

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) Int. Cl.⁶
F16N 13/20

(45) 공고일자 1999년02월01일

(11) 등록번호 특0159503

(24) 등록일자 1998년08월12일

(21) 출원번호	특1990-018566	(65) 공개번호	특1991-010113
(22) 출원일자	1990년11월16일	(43) 공개일자	1991년06월28일
(30) 우선권주장	P39 38 346.6 1989년11월17일	독일(DE)	
(73) 특허권자	지그프리드 아. 아이젠만		
	독일연방공화국 아우렌도르프 7960 콘헤스슈트라쎄 25		
(72) 발명자	지그프리드 아. 아이젠만		
	독일연방공화국 아우렌도르프 7960 콘헤스슈트라쎄 25		
(74) 대리인	나영환, 도두형		

심사관 : 이성철

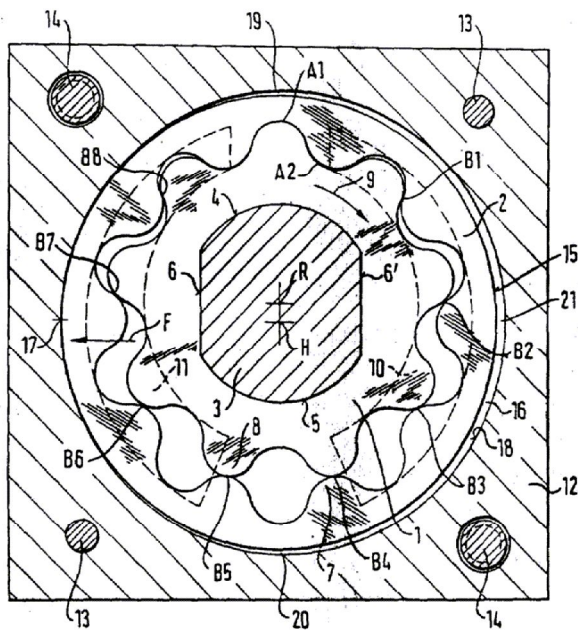
(54) 내연기관 및 자동트랜스 미션용 기어링 펌프

요약

본 발명은 왕복동 내연기관 또는 자동 변속장치용 기어링 펌프에 관한 것으로, 중공기어는 중공기어 하우징내에서 기어링 펌프의 피니언이 취해지고 펌프에 대한 맞물림을 선택하는 입력축 또는 크랭크축의 반경방향 위치의 현저한 변동이 생기기에 충분히 큰 유극으로 작동하므로 피니언 상에 중공기어의 효과적인 장착이 성취된다.

만일 축과 피니언 사이에 큰 유극이 구비된다면 중공기어는 하우징내에서 최소 유극으로 장착된다. 이때 피니언은 중공기어 내에 장착된다.

대표도



명세서

[발명의 명칭]

내연 기관 및 자동 트랜스미션용 기어 링 펌프

[도면의 간단한 설명]

제1도는 커버가 제거되었을 때 중공 기어 외주와 하우징 사이에 큰 유극을 두고 자동차 피스톤 엔진의 크랭크축 상에 장착되는 윤활유 펌프의 바람직한 실시예를 도시한 도면.

제2도는 치의 수가 현저히 작은 기어 링 세트를 도시한 도면.

제3도는 제2도에 따른 피니언 치의 기하학적 관계를 도시한 도면.

제4도는 제2도에 따른 중공 기어 치의 기하학적 관계를 도시한 도면.

제5도는 소형 피치원에 의한 에피사이클로이드(epicycloids)와 하이포사이클로이드(hypocycloids)의 형성을 나타내는 제2도 내지 제4도에 따른 치의 기하학적 관계를 도시한 도면.

제6도는 축과 피니언 사이의 틈새를 크게 한 본 발명의 실시예를 도시한 것으로 제1도와 동일한 양태의 도면.

* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

1 : 피니언	2 : 중공 기어
3 : 구동축	4,5 : 축 외주부
6,6' : 측면	7 : 내부 치
8 : 외부 치	10,11 : 사이드 챔버
12 : 하우징	13 : 위치 설정 핀
14 : 나사	15 : 외주면
19,20 : 축 간격 라인	21 : 유극

[발명의 상세한 설명]

본 발명은 왕복 피스톤 내연 기관 및 자동 트랜스미션용 기어 링(gear ring) 펌프로써 구성된 오일 펌프에 관한 것으로, 특히 자동차의 엔진 및 자동 트랜스미션용 오일 펌프에 관한 것이다.

기관(엔진)에 있어서, 이러한 펌프는 통상 엔진에 윤활유를 공급하는데 사용되는 한편, 트랜스미션(transmissions)에 있어서는 통상적으로 펌프가 트랜스미션에 스위칭 요소를 작동시키는 유압 오일 뿐만 아니라 하이드로다이나믹 컨버터(hydrodynamic converter)를 냉각시키는 오일 및 기어용 윤활유도 공급한다. 펌프 하우징은 에그리게이트(aggregate) 하우징 즉 엔진 또는 트랜스미션 하우징에 플랜지를 통해 직접 설치될 수 있다. 전술한 자동 트랜스미션에서, 트랜스미션입력축을 또한 회전 컨버터 하우징의 일부로서 형성할 수도 있다. 기어 링 펌프로써 오일 펌프를 형성하면 기어 링 펌프의 피니언이 에그리게이트 하우징의 주축위에 직접 장착되므로 장점이 많아지게 된다. 특히, 이것은 구조가 매우 간단하며, 별도로 배치된 오일 펌프를 위한 별도의 구동 요소들이 설치될 필요가 없게 된다. 그러나, 이러한 중요한 장점은 상기 내연 기관과 트랜스미션에 있어서 크게 변화하는 작동 조건으로 인해 주축이 상당한 횡방향 변위를 한다는 단점에 의해 상실된다. 자동차 엔진의 크랭크축의 중심이 행하는 반경방향 유극(play)은 0.1 내지 0.2mm의 크기 정도이다.

