



**(19) 대한민국특허청(KR)**  
**(12) 등록특허공보(B1)**

(45) 공고일자 2018년11월13일  
 (11) 등록번호 10-1918011  
 (24) 등록일자 2018년11월07일

- (51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
*F16H 49/00* (2006.01) *F16H 1/32* (2006.01)
- (52) CPC특허분류  
*F16H 49/001* (2013.01)  
*F16H 1/32* (2013.01)
- (21) 출원번호 10-2016-7035464
- (22) 출원일자(국제) 2015년07월03일  
 심사청구일자 2016년12월19일
- (85) 번역문제출일자 2016년12월19일
- (65) 공개번호 10-2017-0010320
- (43) 공개일자 2017년01월26일
- (86) 국제출원번호 PCT/JP2015/069244
- (87) 국제공개번호 WO 2016/013380  
 국제공개일자 2016년01월28일
- (30) 우선권주장  
 JP-P-2014-149372 2014년07월23일 일본(JP)
- (56) 선행기술조사문헌  
 KR1020100000342 A\*  
 JP2009156462 A\*  
 JP02275147 A\*  
 \*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

- (73) 특허권자  
 가부시키가이샤 하모닉 드라이브 시스템즈  
 일본 도쿄도 시나가와구 미나미오이 6초메 25-3
- (72) 발명자  
 기요사와 요시히데  
 일본국 나가노켄 아즈미노시 호타카마키 1856-1  
 가부시키가이샤 하모닉 드라이브 시스템즈 호타카  
 고조 내  
**한다 준**  
 일본국 나가노켄 아즈미노시 호타카마키 1856-1  
 가부시키가이샤 하모닉 드라이브 시스템즈 호타카  
 고조 내  
 (뒷면에 계속)
- (74) 대리인  
**박종화**

전체 청구항 수 : 총 4 항

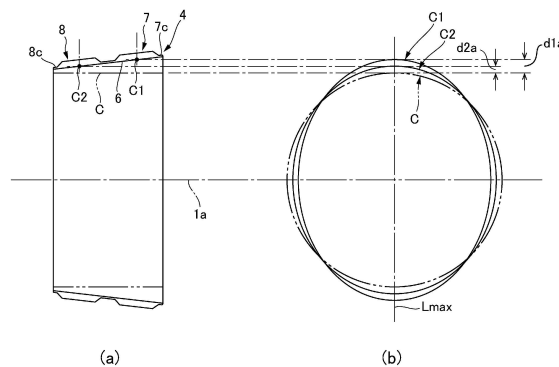
심사관 : 방경근

(54) 발명의 명칭 **듀얼타입의 파동기어장치**

**(57) 요약**

듀얼타입의 파동기어장치의 외치기어(4)는, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치(7, 8)를 구비하고, 파동발생기에 의하여 타원모양으로 휘어진다. 타원모양으로 휘어지는 제1, 제2외치(7, 8)의 장축위치에 있어서의 반경방향 휨량의 이론치  $d_1$ ,  $d_2$ 를,  $d_1 = m_1n_1$ ,  $d_2 = m_2n_2$  ( $m_1$ ,  $m_2$ : 제1, 제2외치의 모듈,  $n_1$ ,  $n_2$ : 양의 정수)로 나타내는 것으로 하면, 제1, 제2외치(7, 8)의 반경방향 휨량( $d_{1a}$ ,  $d_{2a}$ )은 다음과 같다.  $d_{1a} = \omega d_1$ ,  $d_{2a} = \omega d_2$ ,  $1.25 \leq \omega \leq 3$ . 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치를 적절하게 휘어지게 하여 각 내치기어의 사이에서 양호한 맞물림 상태를 형성할 수 있는 듀얼타입의 파동기어장치를 구현할 수 있다.

**대표도**



(72) 발명자

**다키자와 노보루**

일본국 나가노켄 아즈미노시 호타카마키 1856-1 가  
부시키가이샤 하모닉 드라이브 시스템즈 호타카 고  
조 내

**장 신 유에**

일본국 나가노켄 아즈미노시 호타카마키 1856-1 가  
부시키가이샤 하모닉 드라이브 시스템즈 호타카 고  
조 내

---

명세서

청구범위

청구항 1

제1내치(第1內齒)가 형성되어 있는 강성(剛性)의 제1내치기어(第1內齒gear)와,

상기 제1내치기어에 동축(同軸)으로 병렬로 배치되고, 제2내치가 형성되어 있는 강성의 제2내치기어와,

상기 제1, 제2내치기어의 내측에 동축으로 배치되고, 반경방향으로 휘어질 수 있는 원통체(圓筒體)의 외주면에, 상기 제1내치에 맞물릴 수 있는 제1외치(第1外齒) 및 상기 제2내치에 맞물릴 수 있고 상기 제1외치와는 톱니수(number of teeth)가 서로 다른 제2외치가 형성되어 있는 가요성(可撓性)의 외치기어(外齒gear)와,

