들(21)이 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이고 딥 포인트(48)에서 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)와 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21) 사이에 간격 또는 유격이 존재하도록 형성되고,

유입 채널(28)은 용적이 확대되는 유입 작업 챔버(30) 내부와 단지 부분적으로만 통하며, 유출 채널(29)은 용적이 축소되는 유출 작업 챔버(31) 내부와 통하고 추가로 유입 작업 챔버(30) 내부와 부분적으로 통하고,

유입 각 범위가 결합 각 범위와 크기가 같거나 그보다 더 크고, 유출 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 접촉점(40)이 존재하지 않게 되고 전체 접촉점(40)이 유입 각 범위에 존재하게 되거나, 유입 각 범위가 결합 각 범위보다 작고 유출 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 하나의 접촉점(40)이 존재하게 되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 2

제1항에 있어서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24) 중 적어도 하나의 톱니 바퀴의 자유 플랭크(52)의 기하학적 구조는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)이 자유 플랭크(52)에서 간격 또는 유격을 갖도록 형성되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 3

제1항에 있어서, 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21) 및 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)는 톱니 포인트(50)를 구비하고, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24) 중 적어도 하나의 톱니 바퀴의 톱니 포인트(50)의 기하학적 구조는,

내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50)가 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에 접촉하지 않도록 형성되거나,

외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50)가 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에 접촉하지 않도록 형성되거나,

내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50)가 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 및 자

유 플랭크(52)에 접촉하지 않으면서 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50)가 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에 접촉하지 않도록 형성되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 4

제3항에 있어서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50)는 각각의 톱니 바퀴(22, 24)의 회전축(27a, 27b) 방향으로 확장되는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니(21)의 방사 방향 확장부의 마지막 30%, 20% 또는 10%를 포함하고, 구동 플랭크(51) 및 자유 플랭크(52) 중 적어도 하나의 플랭크는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 외부에 형성되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 5

제2항에 있어서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니(21)의 톱 포인트(48) 및 자유 플랭크(52) 중 적어도 하나에서 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)의 간격 또는 유격은, 적어도 5 μ m, 10 μ m, 20 μ m, 40 μ m 또는 60 μ m의 범위, 200 μ m, 150 μ m, 100 μ m 또는 80 μ m 미만의 범위, 10 μ m와 150 μ m 사이의 범위 중 적어도 하나의 범위에 있는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 6

제2항에 있어서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니(21)의 톱 포인트(48) 및 자유 플랭크(52) 중 적어도 하나에서 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)의 간격 또는 유격은 적어도 5 μ m, 10 μ m, 20 μ m, 40 μ m 또는 60 μ m의 범위, 200 μ m, 150 μ m, 100 μ m 또는 80 μ m 미만의 범위, 20 μ m와 100 μ m 사이의 범위 중 적어도 하나의 범위에 있는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 7

제1항에 있어서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24) 중 적어도 하나의 톱니 바퀴의 구동 플랭크(51)의 기하학적 구조는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 3개, 4개 또는 5개 이상의 톱니들(21)이 위·아래로 겹쳐서 놓이도록 형성되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 8

제1항에 있어서, 내접 기어 펌프(6)는 지로터 펌프(26)인 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 9

제1항에 있어서, 내접 기어 펌프(6)는 고정자(13) 및 회전자(16)를 구비하는 전동기(4)를 포함하고, 구동된 톱니 바퀴(22, 24)는 회전자(16)에 의해서 형성되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 10

제9항에 있어서, 구동된 톱니 바퀴(22, 24)에 회전자(16)의 영구 자석(17)이 내장 또는 통합되는 것을 특징으로 하는, 내접 기어 펌프.

청구항 11

내연 기관(39)용 고압 분사 시스템(2)으로서,

- 고압 펌프(7)와,
- 고압-레일(42)과,
- 연료 탱크(41)로부터 고압 펌프(7)로 연료를 이송하기 위한 전진 이송 펌프(3)를 포함하는, 내연 기관(39)용 고압 분사 시스템(2)에 있어서,

전진 이송 펌프(3)는 제1항 내지 제10항 중 어느 한 항에 따른 내접 기어 펌프를 포함하는, 고압 분사 시스템.

청구항 12

삭제

청구항 13

삭제

청구항 14

삭제

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은 청구항 1의 전제부에 따른 내접 기어 펌프 및 청구항 11의 전제부에 따른 고압 분사 시스템에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] 내접 기어 펌프 또는 지로터 펌프(gerotor pump)는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴를 구비한다. 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 톱니는 서로 맞물리고, 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴 사이에서는 작업 챔버가 형성된다. 이때 이 작업 챔버는 유입 작업 챔버 및 유출 작업 챔버로 세분된다. 그에 따라 유입 작업 챔버는 흡입측이 되고, 유출 작업 챔버는 내측 톱니 바퀴 펌프의 송출측이 된다. 상기 유입 작업 챔버 내부와는 유입 채널이 통하고, 상기 유출 작업 챔버 내부와는 유출 채널이 통한다. 이 경우에는 일 톱니가 구동되고, 상기 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 일 톱니의 접촉점에서는 구동된 톱니 바퀴로부터 구동되지 않은 톱니 바퀴로 토크가 전달된다. 상기 접촉점에서는 상호 접촉하고 있는 2개 톱니의 구동 플랭크가 위·아래로 겹쳐서 놓여 있다.