이 결과, 주축상에 장착된 기어링 펌프의 피니언도 또한 주축의 중심 변위의 대부분을 따라야 한다. 특히 중공 기어는 항상 엔진 및 트랜스미션 하우징에 나사 결합된 별도의 하우징에 장착되므로 추가적인 반경 방향 이동이 발생하여 소요 위치에서의 편차는 증가하고 그 합은 십분의 수 밀리미터에 달하게 된다. 만일 피니언과 중공 기어 사이의 치 유극이, 치를 손상할 정도의 허용 범위를 넘는 큰 하중이나 압박 없이 맞물림 유극에서의 이러한 모든 오차를 취할 정도로 충분히 크게 된다면, 이는 결과적으로 상당히 불리하게 된다. 첫째, 작동 챔퍼 사이의 실링(sealing)은 송출압에 대해 더 이상 충분치 않게 될 것이다. 특히, 엔진 또는 트랜스미션의 회전 속도가 낮을 때 펌프의 체적 효율은 중요한 역할을 하고 특히 기어 링 펌프에서는 이뿌리면 유극에 의존한다. 중공 기어가 피니언보다 하나 더 많은 치를 구비하는 본 발명에 의해 개량된 펌프에 있어서 피니언과 중공 기어의 모든 치는 서로 계속 맞물려야 한다는 것을 주목해야 한다. 따라서, 피니언 이동을 보정하기 위한 높은 치 유극(tooth play)에 대한 요구는 구동 이뿌리면들 사이에서만 아니라 실링 치 헤드를 사이에서도 매우 높은 유극에 달하게 한다. 이는 필연적으로 채적 효율을 상당히 저하시키게 된다.

물론, 소음을 발생시키는 데에는 비교적 적은 에너지가 필요하므로 특히, 본 발명의 개량된 기어링 펌프의 경우에서와 같이 불안정한 운동 상태가 존재할 때 치유극이 큰 기어들은 서로를 타격하게 된다. 특히, 자동차의 크랭크 축에 있어서 그러한 불안정한 운동은 반경 방향뿐만 아니라 원주 방향에서도 존재하므로 병진 및 회전 진동의 조합이 발생되고 이는 거의 완전히 피니언에 전달된다. 중공기어는 동역학 운동 법칙을 따르므로, 큰 치 유극과 더불어 오늘날 받아들일 수 있다고 생각될 수 없는 노킹 소음이 발생한다.

요즈음 사용되는, 서두에서 약술한 형태의 기어 펌프에서, 하나의 기어의 치형은 대체로 다른 기어의 치형 위를 구름으로써 한정되고 이는 물론 소정의 축간격을 필요로 한다. 치 유극이 큰 경우, 이는 다른 예방 대책이 취해지지 않는다면 필요하지만, 이들 발생 조건은 더 이상 존재하지 않으므로 모든 상대적인 각도 위치에서 회전각 트랜스미션비가 일정해야 하는 조건은 더 이상 충족되지 않는다. 또한, 이들 오차는 가속과 감속을 발생시키고 이는 노킹으로 나타난다.

치 유극을 크게 만드는 것 뿐만 아니라 하우징 내에서 중공 기어의 베어링 유극을 크게 함으로써 이들 문제점들을 해결하려는 시도가 행하여져 왔지만, 이는 소음을 생기게 할 뿐만 아니라 치를 빨리 마모시킨다. 더욱이, 지금까지 사용된 이뿌리면 형태는 보통 비교적 쉽게 계산 및 제조 가능한 아크 및 트로코이드형(arcs and trochoids)으로서 형성되었고, 바람직하지 못한 맞물림 각을 구비하였고, 맞물림 포인트에서의 곡률 반경이 너무 작았으며, 치 바닥에서의 맞물림 관계가 부족하거나 고르지 못했다. 만일 피니언이 칼라와 함께 펌프 하우징에 장착된다면 이는 엔진 또는 트랜스미션의 길이를 증대시키고 제조 비용을 증대시킨다.

따라서, 본 발명의 목적은 체적 효율의 향상은 물론이고 내마모성이 높고 소음이 낮아지도록, 기술한 형

태의 기어 링 펌프를 대폭 개량하는 것이다. 이는 치 자체가 매우 정밀하고 최소의 유극으로 형성되고, 피니언 중심점의 현저한 편차의 문제점은, 하우징 내에서 중공 기어의 반경 방향 지지 또는 축에의 피니언의 반경 방향 장착이 상기 편차를 위한 유극에 의해 실행되어 해결된다는 기본 개념으로부터 진행된다.