상기 외치기어를 타원모양으로 휘어지게 하여, 상기 제1외치를 상기 제1내치에 부분적으로 맞물리게 하고, 상기 제2외치를 상기 제2내치에 부분적으로 맞물리게 하는 파동발생기(波動發生器)를

갖고 있고,

상기 파동발생기는, 강성의 플러그(plug)와, 상기 플러그의 외주면에 형성된 타원모양 윤곽의 외주면(外周面)과, 상기 외주면에 장착되고 상기 제1외치를 지지하는 볼베어링(ball bearing)으로 이루어지는 제1웨이브 베어링(第1 wave bearing)과, 상기 외주면에 장착되고 상기 제2외치를 지지하는 볼베어링으로 이루어지는 제2웨이브 베어링을 구비하고 있고,

상기 제1외치의 모듈(module)을  $m_1$ , 상기 제2외치의 모듈을  $m_2$ 라고 하고,

$n_1$ ,  $n_2$ 를 양의 정수(整數)라고 하여, 상기 제1외치와 상기 제1내치의 톱니수 차이를  $2n_1$ , 상기 제2외치와 상기 제2내치의 톱니수 차이를  $2n_2$ 로 나타내고,

타원모양으로 휘어지는 상기 외치기어에 있어서의 상기 제1외치의 장축위치에 있어서의 반경방향 휨량의 이론치  $d_1$  및 상기 제2외치의 장축위치에 있어서의 반경방향 휨량의 이론치  $d_2$ 를 각각

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

나타내는 것으로 하면,

상기 파동발생기에 의하여 휘어지는 상기 제1외치의 반경방향 휨량을  $d_{1a}$ , 제2외치의 반경방향 휨량을  $d_{2a}$ ,  $\omega$ 를 1보다 큰 값을 갖는 계수인 것으로 하면,

상기 제1외치의 상기 반경방향 휨량( $d_{1a}$ )이 상기 제2외치의 상기 반경방향 휨량( $d_{2a}$ )보다 크고,

상기 장축위치를 포함하는 단면에 있어서는, 상기 외치기어는 그 잇줄방향을 따라 상기 제2외치의 외단으로부터 상기 제1외치의 외단을 향하여, 상기 외단으로부터의 거리에 따라서 휨량이 증가하고 있고,

상기 반경방향 휨량( $d_{1a}$  및  $d_{2a}$ )은, 각각 상기 제1, 제2외치(7, 8)의 평균 휨량이고,

이들의 반경방향 휨량( $d_{1a}$ ,  $d_{2a}$ )은,

$$d_{1a} = \omega d_1$$

$$d_{2a} = \omega d_2$$

상기 계수  $\omega$ 는  $1.4 \leq \omega \leq 3$ 인

파동기어장치(波動gear裝置).

### 청구항 2

제1항에 있어서,

상기 제1외치의 톱니수는 상기 제1내치의 톱니수와는 다르고,

상기 제2외치의 톱니수는 상기 제2내치의 톱니수와는 다른

파동기어장치.

### 청구항 3

제1항 또는 제2항에 있어서,

상기 제1외치의 톱니수는 상기 제1내치의 톱니수보다 적고,

상기 제1내치의 톱니수와 상기 제2내치의 톱니수는 동일한

파동기어장치.

### 청구항 4

제1항 또는 제2항에 있어서,

상기 파동발생기는 회전입력요소이고,

상기 제1내치기어 및 상기 제2내치기어 중에서 일방(一方)은 회전하지 않도록 고정된 정지측 내치기어(靜止側 內齒gear)이고, 타방(他方)은 감속회전 출력요소인 구동측 내치기어(驅動側 內齒gear)인

파동기어장치.

### 청구항 5

삭제

### 청구항 6

삭제

### 청구항 7

삭제

### 청구항 8

삭제

## 발명의 설명

## 기술 분야

[0001] 본 발명은, 한 쌍의 내치기어(內齒gear), 반경방향으로 휘어질 수 있는 원통모양의 외치기어(外齒gear) 및 파동발생기(波動發生器)를 구비한 파동기어장치(波動gear裝置)에 관한 것이다.