[0003] 맞물림 부와 마주 보도록 팁 포인트가 상기 내측 톱니 바퀴와 상기 외측 톱니 바퀴 사이에 존재한다. 상기 팁 포인트에서는 토크가 외측 톱니 바퀴로부터 내측 톱니 바퀴로 전달되지 않으며, 여기에서는 유입 작업 챔버와 유출 작업 챔버 사이에서 누설 손실이 발생하는데, 다시 말하자면 압력을 받는 유체가 유출 작업 챔버로부터 유입 작업 챔버 내부로 흘러들어간다. 제조상 부정확성 및 열적인 변형을 보상하기 위하여 상기 팁 포인트에서 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴 사이에 유격이 존재하고, 이로 인해 누설 현상이 발생한다.

[0004] 또한, 소위 "에컬-원리(Eckerle-Principle)"에 따라 내측 톱니 바퀴 톱니 및 외측 톱니 바퀴의 톱니를 팁 포인트 영역에서 압축 초기 응력을 받게 하는 것도 공지되어 있다. 이와 같은 압축 초기 응력에 의해서는 팁 포인트에서 누설 손실이 피해지거나 줄어들 수는 있겠지만, 내측 톱니 바퀴의 톱니 및 외측 톱니 바퀴의 톱니에서 더 큰 마모 현상이 나타나게 되고, 팁 포인트에서의 기계적인 마찰 손실이 심하게 증가하게 되며, 이와 같은 상황은 재차 내접 기어 펌프의 효율을 감소시키거나 에너지 손실을 증가시킨다.

[0005] 본원에서, 내측 톱니 바퀴의 전체 톱니가 외측 톱니 바퀴의 전체 톱니와 접촉함으로써 누설이 발생하지 않도록 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴를 구성하는 것은 이론상 수학적인 계산에 근거해서 가능하다. 이 경우에 예를 들어 외측 톱니 바퀴의 톱니는 외측 톱니 바퀴의 회전 축에 대하여 수직으로 절단된 일 단면에서 원형 세그먼트로 사전에 결정되고, 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니의 기하학적 구조에 따라서 내측 톱니 바퀴의 톱니가 구성된다. 이러한 구성은 예를 들어 프랑스 Ecole superieur des sciences et technologies de l'ingenieur de Nancy 2, Rue Jean Lamour, 54519 Vandoeuvre les Nancy Cedex에서 2005년 2월 14일부터 2005년 8월 12일까지 작성된 "Modeling and study of a new pump concept for braking systems"라는 주제의 보리스 마티외(Boris Mathieu)의 디플롬- 및 마스터 학위 논문에 기술되어 있다. 하지만, 이와 같은 기어 펌프는 실제로는 구성될 수가 없는데, 그 이유는 제조상 부정확성 및 열적인 변형으로 인해 조립이 불가능하고, 또한 작동 중에는 내측 톱니 바퀴의 톱니와 외측 톱니 바퀴의 톱니 사이에서 매우 큰 압축 초기 응력 및 마찰 손실이 발생하기 때문이다.

[0006] 독일 특허 제 36 24 532 C2호에는 복수의 폐쇄된 딜리버리 셀을 구비하는 베인 셀 기어 펌프 또는 내부 축 기어 펌프가 공지되어 있으며, 이들 기어 펌프의 용적은 순환하는 동안에 최소값으로부터 최대값으로 그리고 그 역으로 변경된다. 상기 펌프는 특히 내연 기관의 연료 이송 목적으로 사용된다. 하지만, 축 방향으로 딜리버리 셀 내부로 삽입되고, 내부 압축이 없는 이송을 위한 입구 횡단면을 갖도록 설계된 흡입- 및 압축 채널에 의해서는, 이와 같은 이송 방식이 펌프부의 축 방향 표면을 향하도록 설치되어 체크 밸브를 형성하는 고정된 스타팅 디스

크에 의해서 성취된다.

[0007] 독일 공개 특허 출원서 DE 34 06 349 A1호에는 2개 이상의 톱니 바퀴 기계를 구비하는 배출기 기계가 공지되어 있으며, 이 기계에는 고유의 또는 공동의 유압 회로가 할당되어 있고, 상기 기계의 공동의 이송 흐름은 제어 수단에 의해서 변경될 수 있으며, 이 경우 상기 제어 수단은 배출기 기계의 하우징부 안에 배치되어 있다.

[0008] 독일 실용신안 출원서 DE 299 13 367 U1호는 낫(sickle)이 있거나 없는 상태로 내측에 톱니 결합 된 하나 이상의 중공 휠 및 상기 중공 휠과 맞물리고 외측에 톱니 결합 된 하나 이상의 런닝 휠, 그리고 상기 중공 휠이 브러시 없는 전동기의 회전자의 내부이고 상기 회전자에 이웃하여 고정자가 배치됨으로써 형성되는 전기식 구동 장치를 구비하는 내접 기어 펌프를 보여주고 있으며, 이 경우 중공 휠을 포함하는 상기 회전자는 베어링 또는 슬라이딩 베어링에 의해 회전할 수 있도록 외부 면에 지지 되어 있으며, 이 경우 상기 고정자는, 고정자와 회전자 사이에 있는 베어링 또는 슬라이딩 베어링이 액체를 투과시킬 수 없고 이들의 2개의 정면이 각각 폐쇄 커버로 밀봉 결합 됨으로써, 회전자에 대하여 그리고 펌프 내부에 대하여 차폐 및 밀폐되어 있다.