따라서, 본 발명에서는 펌프 하우징과, 엔진의 크랭크축 또는 트랜스미션의 입력축에 회전 불가능하게 장착된 피니언 및 하우징 내에서 축방향 및 반경 방향으로 안내되어 상기 피니언과 맞물리며, 상기 피니언보다 하나 더 많은 치를 가지는 중공 기어를 포함하는 왕복 피스톤 내연 기관 및 자동 트랜스미션용 기어 링 펌프로써 제조된 오일펌프에 있어서, 피니언이 축에 그리고 중공 기어가 하우징내에 견고하게 장착되거나 또는 중공 기어가 하우징내에서 반경 방향의 최소 유극을 두고 안내되고, 축상의 피니언은, 축에 의해 피니언에 가해지는 피니언의 반경 방향 운동을 저지하지 않을 만큼 충분히 크지만 피니언과 중공 기어 사이의 편심 거리보다 훨씬 작은 유극을 두고, 반경 방향으로 안내되고, 중공 기어와 피니언은 서로의 안 또는 위에 그들의 치가 반경 방향으로 최소의 유극을 갖도록 장착되며, 기어들의 치헤드와 치 갭은 각 기어 축선(H,R)에 대해 동심으로 연장되는 고정원(KHF,KRF)상에서 피치원(제3도의 KHE,KHH,KRE,KRH)의 롤링에 의해 형성되는 사이클로이드형을 가지며, 피니언의 치 헤드와 중공 기어의 치 갭은 각각 제1 피치원(kRE,kHE)의 롤링에 의해 형성된 에피사이클로이드형을 가지며, 피니언의 치 갭과 중공 기어의 치 헤드는 각각 제2 피치원(kRH,kHH)의 롤링에 의해 형성된 하이포사이클로이드형을 가지며, 두 피치원의 원주의 합은 그들의 고정원(KRF,KHF)상의 기어의 치 피치와 적어도 거의 동일하고 바람직하게는 아주 동일한 것을 제공한다.

전술한 2개의 (소형)피치원은 동일 직경을 갖는 것이 바람직하다.

또한, 사이클로이드를 형성시키는 고정원은 각각 기어의 피치원 또는 롤링원과 동일한 것이 바람직하다.

또한, 각 기어의 고정원 반경은 2개의 기어의 축 간격과 각 기어의 치의 수를 곱한 것과 동일하고 2개의 소형 피치원 반경의 합은 축 간격과 동일한 것이 바람직하다.

또한, 가장 깊은 치 맞물림 지점과 대향하는 치 맞물림 위치에서 치 헤드 유극은 백분의 수 밀리미터 바람직하게는 2/100 내지 5/100 밀리미터로 된다.

또한, 적어도 양 기어의 사이클로이드형으로 형성된 치 헤드는 표면 경화 처리되는 것이 바람직한데, 이러한 표면 경화는 증기 처리법이나 침탄법 또는 표피담금질 등 공지된 여러 가지의 방법으로 실행될 수 있다.

또한, 피니언과 중공 기어로 구성되는 기어 세트는 분말-야금 소결법으로 제조되는 것이 바람직하다.

또한, 기어 세트는 SiC와 같은 비금속 분말 재료로 제조되는 것이 바람직하다.

중공 기어와 하우징 사이의 또는 피니언과 축 사이의 큰유극은 보통 마모된 후에 예상되는 이상 위치로부터의 축중심의 최고 편차의 두배보다 큰 불과 백분의 몇 밀리미터인 것이 바람직하다.

선정된 치는 제1선택에서 피니언 상에 최적 정밀지지, 즉 중공 기어의 장착을 허용하므로 중공 기어는 또한 그로 인해 과다하게 큰 힘이 생겨남이 없이 피니언과 축의 반경 방향 이동을 실행할 수 있다. 피니언의 축선 둘레의 회전에 이끌리지 않도록 중공 기어를 지지하는 것은 하우징내의 외면 장착에 의한 종래 방식으로 실행된다. 그러나, 하우징내의 베어링 구멍은 직경이 중공 기어의 외부 직경보다 어느 정도 크므로, 중공 기어는 하우징에서 그 외면 장착의 상이한 지점들에 대한 지지에 의해 상이한 반경 방향 위치를 보정할 수 있다.

그러한 구조는 피니언상의 중공 기어의 지지점의 수를 최적으로 할 뿐만 아니라 지지점들이 발생하는 동적 응력에 견딜 수 있도록 매우 작은 비압력(헤르츠 압력)을 갖게 한다. 피니언 치와 중공 기어 치의 서로 협동하는 각 표면들의 곡률의 차가 작기 때문에, 지지점들은 치들 사이의 분리 및 지지 요소를 형성하는 불안정한 하이드로다이내믹(유체식) 윤활막을 매우 잘 형성시킬 수 있다. 치 유극은 그러한 윤활막을 형성시키기에 적합한 것 보다 크지 않아야 한다. 실질적인 또 다른 장점은 선정된 치에서는 피치원들의 레벨에 있어서 최하 치 맞물림 지점에서의 맞물림 각이 실질적으로 0이라는 것이다. 2개의 기어 사이의 동적인 힘은 주로 축간격 라인의 방향으로 작용한다. 치 헤드와 치 갭으로서의 에피사이클로이드와 하이포사이클로이드의 맞물림(meshing)으로 인해, 최하 치 맞물림 지점에서 치들은 최적 댄핑 윤활막이 되게 하는 수학적으로 거의 100%의 밀착된 접촉 관계를 갖기 때문에 이 힘들은 매우 잘 취해진다. 가장 깊은 치 맞물림과 반대되는 영역에서 두 기어의 치 헤드는 서로를 에피사이클로이드와 하이포사이클로이드의 최대 가능한 곡률 반경으로 지지한다. 곡률 반경은 거의 동일한 크기이다. 따라서, 맞물림 지점들에서의 헤르츠 압력은 최소이다. 치 헤드들 사이의 상대 속도는 최대이므로 맞물림 지점에서의 큰 곡률 반경에 기인하여 슬라이딩 파트너를 분리하는 하이드로다이내믹 윤활막이 형성된다. 비교 측정을 한 결과, 그러한 치는 내마모성이 뛰어날 뿐만 아니라 주어진 송출력에 대해 전체의 회전 속도 범위에서 상술한 형태의 지금까지 공지된 펌프 치보다 매우 적은 소음으로 작동한다는 실제적인 장점이 발견되었다. 본 발명의 치 유극은 매우 작게 유지될 수 있으므로 이는 필요한 윤활막의 형성을 허용한다.