**배경기술**

- [0002] 원통모양의 외치기어를 구비한 파동기어장치는, 일반적으로, 회전하지 않도록 고정되는 정지측 내치기어(靜止側 內齒gear)와, 회전입력요소인 파동발생기와, 감속회전 출력요소인 구동측 내치기어(驅動側 內齒 gear)와, 정지측 내치기어 및 구동측 내치기어에 맞물릴 수 있도록 반경방향으로 휘어질 수 있는 원통모양의 외치기어를 구비하고 있다. 전형적인 파동기어장치에서는, 외치기어는 타원모양으로 휘어져서 정지측 및 구동측의 내치기어에 대하여 타원형상의 장축(長軸)의 양단의 위치에서 맞물려 있다.
- [0003] 특허문헌1에는, 정지측 내치기어의 톱니수(number of teeth)가 외치기어보다 2개 많고, 구동측 내치기어의 톱니수가 외치기어와 동일한 일반적인 파동기어장치가 기재되어 있다. 외치기어의 외치는, 그 잇줄방향(tooth trace方向)의 중앙부분에서 이분(二分)되어, 일방(一方)의 외치부분이 정지측 내치기어에 맞물릴 수 있고, 타방(他方)의 외치부분이 구동측 내치기어에 맞물릴 수 있다. 파동발생기가 회전하면, 외치기어가 정지측 내치기어와의 톱니수 차이에 따른 속도비로 감속회전된다. 외치기어와 일체로 회전하는 구동측 내치기어로부터 외치기어의 감속회전이 출력된다.
- [0004] 특허문헌2에는, 정지측 내치기어의 톱니수가 외치기어보다 2개 많고, 구동측 내치기어의 톱니수가 외치기어보다 2개 적은 파동기어장치가 기재되어 있다. 이러한 파동기어장치에서는, 파동발생기가 회전하면, 외치기어가 정지측 내치기어와의 톱니수 차이에 따른 속도비로 감속회전된다. 외치기어의 회전은, 당해 외치기어와 구동측 내치기어 사이의 톱니수 차이에 따른 속도비로 증속(增速)되어 구동측 내치기어로부터 출력된다. 구동측 내치기어로부터 출력되는 회전은, 파동발생기에 대한 입력회전에 대하여 속도비 50보다 작은 속도비로 감속된 감속회전이 된다.
- [0005] 한편 특허문헌2, 3에는, 2열의 볼베어링(ball bearing)을 구비한 파동발생기를 갖는 파동기어장치가 기재되어 있다. 이러한 형식의 파동발생기는, 타원모양 윤곽의 외주면을 구비한 강성 플러그(剛性 plug)와, 이 외주면에 장착된 2열의 볼베어링으로 구성된다. 타원모양으로 휘어질 수 있는 각 볼베어링의 외륜(外輪)의 외주면의 장축 양단의 부분에 의하여, 가요성 외치기어(可撓性 外齒gear)가 반경방향의 외측으로 밀려서, 제1, 제2강성내치기어에 대한 맞물림이 유지된다.

**선행기술문헌**

**특허문헌**

- [0006] (특허문헌 0001) : 일본국 공개특허 특개2011-112214호 공보
- (특허문헌 0002) : 일본국 공개특허 특개평02-275147호 공보
- (특허문헌 0003) : 일본국 공개실용신안 실개평01-91151호 공보

**발명의 내용**

**해결하려는 과제**

- [0007] 여기에서 외치기어로서, 반경방향으로 휘어질 수 있는 원통체의 외주면에, 일방의 내치기어에 맞물릴 수 있는 제1외치와, 타방의 내치기어에 맞물릴 수 있고 제1외치와는 톱니수가 서로 다른 제2외치가 형성된 것을 사용하는 것이 생각된다. 이렇게 하면, 특허문헌2에 기재되어 있는 파동기어장치와 마찬가지로 속도비가 50 미만인 파동기어장치를 구현할 수 있다. 또한 특허문헌2에 기재되어 있는 파동기어장치에 비하여, 50 미만의 속도비를 구비한 파동기어장치를 더 높은 자유도(自由度)로 설계할 수 있게 된다.
- [0008] 본 명세서에 있어서는, 휘어질 수 있는 원통체의 외주면에, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치가 형성되어 있는 외치기어를 구비한 파동기어장치를 「듀얼타입(dual-type)의 파동기어장치」라고 부르는 것으로 한다.
- [0009] 듀얼타입의 파동기어장치에 있어서는, 외치기어의 제1외치 및 제2외치가 공통인 원통체의 외주면에

형성되어 있고, 그들의 치저 림부(tooth bottom rim部)는 서로 연결되어 있다. 원통체가 파동발생기에 의하여 타원모양으로 휘어지면, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치는 각각 별도의 내치기어에 맞물린다.