발명의 내용

[0009] 유체를 이송하기 위한 본 발명에 따른 내접 기어 펌프, 특히 자동차용 내접 기어 펌프는 내측 치형 링을 구비하는 내측 톱니 바퀴와, 외측 치형 링을 구비하는 외측 톱니 바퀴와, 상기 내측 톱니 바퀴와 상기 외측 톱니 바퀴 사이에 형성되고 유입 작업 챔버 및 유출 작업 챔버로 세분되는 작업 챔버와, 유입 작업 챔버 내부와 통하면서 이송될 유체를 상기 유입 작업 챔버 내부로 도입하기 위한 유입 채널과, 유출 작업 챔버와 통하면서 이송될 유체를 상기 유출 작업 챔버로부터 방출하기 위한 유출 채널을 포함하며, 이때에는 상기 내측 톱니 바퀴의 톱니와 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니가 서로 맞물려서 상기 내측 톱니 바퀴 또는 상기 외측 톱니 바퀴가 구동되며, 이 경우에는 바람직하게 상기 유입 작업 챔버 및 상기 유출 작업 챔버가 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴 사이에 있는 틈 포인트에서 그리고 맞물림 부에서 상호 분리되어 있고, 상기 내측 톱니 바퀴의 톱니 및 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니는 각각 구동 플랭크 및 이 구동 플랭크에 마주 놓인 자유 플랭크를 구비하고, 상기 내측 톱니 바퀴의 구동 플랭크 및 상기 외측 톱니 바퀴의 구동 플랭크는 구동된 톱니 바퀴로부터 구동되지 않은 톱니 바퀴로 토크를 전달하기 위하여 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이며, 이 경우 상기 내측 톱니 바퀴 및/또는 상기 외측 톱니 바퀴의 구동 플랭크의 기하학적 구조는 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴의 2개 이상의 톱니가 서로 위·아래로 겹쳐서 놓이고 틈 포인트에서 상기 내측 톱니 바퀴의 톱니와 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니 사이에 간격 또는 유격이 존재하도록 형성된다. 이와 같은 구성에 의해서는 바람직하게 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 복수의 톱니에서 접촉이 발생하고, 이로 인해 한 편으로는 톱니가 구동 플랭크에서 위·아래로 겹쳐서 놓이거나 서로 접촉하는 상기 유입 작업 챔버 또는 상기 유출 작업 챔버의 영역에서는 누설이 발생하지 않게 되고, 다른 한 편으로는 내측 톱니 바퀴의 톱니와 외측 톱니 바퀴의 톱니 사이에 있는 틈 포인트 또는 이 틈 포인트 근처에는 유격 또는 간격이 존재하게 되며, 그 결과 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴의 조립이 가능해지고, 내측 톱니 바퀴의 톱니와 외측 톱니 바퀴의 톱니 사이에서는 압축 초기 응력 및 마찰 손실이 발생하지 않거나 매우 적게만 발생한다.

[0010] 추가의 일 실시예에서, 내측 톱니 바퀴 및/또는 외측 톱니 바퀴의 자유 플랭크의 기하학적 구조는 상기 내측 톱니 바퀴의 톱니 및 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니가 상기 자유 플랭크에서 간격 또는 유격을 갖도록 형성되었다. 그럼으로써, 바람직하게 자유 플랭크에서는 실질적으로 마찰력 또는 압축 초기 응력이 발생하지 않게 되며, 구동 플랭크에서는 발생하는 압축 초기 응력이 매우 적고, 이 압축 초기 응력은 구동된 톱니 바퀴로부터 구동되지 않은 톱니 바퀴로 토크를 전달하기 위해서 필요한 압축력에만 실질적으로 상응하게 된다.

[0011] 추가의 일 변형 예에서, 내측 톱니 바퀴의 톱니 및 외측 톱니 바퀴의 톱니는 톱니 포인트를 구비하고, 상기 내측 톱니 바퀴 및/또는 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니 포인트의 기하학적 구조는, 내측 톱니 바퀴의 톱니의 톱니 포인트가 외측 톱니 바퀴의 톱니, 특히 톱니의 톱니 포인트 및 자유 플랭크에 접촉하지 않도록 그리고/또는 외측 톱니 바퀴의 톱니의 톱니 포인트가 내측 톱니 바퀴의 톱니, 특히 톱니의 톱니 포인트 및 자유 플랭크에 접촉하지 않도록 형성되었다. 바람직하게 이와 같은 구조에 의해서는 톱니 포인트에서, 특히 틈 포인트에서 실질적으로 압축 초기 응력 및 마찰력이 발생하지 않는다.

[0012] 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 톱니의 톱니 포인트는 개별 톱니 바퀴의 회전축 방향으로 확장되는 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니의 방사 방향 확장부의 마지막 30%, 20% 또는 10%를 포함하고, 바람직하게 구동 플랭크 및/또는 자유 플랭크는 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 톱니의 톱니 포인트 외부에 형성되어 있다.