중공 기어 외주와 하우징의 실린더벽 사이에 큰 유극을 갖는 구조에 관해 행해졌던 전술한 조사는 또한 중공 기어 외주와 하우징 내벽 사이의 유극이 최소로 되어 축과 피니언 사이에 큰 유극을 갖는 구조에도 적용된다.

에피사이클로이드의 기어 링 치는 구비한 배수 기계가 수십년 동안 공지되어 있다. 영국 특허 명세서 9359/15에서는 기어 링 기계가 서술되어 있는데 피니언의 치는 에피사이클로이드로 형성되어 있고, 중공 기어의 치는 하이포사이클로이드로 형성되어 있다. 그러나, 이 기계에서의 치 갭은 이들 사이클로이드에 대한 보정 곡선으로 형성되므로 실제로 기계는 작동될 수 없다. 미론 에프.할(피터 레일리 컴퍼니, 필라델피아, 1927)의 논문 게로토스의 운동학(Kinematics of Gerotors)에서는 이미 이 결점이 지적되어 있고, 피니언의 치 갭을 에피사이클로이드와 교체하는 것을 제안하였다.

본 발명의 카테고리의 기어 링 기계에 있어서, 목적으로 하는 것은 전체 직경을 가능한 한 최소로 하는 것이다. 따라서, 피니언에 의해 안내되는 축의 직경은 피니언과 비교했을 때 항상 상대적으로 크게 된다. 그러므로, 본 발명에 따라 피니언은 적어도 6개의 치를 갖는 것이 바람직하다. 반면에 이송 능력은 치의 수(동일한 직경)의 증가에 따라 감소하므로 피니언 치의 수는 또한 너무 많지 않아야 한다. 여기서 치의 수는 7-11개가 바람직하고, 8-10개가 보다 바람직하며, 9개가 가장 바람직하다.

본 발명에서 롤링원 또는 피치원 상에서 측정된 치의 폭이 롤링원 또는 피치원 상의 치의 갭과 동일한 필요는 없다. 가령, 에피사이클로이드를 형성하는 (소형) 피치원은 하이포사이클로이드를 형성하는 (소형) 피치원보다 조금 더 크게 제조될 수 있다. 이 결과 피니언의 치는 더 넓고 높을 것이며, 중공 기어의 치는 더 좁고 낮을 것이다. 여기서 2가지 조건들이 충족되어야만 한다.

1. 2개의 상이한 피치원 반경의 합은 편심 거리(e)와 동일해야 하고,
2. 양 기어상에서 에피사이클로이드를 형성하는 피치원 반경과 하이포사이클로이드를 형성하는 피치원 반경은 각각 동일해야 한다.

그러나, 2개의 피치원이 동일 직경을 갖는 것이 바람직하다.

여기서 작고 큰 피치원들에 대하여 살펴 보면 원형 기준선 즉, 고정원, 상의 내측에서의 사이클로이드의 형성에 있어서, 고정원 내를 롤링할 때 고정원의 반경보다 실질적으로 작은 직경을 갖는 (소형) 피치원이 하이포사이클로이드를 형성하며, 이 하이포사이클로이드는 고정원의 직경에서 소형 피치원의 직경을 뺀 것과 동일한 직경을 갖는 (대형) 피치원에 의해 생성된다.

이는 에피사이클로이드에도 유사하게 적용된다. 이 경우에 (소형) 피치원이 고정원의 외측 위를 구를 때, 소형 피치원과 고정원의 직경의 합과 동일한 직경을 갖는 (대형) 피치원을 롤링시킬 때와 동일한 에피사이클로이드가 형성된다. 이리하여 에피사이클로이드와 하이포 사이클로이드를 형성하는 2개의 소형 피치원이 동일 직경으로 갖는다면 바람직하며 이 경우 해당 롤링원 위에서 측정된 피니언과 중공 기어의 치 폭은 동일하다.

알려진 바와 같이, 축 간격 방향으로 작용하는 트랜스미션에서의 치력(tooth force)의 성분들은 치 맞물림 각이 작아질수록 작아진다. 만일 피니언에서 에피사이클로이드를 형성하는 소형 피치원의 반경과 중공 기어에서 에피사이클로이드를 형성하는 소형 피치원의 반경이 동일하다면 이 최적 조건은 충족된다. 이는 소형 피치원 또는 대형 피치원을 고려할 것인가에 의존하여 적용되지만, 물론 양 경우에 있어서 사이클로이드를 형성하는 고정원이 각각 기어의 롤링원 또는 피치원과 동일하다는 조건이 충족된다면 적용된다. 치의 맞물림 라인은 폐쇄원이고 이는 치 맞물림이 가장 깊은 지점에서 2개의 피치원 또는 롤링원 또는 제3원으로서의 고정원과 접촉한다. 이 결과, 2개의 롤링원 또는 피치원의 접촉점에서 맞물림 각은 0이 되는데, 왜냐하면 원형 맞물림 라인이 축 간격 라인에 대해 수직인 접선을 갖기 때문이다.

만일, 각 기어의 고정원 반경이 2개의 기어의 축 간격과 각 기어의 치의 수를 곱한 것과 같고 2개의 소형 피치원 반경의 합이 축 간격과 동일하다면 치수 특징(dimensioning)과 운동학(kinematics)상 특히 유리할 것이다. 이는 2개의 큰 피치원 반경 사이의 차가 축 간격과 동일하다는 것을 의미한다.

본 발명에 따른 치의 정확한 제조는 수치 제어 공작 기계에 의해 아주 간단한 방법으로 실현된다. 이는 어떤 소요의 디지털 설계인 커브 형태를 매우 정확하고 비교적 경제적으로 생산할 수 있게 한다. 각 기어는 따로 따로 제조될 수 있다. 본 발명은 대량 생산에도 아주 적합하며, 기어의 예비 연속 생산용 공구는 수치 제어 공작 기계에서 제조될 수 있다. 대량 생산은 가령 그러한 공구로 소결함으로써 실행될 것이다. 이는 가령 서멧(cermet)과 같은 비금속 초경 재료를 사용할 수도 있다는 부수적인 잇점을 갖는다.