- [0010] 여기에서 각 외치의 힘량의 설정은, 그들의 외치의 맞물림 상태, 내마모성(耐磨耗性) 및 치저 피로강도에 크게 영향을 끼친다. 또한 각 외치의 힘상태는, 제1, 제2외치를 지지하는 파동발생기의 각 웨이브 베어링(wave bearing)의 볼 하중분포(ball 荷重分布)에 크게 영향을 끼치고, 이들의 웨이브 베어링의 수명에도 영향을 끼친다.
- [0011] 제1, 제2외치가 독립된 기어의 경우에는, 각 기어를, 별개의 파동발생기에 의하여 각 기어에 적절한 힘량이 되도록 타원모양으로 휘어지게 할 수 있다. 이에 따라 제1, 제2외치를 각각 적절한 맞물림 상태에서 대응하는 내치에 맞물리게 할 수 있다.
- [0012] 그러나 듀얼타입의 파동기어장치의 경우에는, 공통의 원통체의 외주면에 제1, 제2외치가 형성되어 있기 때문에, 제1, 제2외치를 그들의 톱니수에 따라 서로 다른 힘량으로 독립하여 휘어지게 할 수 없다. 또한 일방의 외치에 적절한 힘량으로 원통체를 휘어지게 하면, 타방의 외치의 맞물림 상태를 적절한 상태로 유지할 수 없는 경우가 있다. 또한 제1, 제2외치의 각각의 힘상태가 타방의 힘상태에 영향을 끼치기 때문에, 쌍방의 힘상태의 상호작용을 고려하지 않으면, 각 외치를 적절한 맞물림 상태가 되도록 휘어지게 할 수 없다.
- [0013] 본 발명의 과제는, 이러한 점을 고려하여, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치를 적절하게 휘어지게 하여 각 내치기어의 사이에서 양호한 맞물림 상태를 형성할 수 있는 듀얼타입의 파동기어장치를 제공하는 것에 있다.
- [0014] 또한 본 발명의 과제는, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치를 적절하게 휘어지게 함으로써, 이들을 지지하는 파동발생기의 웨이브 베어링의 베어링볼 하중분포의 균일화를 도모하는 듀얼타입의 파동기어장치를 제공하는 것에 있다.

**과제의 해결 수단**

- [0015] 상기의 과제를 해결하기 위하여 본 발명의 듀얼타입의 파동기어장치는,
- [0016] 제1내치가 형성되어 있는 강성의 제1내치기어와,
- [0017] 상기 제1내치기어에 동축으로 병렬로 배치되고, 제2내치가 형성되어 있는 강성의 제2내치기어와,
- [0018] 상기 제1, 제2내치기어의 내측에 동축으로 배치되고, 반경방향으로 휘어질 수 있는 원통체의 외주면에, 상기 제1내치에 맞물릴 수 있는 제1외치 및 상기 제2내치에 맞물릴 수 있고 상기 제1외치와 톱니수가 서로 다른 제2외치가 형성되어 있는 가요성의 외치기어와,
- [0019] 상기 외치기어를 타원모양으로 휘어지게 하여, 상기 제1외치를 상기 제1내치에 부분적으로 맞물리게 하고, 상기 제2외치를 상기 제2내치에 부분적으로 맞물리게 하는 파동발생기를
- [0020] 갖고 있고,
- [0021] 상기 제1외치의 모듈을  $m_1$ , 상기 제2외치의 모듈을  $m_2$ 라고 하고,
- [0022]  $n_1$ ,  $n_2$ 를 양의 정수라고 하여, 상기 제1외치와 상기 제1내치의 톱니수 차이를  $2n_1$ , 상기 제2외치와 상기 제2내치의 톱니수 차이를  $2n_2$ 라고 나타내고,
- [0023] 타원모양으로 휘어지는 상기 제1외치의 장축위치에 있어서의 반경방향 힘량의 이론치  $d_1$  및 상기 제2외치의 반경방향 힘량의 이론치  $d_2$ 를 각각
- [0024]  $d_1 = m_1 n_1$
- [0025]  $d_2 = m_2 n_2$ 로