- [0013] 보완적인 일 변형 예에서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴의 톱니의 팁 포인트에서 그리고/또는 자유 플랭크에서 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴의 톱니들의 간격 또는 유격은 적어도 $5\mu\text{m}$, $10\mu\text{m}$, $20\mu\text{m}$, $40\mu\text{m}$ 또는 $60\mu\text{m}$ 이고 그리고/또는 200, 150, 100 또는 $80\mu\text{m}$ 미만이며 그리고/또는 $10\mu\text{m}$ 내지 $150\mu\text{m}$, 특히 $20\mu\text{m}$ 내지 $100\mu\text{m}$ 이다. 이와 같은 크기의 유격 또는 간격은 제조상 부정확성 및 열적인 변형을 보상할 수 있기 위해서 필요하다.
- [0014] 추가의 일 실시예에서, 내측 톱니 바퀴 및/또는 외측 톱니 바퀴의 구동 플랭크의 기하학적 구조는 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴의 3개, 4개 또는 5개 이상의 톱니가 위·아래로 겹쳐서 놓이도록 형성되었다. 이와 같은 기하학적 구조에 의해서는 유입 작업 챔버 또는 유출 작업 챔버의 큰 영역에서 누설이 발생하지 않는다.
- [0015] 바람직하게 내접 기어 펌프는 지로터 펌프이다.
- [0016] 추가의 일 실시예에서, 내접 기어 펌프는 고정자 및 회전자를 구비하는 전동기를 포함하고, 구동된 톱니 바퀴는 상기 회전자에 의해서 형성되었다.
- [0017] 보완적인 일 실시예에서, 구동된 톱니 바퀴 내부에는 회전자의 영구 자석이 내장 또는 통합되어 있다.
- [0018] 바람직하게 고정자는 회전자 둘레에 동심으로 형성되었다.
- [0019] 추가의 일 실시예에서는 외측 톱니 바퀴 또는 내측 톱니 바퀴가 회전자에 의해서 형성되었다.
- [0020] 특히 상기 외측 톱니 바퀴 또는 내측 톱니 바퀴 내부에는 회전자의 영구 자석이 내장 또는 통합되어 있다.
- [0021] 추가의 일 실시예에서, 유입 채널은 용적이 확대되는 유입 작업 챔버 내부와 단지 부분적으로만 통하며, 유출 채널은 용적이 축소되는 유출 작업 챔버 내부와 통하고 추가로 유입 작업 챔버 내부와 부분적으로 통한다.
- [0022] 추가의 일 변형 예에서는, 유입 각 범위가 결합 각 범위와 크기가 같거나 그보다 더 크고, 유출 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 접촉점이 존재하지 않게 되고 바람직하게는 전체 접촉점이 유입 각 범위에 존재하게 되거나, 유입 각 범위가 결합 각 범위보다 작고 유출 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 하나의 접촉점이 존재하게 된다. 유입 각 범위와 유출 각 범위 사이의 밀집 각 범위에 접촉점이 존재하지 않으면, 적은 유격 또는 적은 간격으로 인해 유입 채널과 유출 채널 사이에서 적은 누설이 발생한다. 이때 상기 유격 또는 간격은 마지막 접촉점으로부터 톱니에 있는 팁 포인트 방향으로 상기 팁 포인트까지 증가한다. 예를 들어 제1 톱니가 밀집 각 범위에 있는 팁 포인트 방향으로 마지막 톱니 뒤에 존재하면, 적은 유격 또는 적은 간격으로 인해 단지 적은 누설만이 발생한다. 상기 밀집 각 범위에 하나의 접촉점이 존재하면, 유입 채널과 유출 채널 사이에서는 실질적으로 누설이 발생하지 않는데, 그 이유는 상기 접촉점에서는 접촉으로 인해 실질적으로 완전한 밀봉이 보장되기 때문이다.
- [0023] 보완적인 일 실시예에서, 유출 채널은 용적이 축소되는 유출 작업 챔버 내부와 단지 부분적으로만 통하고, 유입 채널은 용적이 확대되는 유입 작업 챔버 내부와 통하고 추가로 유출 작업 챔버 내부와 부분적으로 통한다.
- [0024] 추가의 일 변형 예에서는, 유출 각 범위가 결합 각 범위와 크기가 같거나 그보다 더 크고, 유입 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 접촉점이 존재하지 않게 되고 바람직하게는 전체 접촉점이 유출 각 범위에 존재하게 되거나, 유출 각 범위가 결합 각 범위보다 작고 유입 각 범위가 180° 보다 큼으로써, 밀집 각 범위에는 하나의 접촉점이 존재하게 된다.
- [0025] 보완적인 일 실시예에서, 결합 각 범위는 구동된 내측 톱니 바퀴에서는 맞물림 부에서 주행 방향으로 시작되고, 구동된 외측 톱니 바퀴에서는 맞물림 부에서 주행 방향과 반대로 시작된다.
- [0026] 바람직하게 상기 맞물림 부에 있는 톱니는 가상으로 단 하나의 접촉점만을 갖는다.
- [0027] 추가의 일 실시예에서, 유입 각 범위 및 유출 각 범위는 맞물림 부에서 반대 방향으로 시작되고, 바람직하게 유입 각 범위는 유입 채널의 끝에서 그리고 유출 각 범위는 바람직하게 유출 채널의 끝에서 끝나거나, 이와 달리 유입 각 범위는 단지 유입 채널에만 존재하고 유출 각 범위는 단지 유출 채널에만 존재한다.
- [0028] 본 발명에 따른 내연 기관용 고압 분사 시스템, 특히 자동차용 고압 분사 시스템은 고압 펌프, 고압-레일, 연료 탱크로부터 고압 펌프로 연료를 이송하기 위한 바람직하게 전기식의 전진 이송 펌프를 포함하며, 이 경우 상기 전진 이송 펌프는 본 특허 출원서에 기술된 전진 이송 펌프로서 형성되었다.
- [0029] 일 변형 예에서, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴는 서로 편심으로 지지되어 있다.

- [0030] 바람직하게 상기 펌프, 바람직하게는 전동기가 통합된 펌프는 전자식에 공급되는 전류를 제어하기 위한 바람직하게는 전자식 제어 유닛을 포함하며 그리고/또는 상기 펌프의 전동기는 전자식으로 정류된 전동기이다.
- [0031] 바람직하게 전진 이송 펌프의 하우징 및/또는 고압 펌프의 하우징 및/또는 내측 톱니 바퀴 및/또는 외측 톱니 바퀴는 적어도 부분적으로, 특히 완전히 강철 또는 알루미늄과 같은 금속으로 이루어진다.
- [0032] 바람직하게 결합 각 범위는 유입 채널 또는 유출 채널의 확장부에 상응한다.
- [0033] 특히 전기식 전진 이송 펌프의 이송 용량은 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 가능하다.