이하에서는 첨부 도면을 참조하여 본 발명을 상세하게 설명하고자 한다.

제1도에 도시한 오일 펌프에서 피니언(1)은 구동축(3) 상에 장착된다. 센터링은 원통형 축 외주부(4,5)에 의해 행해지고 토크 트랜스미션은 2개의 측면(6,6') 피벗에 의해 행해진다. 중공 기어(2)는 그 내부치(7)가 피니언의 외부치(8)와 맞물린다. 피니언(1)이 화살표(9) 방향으로 회전할 때, 점선으로 도시한 사이드 챔버(10)는 흡입 개구이고 역시 점선으로 도시한 사이드 챔버(11)는 펌프의 압력 개구이다. 양 사이드 챔버(10,11)는 기어 공간 뒤의 함몰부로 펌프 하우징(12)내에 배치된다. 펌프 하우징은 예컨대 위치 설정핀(13)과 나사(14)에 의해 엔진 하우징 또는 트랜스미션 하우징과 중심이 맞추어지고 여기에 구동축(3)이 장착된다. 본 발명에 따라 중공 기어(2)는 그 외주면(15)이 펌프 하우징(12)에 대해 가령, 중공 기어 외주의 4/1000인 매우 큰 반경 방향 유극(16)을 두고 장착되고 이 유극은 명확히 나타내고자 제1도에서 확대도시되어 있다. 펌프의 압력측, 즉 사이드 챔버(11)의 영역에서 유압은 외향력(합력) F를 중공 기어(2)에 가하므로, 지점(17)에서 중공 기어(2)는 하우징 구멍(18)에 그 외주면(15)을 지지하게 된다. 그러나, 이것은 도면에 나타난 바와 같이 중공 기어 중심(H)이 축 간격 방향에서 원통형 하우징 구멍(18)의 중심과 일치하는 경우에만 그러하다. 본 발명에 따라 제공되는 치 유극은 협소하므로 중공 기어는 상당한 크기까지(특히, 지점(19,20)에서의 축 간격 방향으로) 피니언의 반경 방향 운동을 따르게 되고, 중공 기어에 대하여 운동이 자유로운 공간이 제공되어 하우징내의 원형의 원통형 공동과 함께 중공 기어의 작동 유극(16)이 과다해지게 된다. 하우징 구멍(18)을, 베어링 갭이 지점(17) 또는 (21)에서 보다 (19),(20)에서 더 크게 되는, 소위 레몬 유극 베어링으로 제조함으로써 하우징내의 중공 기어의 장착을 안정화하는 것이 가능하게 된다. 상기 레몬 유극 베어링은 축의 하이드로다이나믹 안정화를 위해 터보 엔진과 터보 트랜스미션에서 광범위하게 사용되어 위험한 반경 방향 진동을 억제하게 된다. 그러나, 물론, 그러한 베어링의 형태는 제조가 복잡하다. 본 발명을 설명함에 있어서, 비록 레몬형 구멍을 구비한 베어링이 소음을 더욱 감소시킬지라도, 하우징내에 중공 기어를 원형으로 장착한 것이 도시되어 있다.

만일, 구동축(3)의 중심점과 피니언(1)이 반경 방향의 저널 이동을 실행하고 바람직하지 못한 공차합계에 의하여 결과적으로 도면에 도시하지 않는 엔진 또는 트랜스미션 하우징에 대해 펌프 하우징(12)의 센

터링을 이동되게 하면 상기 이동은 라인(17-21)의 방향, 즉 축 간격 라인(19-20)에 대해 직각인 방향으로 쉽게 보정될 수 있는데, 이는 이 방향에서 중공 기어의 약간의 회전에 의해 중공 기어 중심점(H)이 피니언 중심점(R)에 대해 산출될 수 있기 때문이다. 이것이 의미하는 것은 축 간격 라인이 이 경우에 어느 정도 회전한다는 것이다. 그러나, 이 방향에서는 극히 동적인 위치 변화가 포함되고 이는 가령, 7000rpm 엔진 속도에 의해 발생하기 때문에 축 간격 라인도 동일 속도로 회전하게 되고 이는 매우 높은 가속도와 관성력을 발생하게 된다.

그러나, 작은 치 유극을 갖는 축 간격 라인(19-20)의 방향에서는 증가된 베어링 유극이 필수적이다. 만일 이 방향에서 하우징 편의(offset)에 동적 저널 변위를 더한 전체 편의가 (19)와 (20)에서의 잔존하는 반경 방향 베어링 갭보다 크다면, 기어 링 치는 가령, 수만 뉴턴(N)에 달하는 전방 크랭크축 베어링의 하중을 흡수해야만 한다. 이는 결과적으로 기어 링 치의 파괴 또는 매우 급속한 마모를 가져오게 된다. 중공 기어의 작동 유극(21)은 최소 갭(19,20)과 하우징의 원형 중공 기어 베어링면(18)에 의존하는데 이것이 의미하는 것은 유극(21)이 반경 방향 갭(19,20)의 합만큼 커야 한다는 것이다.