- [0026] 나타내는 것으로 하면,
- [0027] 상기 파동발생기에 의하여 휘어지는 상기 제1외치의 반경방향 휨량을  $d_{1a}$ , 제2외치의 반경방향 휨량을  $d_{2a}$ ,  $\omega$ 를 1보다 큰 값의 계수로 하면 이들의 반경방향 휨량( $d_{1a}$ ,  $d_{2a}$ )은,
- [0028]  $d_{1a} = \omega d_1$
- [0029]  $d_{2a} = \omega d_2$ 인
- [0030] 것을 특징으로 하고 있다.
- [0031] 즉 제1, 제2외치의 반경방향 휨량( $d_{1a}$ ,  $d_{2a}$ )의 쌍방이, 그들의 이론치  $d_1$ ,  $d_2$ 보다 크게 되도록 설정된다. 구체적으로는, 이러한 휨량으로 제1, 제2외치가 휘어지도록 파동발생기의 윤곽형상이 설정된다.
- [0032] 여기에서 계수  $\omega$ 의 값은 다음의 범위 내로 하는 것이 바람직하다.
- [0033]  $1.25 \leq \omega \leq 3$
- [0034] 외치기어를 타원모양으로 휘어지게 하기 전의 진원(眞圓)의 상태에 있어서, 그 원통체(치저 림(tooth bottom rim))의 두께의 중앙을 지나는 원을 림 중립원(rim 中立圓)이라고 한다. 이 림 중립원은, 외치기어를 타원모양으로 휘어지게 함으로써 타원모양으로 변형된다. 이것을 타원모양 림 중립곡선이라고 부르는 것으로 한다. 외치기어의 반경방향 휨량은, 타원모양 림 중립곡선에 있어서의 장축의 반경과 림 중립원의 반경과의 차이이며, 외치기어의 모듈을  $m$ ,  $2n$ ( $n$ : 양의 정수)을 내치기어의 톱니수 차이,  $\omega$ 를 휨계수로 하여,  $\omega mn$ 으로 나타내어진다.  $\omega = 1$ 인 경우의 반경방향 휨량  $mn$ 은, 외치기어의 피치 원지름을, 강성 내치기어를 고정하였을 경우의 감속비(減速比)로 나눈 값이며, 이것이 반경방향 휨량의 이론치(표준휨량)이다.
- [0035] 동일한 원통체의 외주면에 형성되어 있고 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치의 경우에는, 쌍방의 피치원지름이 거의 동일하다. 따라서 반경방향 휨량의 이론치  $mn$ 은 톱니수가 많은 쪽이 작아진다.
- [0036] 본 발명에서는, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치의 반경방향 휨량을 쌍방 모두에, 상기한 바와 같이 이론치보다 큰 값( $\omega > 1$ )으로 설정하고 있다. 이렇게 제1, 제2외치의 휨량을 이론치보다 큰 값으로 설정하면, 쌍방의 외치를 모두 양호한 맞물림 상태로 내치의 각각에 맞물리게 할 수 있어, 제1, 제2외치의 내마모성 및 치저 피로강도를 높이는 것이 가능하다. 특히 상기와 같이  $\omega$ 의 값을 설정함으로써 제1, 제2외치의 양호한 맞물림 상태를 형성할 수 있어, 그들의 내마모성 및 치저 피로강도를 높일 수 있다.
- [0037] 또한 파동발생기가 제1, 제2외치를 각각 지지하고 있는 2열의 웨이브 베어링을 구비하고 있는 경우에는, 각 웨이브 베어링의 베어링볼 하중분포의 균일화를 도모할 수 있다. 이에 따라 웨이브 베어링의 수명을 향상시킬 수 있다.
- [0038] 다음에 본 발명의 듀얼타입의 파동기어장치에 있어서, 제1내치의 톱니수를  $Zc1$ , 제2내치의 톱니수를  $Zc2$ , 제1외치의 톱니수를  $Zf1$ , 제2외치의 톱니수를  $Zf2$ 라고 하면, 제1내치기어와, 제1외치를 구비한 외치기어와의 사이의 속도비  $R1$ , 제2내치기어와, 제2외치를 구비한 외치기어와의 사이의 속도비  $R2$  및 파동기어장치의 속도비  $R$ 은, 각각 다음과 같이 나타내어진다.
- [0039]  $R1 = 1 / \{(Zf1 - Zc1) / Zf1\}$
- [0040]  $R2 = 1 / \{(Zf2 - Zc2) / Zf2\}$
- [0041]  $R = (R1 \cdot R2 - R1) / (-R1 + R2)$
- [0042] 따라서 50 미만, 예를 들면 30보다 대폭적으로 낮은 속도비를 얻는 것이 가능하다. 또한 종래와는 달리, 외치기어의 외치로서, 톱니수, 모듈이 서로 다른 제1외치 및 제2외치가 형성되어 있다. 따라서 속도비 설정을 위한 설계의 자유도가 높아, 낮은 속도비의 파동기어장치를 종래에 비하여 용이하게 구현할 수 있다.
- [0043] 본 발명의 듀얼타입의 파동기어장치에서는, 일반적으로, 제1외치의 톱니수  $Zf1$ 은 제1내치의 톱니수  $Zc1$

과는 서로 다르고, 제2외치의 톱니수  $Zf2$ 는 제2내치의 톱니수  $Zc2$ 와는 서로 다르다. 예를 들면 제1외치의 톱니수  $Zf1$ 을 제1내치의 톱니수  $Zc1$ 보다 적게 하고, 제1내치의 톱니수  $Zc1$ 과 제2내치의 톱니수  $Zc2$ 를 동일하게 할 수 있다.

[0044] 또한 파동발생기가 회전입력요소로 되고, 제1내치기어 및 제2내치기어 중에서 일방이 회전하지 않도록 고정된 정지측 내치기어로 되고, 타방이 감속회전 출력요소인 구동측 내치기어로 된다.

**도면의 간단한 설명**

[0045] 도1은, 본 발명을 적용한 듀얼타입의 파동기어장치의 끝면도 및 종단면도이다.  
 도2는, 도1의 듀얼타입의 파동기어장치의 모식도이다.  
 도3은, 도1의 파동기어장치의 부분확대 단면도이다.  
 도4는, 도1의 외치기어의 휘어진 상태를 나타내는 설명도이다.

**발명을 실시하기 위한 구체적인 내용**

[0046] 이하에서, 도면을 참조하여 본 발명을 적용한 듀얼타입(dual-type)의 파동기어장치(波動gear裝置)의 실시형태에 관하여 설명한다.