도면의 간단한 설명

- [0034] 본 발명의 실시예들은 첨부된 도면을 참조하여 아래에서 상세하게 설명된다.
 도 1은 고압 분사 시스템의 매우 개략적인 도면이며,
 도 2는 하우징이 없는 내접 기어 펌프 및 고정자의 사시도이고,
 도 3은 도 2에 따른 내접 기어 펌프의 분해도이며,
 도 4는 도 2에 따른 내접 기어 펌프의 횡단면도로서, 본 경우에는 영구 자석이 내측 톱니 기어에 통합되어 있고,
 도 5는 도 2에 따른 내접 기어 펌프의 횡단면도로서, 본 경우에는 영구 자석이 내측 톱니 기어에 통합되어 있고, 유입 채널 및 유출 채널이 다르게 형성되어 있으며,
 도 6은 도 4 및 도 5에 따른 내접 기어 펌프의 팁 포인트의 상세도이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

- [0035] 도 1에는 도면에 도시되어 있지 않은 자동차용 고압 분사 시스템(2)의 펌프 장치(1)가 도시되어 있다. 전기식 전진 이송 펌프(3)는 연료 탱크(41)로부터 연료 라인(35)을 통해서 연료를 이송한다. 그 다음에 이어서 연료는 전기식 전진 이송 펌프(3)로부터 고압 펌프(7)로 이송된다. 고압 펌프(7)는 내연 기관(39)에 의하여 구동 샤프트(44)를 이용해서 구동된다.
- [0036] 전기식 전진 이송 펌프(3)는 전동기(4) 및 펌프(5)를 구비한다(도 2 및 도 3). 이때 펌프(5)의 전동기(4)는 펌프(5)에 통합되어 있고, 또한 전기식 전진 이송 펌프(3)도 고압 펌프(7)에 직접적으로 배치되어 있다(도면에는 도시되어 있지 않음). 고압 펌프(7)는 고압 하에서, 예를 들면 1000, 3000 또는 4000바아의 압력 하에서 연료를 고압 연료 라인(36)을 통해 고압-레일(42)로 이송한다. 연료는 고압-레일(42)로부터 고압 하에서 인젝터(43)에 의해 내연 기관(39)의 도면에 도시되어 있지 않은 연소 챔버에 공급된다. 연소를 위해 필요치 않은 연료는 리턴 연료 라인(37)에 의해서 재차 연료 챔버(41)로 귀환 된다. 전기식 전진 이송 펌프(3)의 유입 채널(28)(도 3 및 도 4)은 연료 탱크(41)로부터 연료 라인(35)을 통해서 연료를 흡입하고, 연료는 유출 채널(29)을 통과해서 연료 라인(35)을 통해 고압 펌프(7)에 공급된다.
- [0037] 연료 탱크(41)로부터 전기식 전진 이송 펌프(3)까지 이어지는 연료 라인(35) 내부에는 연료 필터(38)가 설치되어 있다. 이 연료 필터에 의해서는 바람직하게 연료 탱크(41)로부터 전기식 전진 이송 펌프(3)까지 이어지는 연료 라인(35)이 경제적으로 형성될 수 있는데, 그 이유는 상기 연료 라인이 초과 압력을 견딜 필요가 없기 때문이다. 전기식 전진 이송 펌프(3)의 전동기(4)(도 3 및 도 4)는 3상 전류 혹은 교류 전류에 의해서 구동되고, 출력이 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어될 수 있다. 전동기(4)를 위한 3상 전류 혹은 교류 전류는 도면에 도시되어 있지 않은 파워 전자 장치에 의해 자동차(40)의 보드 회로망의 직류 전압 회로망으로부터 공급된다. 이로써 전기식 전진 이송 펌프(3)는 전자식으로 정류된 전진 이송 펌프(3)가 된다.
- [0038] 전기식 전진 이송 펌프(3)는 하우징 포트(10) 및 하우징 커버(9)를 갖춘 하우징(8)을 구비한다(도 3 참조). 상기 전진 이송 펌프(3)의 하우징(8) 내부에는 내접 기어 펌프(6) 혹은 지로터 펌프(26)로서의 펌프(5) 및 전동기(4)가 배치되어 있다. 하우징 포트(10)에는 리세스(54)가 제공되어 있다. 전동기(4)는 전자석(15)으로서의 권선(14)을 갖춘 고정자(13) 및 연철판(33)으로 형성된 연자성 코어(32)로서의 연철 코어(45)를 구비한다. 고정자(13) 내부에서는 펌프(5)가 내측 치형 링(23)을 갖는 내측 톱니 바퀴(22) 및 외측 치형 링(25)을 갖는 외측 톱니 바퀴(24)를 구비하는 내접 기어 펌프(6)로서 위치 설정되어 있다. 이로써 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴(22, 24)는 기어 휠(20) 및 런닝 휠(18)이 되고, 상기 내측 치형 링(23) 및 상기 외측 치형 링

(25)은 이송 부재(19)로서 톱니(21)를 구비한다. 상기 내측 톱니 바퀴와 상기 외측 톱니 바퀴(22, 24) 사이에서 작업 챔버(47)가 형성된다. 외측 톱니 바퀴(24) 내부에 영구 자석(17)이 설치되어 있으므로, 상기 외측 톱니 바퀴(24)는 또한 전동기(4)의 회전자(16)도 형성하게 된다. 이로써 전동기(4)가 펌프(5)에 통합되거나 펌프(5)가 전동기(4)에 통합된다. 고정자(13)의 전자석(15)에 교대로 전류가 공급됨으로써, 상기 전자석(15)에서 생성되는 자기장으로 인해 회전자(16) 혹은 외부 톱니 바퀴(24)는 회전축(27 혹은 27b)을 중심으로 이루어지는 회전 운동으로 변위된다.