축 간격 방향(19-20)으로의 저널 이동 결과로서, 접촉점(17)은 그 위치가 훨씬 더 큰 정도로 계속 변화해야 하는데, 이것이 의미하는 것은 최소 윤활막의 위치도 몇배 더 큰 빈도로 그 위치를 변화한다는 것이다. 하이드로다이나믹 슬라이딩 베어링의 이론에 따르면 이 때 매우 복잡한 운동 결과로 불안정한 부하의 사태가 발생한다. 종래에 사용된 치를 사용하면 중공 기어는 요동하기 시작한다. 이는 필연적으로 노킹으로 진행되고, 윤활막과 작동 공간에서의 마모 또는 진동 캐비테이션 등의 부수적인 모든 결과와 함께 현저한 소음 발생을 가져온다.

본 발명에서는 가능한 한 가장 높은 하중지지 용량과 가장 좁은 총 치 유극(total tooth play)을 갖는 치를 사용하므로써 이를 피할 수 있다. 도시한 각을 이루는 위치에서의 치 맞물림 지점(A1) 또는 치 헤드가 대향 기어의 치푸트(tooth foot)상에 거의 100% 밀착 맞물림하는 상태에서, 피니언 치 피치의 1/2 만큼 더 회전한 각을 이루는 위치에서의 치형 맞물림 지점(A2)는 도시에에서 최대 하중지지 용량과 댄핑을 보장해주는 8개의 치 헤드 맞물림 지점(B1 내지 B8)에 해당한다. 기어가 회전할 때 지점(A1 또는 A2)에서 압착된 유막이 형성되고 치 헤드들 사이의 지점(B3 내지 B6)에서 하이드로다이나믹 윤활막은 일체로 되어 기어 링 치상에 중공 기어를 정확히 유체 역학적으로 장착할 수 있다. 지지점(B)의 수는 여기서 너무 적지 않아야 한다. 특정 작동 조건에 대한 최초의 치의 수는 경험적으로 최적으로 결정된다. 제1도에 도시한 9:10의 치의 맞물림은 매우 양호하다고 증명되었다. 놀랍게도 본 발명에 대해 가장 적합한 기어 링의 치는 1세기 이상 공지되어 있었지만 망각되어 있던 기본적인 기하학 구조를 갖는다는 것을 알게 되었다(gerotors, 1927). 본 발명의 기초로 된 사상에 대한 기하학적 관계를 더욱 명확히 하기 위해, 제2도에서는 6:7의 치 맞물림으로 된 러닝 세트를 도시하였고 피니언과 중공 기어는 각각 제3도와 제4도에 도시하였다. 축 간격 또는 편심 거리(e)는 추정된다. 치의 차이가 1인 경우, 치 피치($t=m \times \pi$)에 대한 약수로서의 계수 m은 편심 거리 e의 2배와 같아진다. 따라서, 제3도에서 피니언의 롤링원 또는 피치원의 반경은 $a1=m \times Z1=2e \times Z1$ 과 같이 계산된다. 유사하게 제4도에서 중공 기어의 피치원 반경은 $a2=m \times Z2=2e \times Z2$ 와 같이 계산된다. 2개의 피치원 또는 롤링원은 서로 미끄러지지 않으면서 구르게 된다.

만일, 피니언에 대해 치 헤드 에피사이클로이드(제3도)를 발생시키기 위한 큰 피치원으로서 반경 $E1=a1+e/2$ 인 원이 채택되고, 중공 기어에 대해 치 헤드 하이포사이클로이드(제4도)를 발생시키기 위한 큰 피치원으로서 반경 $H2=a2-e/2$ 인 원이 채택된다면, 치 헤드의 발생을 위해 피니언 고정원 상에서 외측으로 그리고 중공 기어 고정원 상에서 내측으로 연장되며 각각 완전한 사이클로이드 호에 의해 형성되는 이들 두 피치원은 동일하다는 것이 쉽게 입증될 수 있다. 제2도에서 이 공통의 큰 치 헤드 피치원은 점선으로 도시되어 있다. 이것은 동시에 모든 치 헤드 맞물림 지점(B)의 기하학적 궤적이고 지점(C)에서 이것은 피치원들과 동일하게 반경이 $a1$ 과 $a2$ 인 2개의 고정원과 동시에 접촉한다(제3도, 제4도). 제3도 및 제4도에서 쉽게 알 수 있는 바와 같이, 확실한 맞물림을 위한 중간 공간(치 갭)을 형성하기 위해 피니언의 경우에 모든 다른 에피사이클로이드 호는 생략되고 중공 기어의 경우에 모든 다른 하이포 사이클로이드 호는 생략된다. 또한, 상술한 조건들은 생략된 사이클로이드 호들에 적용한다. 유사하게 치 갭들은, 피니언의 경우에(제3도) 고정원 반경보다 $e/2$ 작고 중공 기어의 경우에 고정원 반경보다 $e/2$ 큰 변경을 갖는 큰 피치원들로부터 유래하는 에피사이클로이드 및 하이포사이클로이드로서 형성된다.

만일 2개의 큰 피치원중 더 큰 원이 중공 기어의 고정원 둘레를 회전하도록 허용된다면 그것은 중공 기어의 외측에 에피사이클로이드의 폐쇄 시퀀스(sequence)를 형성하게 된다. 만일 이들중 다른 피치원이 생략되고 각각의 치를 내측으로 형성하는 하이포사이클로이드에 의해 교체된다면 중공 기어의 치 갭을 형성하는 에피사이클로이드는 고정원에 수직으로 연장되는 공통 점선을 구비하여 치를 형성하는 하이포 사이클로이드와 합류된다는 것을 알 수 있다. 물론 에피사이클로이드도 다른 것들을 생략된다.

동일한 방법으로 피니언의 고정원 내의 2개의 큰 피치원중 더 작은 원의 롤링은 치 갭을 한정하는 하이포사이클로이드를 형성하는데(제3도), 이는 피니언의 소형 고정원을 향해 반경 방향으로 연장되는 점선을 구비하여 피니언의 치를 한정하는 에피사이클로이드와 점차로 합류된다. 물론 이 경우에 있어서도, 다른 하이포사이클로이드는 생략된다. 생략된 사이클로이드는 제5도에 점선으로 각각 표시되어 있다.