[0047] 도1(a)는 본 발명의 실시형태에 관한 듀얼타입의 파동기어장치(이하, 간단하게 「파동기어장치」라고 부른다)를 나타내는 끝면도이며, 도1(b)는 도1(a)의 b-b선에서 절단한 부분을 나타내는 종단면도이다. 또한 도2는 도1의 파동기어장치의 모식도이다. 파동기어장치(1)는, 예를 들면 감속기(減速機)로서 사용되고, 원환모양의 강성의 제1내치기어(第1內齒gear)(2)와, 원환모양의 강성(剛性)의 제2내치기어(3)와, 반경방향으로 휘어질 수 있는 얇은 탄성체(彈性體)로 이루어지는 원통형상의 가요성의 외치기어(外齒gear)(4)와, 타원모양 윤곽의 파동발생기(波動發生器)(5)를 구비하고 있다.

[0048] 제1, 제2내치기어(2, 3)는, 중심축선(中心軸線)(1a)의 방향으로 소정의 간격을 두고 동축(同軸)으로 병렬로 배치되어 있다. 본 예에서는, 제1내치기어(2)는 회전하지 않도록 고정된 정지측 내치기어(靜止側內齒gear)로서, 그 제1내치(2a)의 톱니수(number of teeth)는  $Zc1$ 이다. 제2내치기어(3)는 회전할 수 있는 상태로 지지된 구동측 내치기어(驅動側內齒gear)로서, 그 제2내치(3a)의 톱니수는  $Zc2$ 이다. 제2내치기어(3)는 파동기어장치(1)의 감속회전 출력요소(減速回轉出力要素)이다.

[0049] 원통형상의 외치기어(4)는, 제1, 제2내치기어(2, 3)의 내측에 동축으로 배치되어 있다. 외치기어(4)는, 반경방향으로 휘어질 수 있는 얇은 탄성체인 원통체(圓筒體)(6)와, 이 원통체(6)의 원형 외주면에 형성된 제1외치(7) 및 제2외치(8)와, 이들 사이에 형성되고 커터 대피부(cutter 待避部)로서 기능을 하는 간극(9)(도3을 참조)을 구비하고 있다. 제1외치(7)는, 원통체(6)의 원형 외주면에 있어서 중심축선(1a)의 방향에 있어서의 일방(一方)의 측에 형성되고, 제2외치(8)는 타방(他方)의 제2내치(3a)의 측에 형성되어 있다. 이들 제1, 제2외치(7, 8)는, 중심축선(1a)의 방향이 잇줄방향(tooth trace方向)이 되도록 형성되어 있다.

[0050] 즉 제1외치(7)는 제1내치(2a)와 대향(對向)하는 측에 형성되고, 그 톱니수는  $Zf1$ 이며, 제1내치(2a)에 맞물릴 수 있다. 제2외치(8)는 제2내치(3a)와 대향하는 측에 형성되고, 그 톱니수는  $Zf2$ 이며, 제2내치(3a)에 맞물릴 수 있다. 이들의 톱니수  $Zf1$ ,  $Zf2$ 는 서로 다르다.

[0051] 파동발생기(5)는, 타원모양 윤곽의 강성 플러그(剛性 plug)(11)와, 이 강성 플러그(11)의 타원모양 외주면에 장착된 제1웨이브 베어링(第1 wave bearing)(12) 및 제2웨이브 베어링(13)을 구비하고 있다. 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)은 볼베어링(ball bearing)으로 형성되어 있다.

[0052] 파동발생기(5)는 외치기어(4)의 원통체(6)의 내주면에 삽입되고, 원통체(6)를 타원모양으로 휘어지게 하고 있다. 따라서 제1, 제2외치(7, 8)도 타원모양으로 휘어져 있다. 타원모양으로 휘어진 외치기어(4)는, 그 타원형상의 장축(長軸)( $L_{max}$ )의 양단위치에 있어서 제1, 제2내치기어(2, 3)에 맞물려 있다. 즉 제1외치(7)가 타원형상의 장축의 양단위치에 있어서 제1내치(2a)에 맞물려 있고, 제2외치(8)가 장축의 양단위치에 있어서 제2내치(3a)에 맞물려 있다.