[0039] 하우징 커버(9)는 내측 톱니 바퀴 혹은 외측 톱니 바퀴(22, 24)를 위한 베어링(11) 혹은 스러스트 베어링(11) 혹은 슬라이딩 베어링(11)으로서 이용된다. 또한, 상기 하우징 커버(9) 내부에는 유입 채널(28) 및 유출 채널(29)이 삽입되어 있다. 유입 채널(28)을 통해서 이송될 유체, 즉 연료가 전진 이송 펌프(3)로 흘러들어가고, 상기 유출 채널(29)로부터 재차 연료가 전진 이송 펌프(3)로부터 흘러나간다. 그밖에, 하우징 포트(9) 및 하우징 커버(10)는 각각 3개의 보어(46)를 구비하고, 상기 보어 내부에는 상기 하우징 포트(9) 및 상기 하우징 커버(10)를 함께 나사 결합하기 위한 도면에 도시되어 있지 않은 나사가 위치 설정되어 있으며, 이 경우에는 도면에 도시되어 있지 않은 밀봉부에 의해서 하우징 포트(9) 및 하우징 커버(10)가 유체 밀봉 방식으로 위·아래로 겹쳐서 놓인다.

[0040] 내접 기어 펌프(6) 또는 지로터 펌프(26)는 작업 챔버(47)를 구비한다. 이때 작업 챔버(47)는 흡입측으로서의 유입 작업 챔버(30) 및 송출측으로서의 유출 작업 챔버(31)로 세분된다(도 4 참조). 상기 유입 작업 챔버(30)에서는 작업 챔버(47)가 확대되고, 상기 유출 작업 챔버(31)에서는 작업 챔버(47)가 축소되는데, 다시 말해 상기 작업 챔버는 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21) 사이에 있는 이송 공간을 의미한다. 이때 유입 작업 챔버의 각 범위와 유출 작업 챔버의 각 범위는 각각 180° 이다.

[0041] 도 4에 도시된 내접 기어 펌프(6)에서는 도 2 및 도 3과 달리 외측 톱니 바퀴(24)가 구동된 기어 휠(22)이 아니라 오히려 내측 톱니 바퀴(22)가 구동된 기어 휠(22)인데, 다시 말하자면 영구 자석(17)이 내측 톱니 바퀴(22) 내부에 설치 또는 통합되어 있고, 상기 내측 톱니 바퀴(22)는 전동기(4)의 회전자(16)를 형성한다. 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)는 한 가지 회전 방향(34)으로 구동된다. 상기 내측 톱니 바퀴 및 상기 외측 톱니 바퀴(22, 24)는 편심률(e)로 서로 편심으로 지지 되어 있다. 이때 내측 톱니 바퀴(22)는 회전축(27a)을 중심으로 회전 운동을 실행하고, 외측 톱니 바퀴(24)는 회전축(27b)을 중심으로 회전 운동을 실행하며, 상기 2개의 회전축(27a 및 27b)은 간격(e)을 갖는다. 외측 톱니 바퀴(24)는 톱니 포인트(50)의 최외곽 내부 위치에서는 반경(R_{az})을 갖고, 톱니들(21) 사이의 가장 깊은 위치에서는 반경(R_{am})을 갖는다. 따라서, 상기 반경(R_{az})과 상기 반경(R_{am})의 차이는 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 방사 방향 확장부에 상응한다. 도 5에서 톱니 포인트(50)는 수평의 파선에 의해 나머지 톱니(21)로부터 분리되어 있다. 이로써, 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)에서의 톱니 포인트(50)는 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 회전축(27b)의 방향으로 확장되는 상기 톱니(21)의 방사 방향 확장부의 대략 마지막 30%를 차지하게 된다. 그와 유사한 방식으로, 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)는 톱니 포인트(50)의 최외곽 위치에서 반경(R_{iz})을 갖고, 톱니들(21) 사이의 가장 깊은 위치에서는 반경(R_{im})을 갖는다.

[0042] 도 4에는 회전축(27a, 27b)에 대하여 수직으로 절단된 일 단면이 도시되어 있다. 이때 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)는 외부 면에서 중점(M) 및 반경(S)을 갖는 원을 구비하는 원형 세그먼트로서 형성되었다(도 5 참조). 이 경우 K는 M으로부터 외측 톱니 바퀴(24)의 회전축(27b)까지의 간격이다. 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 기하학적 구조는 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 기하학적 구조에 따라서, 프랑스 Ecole superieur des sciences et technologies de l'ingenieur de Nancy 2, Rue Jean Lamour, 54519 Vandoeuvre les Nancy Cedex 에서 2005년 2월 14일부터 2005년 8월 12일까지 작성된 "Modeling and study of a new pump concept for braking systems"라는 주제의 보리스 마티외의 디플롬- 및 마스터 학위 논문에 따라 사이클로이드(cycloid)로서 구성되었다. 상기와 같은 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 구성 혹은 수학적 계산에서는 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 실제 반경(S) 및 가상의 반경(S_f)이 사용되며, 이 경우 상기 가상의 반경(S_f)은 실제 반경(S)보다 크다. 따라서, 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)는 실제로는 오로지 반경(S)만을 가지며, 이 반경은 도 5에 실선으로 표시되어 있다. 상기 가상의 반경(S_f) 및 천이 영역(53)은 파선으로 표시되어 있다. 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)에서의 가상의 반경(S_f)은 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 구동 플랭크(51) 외부에서 발생하고, 일정한 천이 영역(53)에서는 상기 가상의 반경(S_f)이 반경(S)에 적응된다. 이로써, 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에는 가상의 반경(S_f)이 존재하게 된다. 구동 플랭크(51)에는 반경(S)이 존재한다. 내측

톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 기하학적 구조는 구동 플랭크(51)에서는 반경(S)에 따라서 구성되거나 계산되고, 자유 플랭크(52) 및 톱니 포인트(50)에서는 가상의 반경(S_f)에 따라서 구성되거나 계산된다. 상기 천이 영역(53)은 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)에서도 발생한다. 도 5의 실선은 내측 톱니 바퀴(22)의 실제 톱니(21)를 지시한다. 구동 플랭크(51)에 있는 실선은 실제 반경(S)에 따라서 구성되었고, 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에 있는 실선은 가상의 반경(S_f)에 따라서 구성되었다. 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에 있는 파선은 실제 반경(S)에 따라서 구성되었다. 이로써, 천이 영역(53)은 내측 톱니 바퀴(22)의 실제 실선에서 발생하게 된다. 그럼으로써, 도 5에는 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)와 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21) 사이에 유격 또는 간격이 존재하며, 이 유격 또는 간격은 도 4에는 도시되어 있지 않다. 그럼으로써, 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21) 사이에서 톱니 포인트(50)와 자유 플랭크(52) 사이에서는 도 4에 도시되어 있지 않은 유격 또는 간격이 발생하게 된다. 단지 구동 플랭크(51)에서만, 토크를 내측 톱니 바퀴(22)로부터 외측 톱니 바퀴(24)로 전달하기 위하여 3개의 접촉점(40)에서 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21) 간에 접촉이 이루어지는데, 그 이유는 구동 플랭크(51)에서 상기 내측 톱니 바퀴(22)의 톱니(21)의 기하학적 구조가 상기 외측 톱니 바퀴(24)의 톱니(21)의 실제 반경(S)에 따라 구성되었거나 계산되었기 때문이다. 도 4에는 단지 접촉점(40)만 도시되어 있다; 하지만, 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)가 투영면에 대하여 수직으로 입체적으로 확장하기 때문에 상기 접촉점(40)은 실제로는 접촉선이다. 그럼으로써, 상기 접촉점(40)과의 결합 각 범위(α_k)에서는 실질적으로 내측 톱니 바퀴와 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21) 사이의 이송 공간 사이에서 누설 또는 유동 손실이 발생하지 않게 되는데, 그 이유는 상기 내측 톱니 바퀴 및 외측 톱니 바퀴(22, 24)의 톱니들(21)의 구동 플랭크(51)가 내측 톱니 바퀴(22)로부터 외측 톱니 바퀴(24)로의 토크 전달로 인한 압축력을 받아 위·아래로 겹쳐서 놓이기 때문이다. 바람직하게 상기 결합 각 범위는 유입 채널(28)의 확장부에 상응한다(도면에는 도시되어 있지 않음). 유입 채널(28)이 유입 채널 각 범위(α_z)에 존재하고, 상기 유입 채널 각 범위(α_z)가 맞물림 부(49)에서 시계 바늘 방향과 반대로 시작되어 톱 포인트(48)의 범위 안에 있는 유입 채널(28)의 끝에서 종료됨으로써, 상기 유입 채널 각 범위(α_z)는 약 170°의 각을 갖게 된다. 접촉점(40)과의 결합 각 범위(α_k)도 마찬가지로 맞물림 부(49)에서 시계 바늘 방향과 반대로 시작되어 3개 접촉점(40)의 마지막 접촉점에서 종료됨으로써, 상기 결합 각 범위(α_k)는 대략 70°가 된다. 유출 채널(29)이 유입 채널 각 범위(α_A)에 존재하고, 상기 유출 채널 각 범위(α_A)가 맞물림 부(49)에서 시계 바늘 방향으로 시작됨으로써, 상기 유출 채널 각 범위(α_A)는 약 170°의 각을 갖게 된다. 밀집 각 범위(α_D)는 유입 각 범위(α_z)와 유출 각 범위(α_A) 사이에서 톱 포인트(48)의 영역에 존재한다. 이로 인해 톱 포인트(48) 영역에서는 톱니들(21) 사이의 간격 또는 유격이 크기 때문에 유입 채널(28)과 유출 채널(29) 사이에서 큰 누설 손실이 발생하게 된다.

[0043] 도면에 도시되어 있지 않은 추가의 일 실시예에서는 내측 톱니 바퀴(22)가 구동되지 않고 오히려 외측 톱니 바퀴(24)가 구동되었다. 그럼으로써, 접촉점(40)은 맞물림 부(49)에서 시계 바늘 방향과 반대로 시작되지 않고 오히려 맞물림 부(49)에서 시계 바늘 방향으로 시작된다. 구동 플랭크들(51)은 도 4 및 도 5의 톱니(21)와 비교할 때 톱니(21)에서 서로 마주 놓이도록 나타난다. 도면에 도시되지 않은 본 실시예에서는 바람직하게 결합 각 범위가 유출 채널(29)의 확장부에 상응한다(도면에는 도시되어 있지 않음).