제5도에서 명확한 바와 같이 치 갭과 치를 한정하는 사이클로이드는 큰 피치원들에 의한 경우와 같이, 좀 더 분명하게 제5도에 도시한 해당 소형 피치원에 의해 전개될 수 있다. 이 예에서 모든 소형 피치원들은 동일하며 제2도, 제3도 및 제4도에 따른 예에 대응한다.

제6도의 구성에서는 제1도에 사용한 것과 동일한 참조 번호를 사용하였다. 그러나, 제1도에 따른 구조와 비교할 때 이 경우에 중공 기어(2)는 하우징(12)내에 반경 방향으로 작은 유극을 두고 장착된다. 중공 기어(2)와 피니언(1)의 치는 이전에 설명한 예에서와 동일하다. 반경 방향의 이동을 방지하도록 하우징 내에 중공 기어를 장착함으로써 피니언 중심점(R) 둘레를 피니언이 동심 회전하도록 강제되는데, 이는 피니언이 중공 기어(2)의 치 내에서 축선(R) 중심으로 함께 회전 가능하게 장착되기 때문이다.

더욱이, 제1도의 구성과 비교해서 피니언(1)의 구멍과 구동축(3) 사이에는 큰 유극이 제공된다. 제6도에서 해당 갭은 (30)으로 표기하였다. 피니언의 2개의 스톱퍼(31)는 구동축(3)의 해당 홈(32)과 맞물린다.

홀(32)는 스토퍼(31)의 대향하는 평행 평면 또는 피니언의 구멍의 원통형 내면에 부당한 반경 방향 압력을 가하지 않으면서 상기 축에 비해 큰 피니언(1)의 구멍내에서 발생하는 반경 방향 이동을 실행할 수 있을 정도로 스토퍼(31)보다 크게 제조된다.

제1도에 따른 구성에 대한 상세한 설명은 이 구성의 작동 형태에 유사하게 적용된다. 이 경우에도, 구동 축(3)과 피니언 구멍 사이의 갭은 축의 최대 반경 방향 이동을 허용하는데 요구되는 것보다 더 커서는 안되는데, 이는 물론 이 경우에 축이 피니언의 회전을 실행할 뿐만 아니라 피니언 중심(R)이 중공 기어의 중심(H) 둘레를 회전하는 것을 방지하는데 사용되기 때문이다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

펌프 하우징과 트랜스미션의 입력축 또는 엔진의 크랭크축 상에 회전 불가능하게 장착된 피니언, 및 펌프 하우징 내에서 축 방향 및 반경 방향으로 안내되어 피니언과 맞물리며, 상기 피니언보다 하나 더 많은 치를 가지는 중공 기어를 포함하는 왕복 피스톤 내연 기관 및 자동 트랜스미션용 기어 링 펌프에 있어서, 피니언은 축상에 그리고 중공 기어는 하우징 고정 장착되거나, 또는 중공 기어가 하우징내에 반경 방향의 최소 유극을 두고 안내되고, 축상의 피니언은, 축에 의해 피니언에 전해지는 피니언의 반경 방향 운동을 방해하지 않을 만큼 충분히 크지만 피니언과 중공 기어 사이의 편심 거리보다 훨씬 더 작은, 유극을 두고, 반경 방향으로 안내되며, 중공 기어와 피니언은 서로의 안에 또는 위에 이들의 치가 반경 방향으로 최소의 유극을 두고 장착되고, 기어의 치 헤드와 치 갭은 각 기어 축선(HR)에 대해 동심으로 연장되는 고정원(KHF, KRF)상에 피치원들(kHE, kHH, kRE, kRH)을 롤링시켜 형성된 사이클로이드 형상이며, 피니언의 치 헤드와 중공 기어의 치 갭은 각각 제1 피치원(kRE, kHE)의 롤링시켜 형성된 에피사이클로이드 형상이며, 피니언의 치 갭과 중공 기어의 치 헤드는 각각 제2 피치원(kRH, kHH)을 롤링시켜 형성된 하이포사이클로이드형상이며, 2개의 피치원의 원주의 합은 그들의 고정원(KRF, KHF)상의 기어의 치 피치와 적어도 거의 동일하게 되는 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 2

제1항에 있어서, 2개의 (소형)피치원(한편으로는 kHE와 kRE, 다른 한편으로는 kRH와 kHH)은 동일 직경을 갖는 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 3

제1항에 있어서, 사이클로이드를 형성시키는 고정원(KRF, KHF)은 각각 기어의 피치원 또는 롤링원과 동일한 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 4

제1항에 있어서, 각 기어의 고정원 반경(a1, a2)은 2개의 기어의 축 간격(e)과 각 기어의 치의 수를 곱한 것과 동일하고 2개의 소형 피치원 반경의 합은 축 간격(e)과 동일한 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 5

제1항에 있어서, 가장 깊은 치 맞물림 지점과 대향하는 치 맞물림 위치에서 치 헤드 유극은 최대 5/100 밀리미터인 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 6

제1항에 있어서, 적어도 양 기어의 사이클로이드형으로 형성된 치 헤드는 표면 경화 처리된 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 7