- [0053] 과동발생기(5)는 과동기어장치(1)의 입력회전요소이다. 당해 과동발생기(5)의 강성 플러그(11)는 축구멍(11c)을 구비하고 있고, 여기에 입력회전축(入力回轉軸)(10)(도2를 참조)이 동축으로 연결되어 고정된다. 예를 들면 모터 출력축이 연결되어 고정된다. 과동발생기(5)가 회전하면, 외치기어(4)의 제1외치(7)와 정지축의 제1내치(2a)의 맞물림 위치 및 외치기어(4)의 제2외치(8)와 구동축의 제2내치(3a)의 맞물림 위치가 원주방향으로 이동한다.
- [0054] 제1외치(7)의 톱니수  $Z_{f1}$ 과 제2외치(8)의 톱니수  $Z_{f2}$ 는 서로 다르고, 본 예에서는 제2외치(8)의 톱니수  $Z_{f2}$  쪽이 많다. 또한 제1내치(2a)의 톱니수  $Z_{c1}$ 은 제1외치(7)의 톱니수  $Z_{f1}$ 과는 서로 다르고, 본 예에서는 제1내치(2a)의 톱니수  $Z_{c1}$ 쪽이 많다. 제2내치(3a)의 톱니수  $Z_{c2}$ 와 제2외치(8)의 톱니수  $Z_{f2}$ 는 서로 다르고, 본 예에서는 제2내치(3a)의 톱니수  $Z_{c2}$  쪽이 적다.
- [0055] 본 예에서는, 외치기어(4)가 타원모양으로 휘어져서 원주방향의 2군데에서 내치기어(2, 3)에 맞물린다. 따라서 제1내치(2a)의 톱니수  $Z_{c1}$ 과 제1외치(7)의 톱니수  $Z_{f1}$ 의 차이는,  $n_1$ 을 양의 정수라고 하면  $2n_1$ 개이다. 제2내치(3a)의 톱니수  $Z_{c2}$ 와 제2외치(8)의 톱니수  $Z_{f2}$ 의 차이는,  $n_2$ 를 양의 정수라고 하면  $2n_2$ 개이다.
- [0056] 삭제
- [0057]  $Z_{c1} = Z_{f1} + 2n_1$
- [0058]  $Z_{c2} = Z_{f2} - 2n_2$
- [0059] 구체적인 예로서, 각 톱니수는 다음과 같이 설정된다( $n_1 = n_2 = 1$ ).
- [0060]  $Z_{c1} = 62$
- [0061]  $Z_{f1} = 60$
- [0062]  $Z_{c2} = 62$
- [0063]  $Z_{f2} = 64$
- [0064] 제1내치기어(2)와 제1외치(7) 사이의 속도비(速度比)  $R_1$ , 제2내치기어(3)와 제2외치(8) 사이의 속도비  $R_2$ 는 각각 다음과 같이 된다.
- [0065]  $i_1 = 1 / R_1 = (Z_{f1} - Z_{c1}) / Z_{f1} = (60 - 62) / 60 = -1 / 30$
- [0066]  $i_2 = 1 / R_2 = (Z_{f2} - Z_{c2}) / Z_{f2} = (64 - 62) / 64 = 1 / 32$
- [0067] 따라서  $R_1 = -30$ ,  $R_2 = 32$ 가 얻어진다.
- [0068] 과동기어장치(1)의 속도비  $R$ 은, 속도비  $R_1$ ,  $R_2$ 를 사용하여 다음의 식으로 나타내어진다. 따라서 본 발명에 의하면, 대폭적으로 작은 속도비(저감속비(低減速比))의 과동기어장치를 구현할 수 있다(여기에서 속도비의 마이너스 부호는, 출력회전의 방향이 입력회전의 방향과는 역방향인 것을 나타낸다).
- [0069]  $R = (R_1 \cdot R_2 - R_1) / (-R_1 + R_2)$
- [0070]  $= (-30 \times 32 + 30) / (30 + 32)$
- [0071]  $= -930 / 62$
- [0072]  $= -15$
- [0073] (간극 : 커터 대피부)
- [0074] 도3은 과동기어장치(1)의 부분적인 확대 단면도로서, 외치기어(4) 및 과동발생기(5)의 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)을 나타낸다. 제1, 제2외치(7, 8)의 사이에 형성되어 있는 간극(9)은, 제1, 제2외치(7, 8)에 톱니를 형성하기 위하여 사용하는 톱니형성용 커터의 커터 대피부로서 기능을 한다.
- [0075] 우선 제1, 제2외치(7, 8)에 대하여 설명한다. 본 예의 제1, 제2내치(2a, 3a)의 톱니폭이 실질적으로

동일하다. 따라서 원통체(6)에 있어서의 잇줄방향의 중앙위치(6a)를 중심으로 하여, 대칭의 상태에서 동일한 톱니폭의 제1외치(7) 및 제2외치(8)가 형성되어 있다. 제1내치(2a), 제2내치(3a)의 톱니폭이 서로 다른 경우에는, 이것에 대응시켜서 제1외치(7), 제2외치(8)도 서로 다른 톱니폭으로 한다.

[0076] 간극(9)은, 잇줄방향으로 소정의 폭을 갖고, 잇줄방향의 중앙부분에 있어서 톱니높이방향으로 가장 깊어지게 되는 최심부(最深部)를 갖고 있다. 본 예에서는, 톱니두께방향에서 본 경우에, 잇줄방향의 중앙부분이 잇줄방향과 평행하게 연장되는 직선에 의하여 규정되는 최심부(9a)로 되어 있다. 최심부(9a)에 있어서의 잇줄방향의 양단에는, 제1외치(7)의 잇줄방향의 내측 끝면(7a)을 규정하는 오목원호곡선 및 제2외치(8)의 잇줄방향의 내측 끝면(8a)을 규정하는 오목원호곡선이 매끄러운 모양으로 연결되어 있다. 최심부(9a)를 오목곡면에 의하여 규정하고, 양측의 내측 끝면(7a, 8a)을 경사직선에 의하여 규정할 수도 있다. 또한 최심부(9a)를 직선에 의하여 규정하고, 양측의 내측 끝면(7a, 8a)을 경사직선에 의하여 규정할 수도 있다.