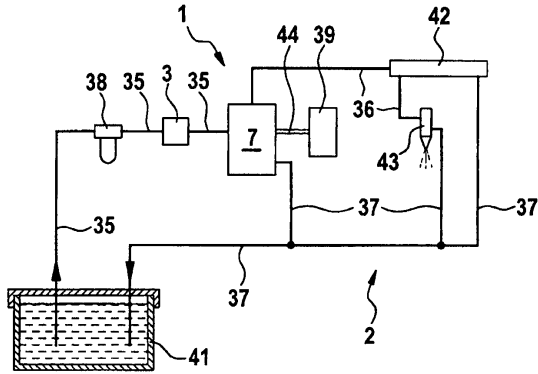
[0044] 도 5에는 내접 기어 펌프(6)의 추가의 일 실시예가 도시되어 있으며, 이하에서는 실질적으로 도 4에 따른 실시예와의 차이점만 기술될 것이다. 유입 채널(28)은 단지 접촉점(40)의 영역에서만 형성되었고, 4개의 접촉점(40)이 존재하며, 그 중에서 일 접촉점(40)은 유출 채널(28) 외부에서 밀집 각 범위(α_D)에 존재하며, 그리고 추가로 유출 채널(29)은 용적이 축소되는 작업 챔버 혹은 작업 챔버들에 존재할 뿐만 아니라, 다시 말해 도 5에서 톱 포인트(48) 및 맞물림 부(49)의 우측에 존재할 뿐만 아니라, 부분적으로는 작업 챔버(47) 혹은 작업 챔버들에서도 용적이 확대되는 유입 작업 챔버(30)로서 존재하는데, 다시 말하자면 도 5에서 톱 포인트(48) 및 맞물림 부(49)의 좌측에도 존재한다. 이로써, 단지 2개의 작업 챔버만이 접촉점(40)을 갖는 톱니들(21) 사이에서 유체를 이송하기 위한 작업 챔버로서 사용된다. 그럼으로써, 유입 채널(28)과 유출 채널(29) 사이에서는 실질적으로 누설 손실이 발생하지 않게 되는데, 그 이유는 밀집 각 범위(α_D)에서, 즉 유입 채널(28)과 유출 채널(29) 사이의 영역에 접촉점(40)이 존재하고, 이 영역에서는 상기 접촉점으로 인해 실질적으로 완전한 밀봉이 보장되기 때문이다. 톱니들(21) 간의 유격 또는 간격은 결합 각 범위(α_k) 외부에서 용적이 확대되는 이송 챔버에서는 시계 바늘 방향과 반대로 톱 포인트(48) 방향으로 가면서 점차 증가한다. 유입 채널(28)이 도 5에 도시된 것과 반대로 톱 포인트(48) 방향으로 마지막 접촉점(40)을 약간 초과해서 연장되고, 유출 채널(29)이 그에 상응

하게 단축된다면, 약간의 누설이 발생하게 될 것이고, 3개의 작업 챔버가 톱니들(21) 사이에서 유체의 이송을 위해 이용될 수 있게 될 것이다. 유체를 이송하기 위한 톱니들 사이에서 이송 챔버의 개수가 증가한 상태에서 발생하는 약간의 누설은 펌프(5)의 이송 용량을 높이기 위해서 중요할 수 있다.

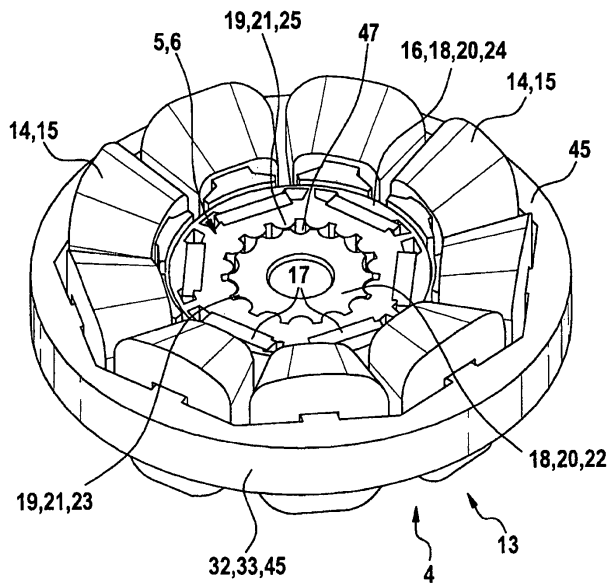
[0045] 전체적으로 볼 때, 본 발명에 따른 내접 기어 펌프(6)와는 현저한 장점들이 결부되어 있다. 톱니 포인트(50) 및 자유 플랭크(52)에서의 유격 또는 간격으로 인해 마찰 손실은 매우 적어지고, 증가한 접촉점(40)의 개수도 이 접촉점(40)에서의 접촉 압력 및 이에 따른 마모 현상도 줄여준다.

도면

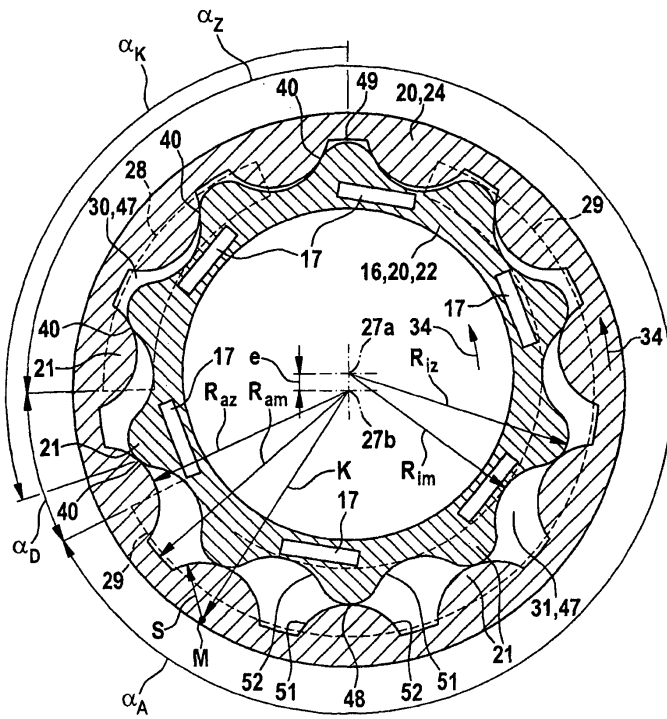
도면1



도면2



도면5



도면6