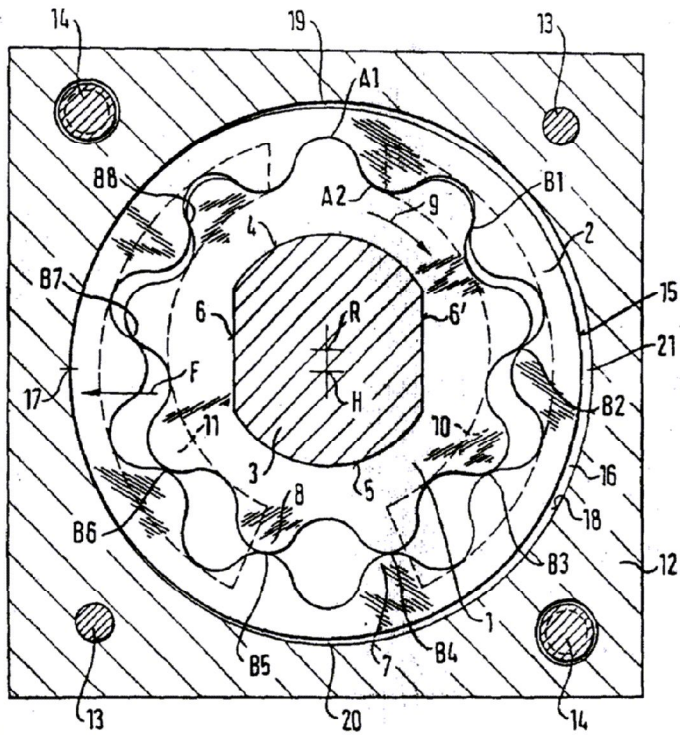
제1항에 있어서, 피니언 중공 기어로 구성되는 기어 세트는 분말-야금 소결법으로 제조되는 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

청구항 8

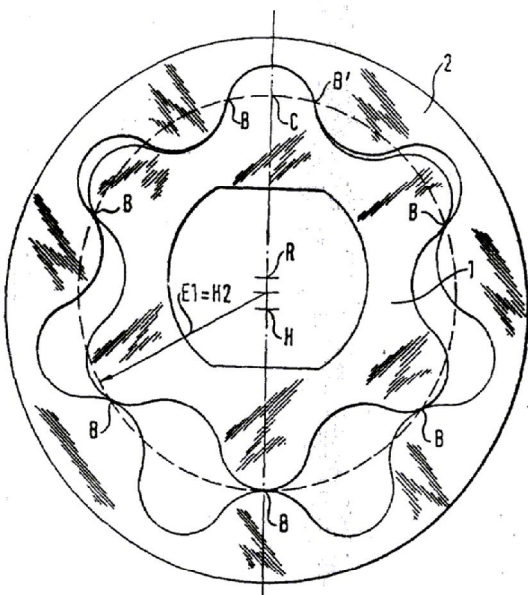
제7항에 있어서, 기어 세트는 SiC와 같은 비금속 분말 재료로 제조되는 것을 특징으로 하는 기어 링 펌프.

도면

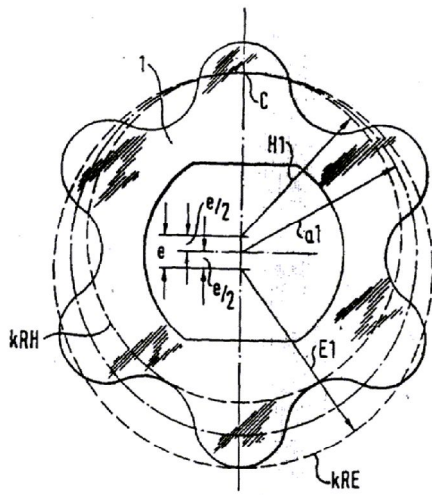
도면1



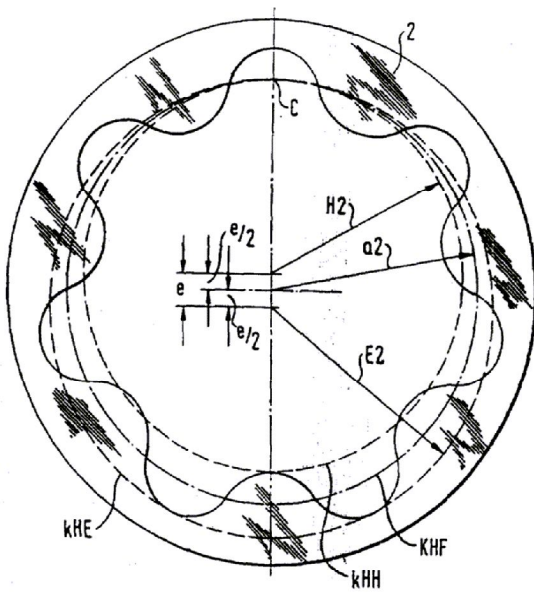
도면2



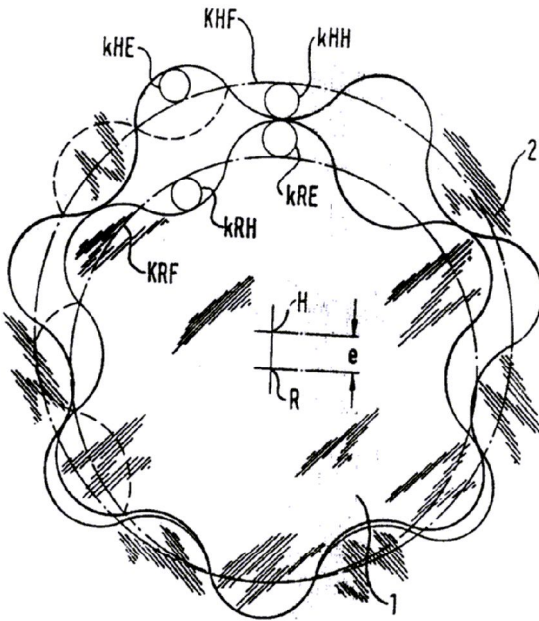
도면3



도면4



도면5



도면6