[0077] 본 예에 있어서의 간극(9)의 잇줄방향의 폭은, 최심부(9a)로부터 톱니높이방향을 향하여 점차적으로 증가하고 있다. 그 잇줄방향에 있어서의 최대폭(L1)은, 제1외치(7)의 이끝원(addendum circle)의 잇줄방향의 내측단(內側端)(7b)에서부터, 제2외치(8)의 이끝원의 잇줄방향의 내측단(8b)까지의 잇줄방향의 거리이다.

[0078] 여기에서 제1외치(7)의 잇줄방향의 외단(7c)에서부터 제2외치(8)의 잇줄방향의 외단(8c)까지의 폭을 L, 간극(9)의 잇줄방향에 있어서의 최대폭을 L1이라고 하면,

[0079]  $0.1L < L1 < 0.3L$ 로

[0080] 설정되어 있다.

[0081] 또한 간극(9)의 최심부(9a)의 깊이는 다음과 같이 설정되어 있다. 제1외치(7)의 톱니높이를 h1, 제2외치(8)의 톱니높이를 h2, 제1외치(7)의 잇봉우리면(tooth crest)(7d)에서부터 최심부(9a)까지의 톱니높이방향의 깊이를 t1, 제2외치(8)의 잇봉우리면(8d)에서부터 최심부(9a)까지의 톱니높이방향의 깊이를 t2라고 하면,

[0082]  $0.9h1 < t1 < 1.3h1$

[0083]  $0.9h2 < t2 < 1.3h2$ 로

[0084] 설정되어 있다.

[0085] 듀얼타입의 파동기어장치(1)의 외치기어(4)에 있어서는, 제1, 제2외치(7, 8)의 톱니형성을 하기 위하여 사용하는 톱니형성용 커터도 다르다. 따라서 외치기어(4)의 잇줄방향의 중앙부분, 즉 제1외치(7)와 제2외치(8)의 사이에, 커터 대피부로서 기능을 하는 간극(9)이 형성되어 있다.

[0086] 이 간극(9)을 어떻게 형성할 것인지에 따라 잇줄방향에 있어서의 제1내치(2a)에 대한 제1외치(7)의 톱니접촉(tooth contact) 및 치면하중분포(齒面荷重分布)가 크게 영향을 받는다. 마찬가지로 잇줄방향에 있어서의 제2내치(3a)에 대한 제2외치(8)의 톱니접촉 및 치면하중분포가 크게 영향을 받는다.

[0087] 이 점에 주목하여, 상기한 바와 같이 간극(9)의 최대폭(L1)을 외치기어(4)의 폭(L)의 0.1배에서부터 0.3배까지의 범위 내로 설정하고 있고, 그 최대깊이(t1, t2)를, 제1, 제2외치(7, 8)의 톱니높이(h1, h2)의 0.9배에서부터 1.3배까지의 범위 내로 설정하고 있다. 이렇게 간극(9)을 형성함으로써, 제1, 제2외치(7, 8)의 잇줄방향의 치면하중분포를 균일화 할 수 있고, 제1, 제2내치(2a, 3a)에 대한 제1, 제2외치(7, 8)의 잇줄방향의 각 위치에서 톱니접촉도 양호한 상태로 유지할 수 있는 것이 확인되었다.

[0088] 따라서 속도비가 30 이하인 파동기어장치를 용이하게 구현함과 아울러, 외치기어의 치저 피로강도가 높고, 부하용량이 큰 파동기어장치를 구현할 수 있다.

[0089] (베어링볼(bearing-ball) 중심간 거리)

[0090] 다음에 도3을 참조하여 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)의 베어링볼 중심간 거리에 대하여 설명한다.

[0091] 파동발생기(5)의 강성 플러그(11)는, 그 중심축선의 방향에 있어서 일방의 측에, 일정한 폭의 타원모양 윤곽의 제1외주면(11a)이 형성되어 있고, 타방의 측에, 일정한 폭의 타원모양 윤곽의 제2외주면

(11b)이 형성되어 있다. 제1외주면(11a)과 제2외주면(11b)은, 동일한 형상이고 동일한 위상의 타원형상의 외주면이다.

[0092] 제1외주면(11a)에는 타원모양으로 휘어진 상태에서 제1웨이브 베어링(12)이 장착되어 있고, 제2외주면(11b)에는 타원모양으로 휘어진 상태에서 제2웨이브 베어링(13)이 장착되어 있다. 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)은 동일한 크기의 베어링이다.

[0093] 제1웨이브 베어링(12) 및 제2웨이브 베어링(13)의 베어링볼 중심(12a, 13a)은, 외치기어(4)의 톱니폭방향의 중앙위치(6a)로부터 톱니폭 방향으로 등거리(等距離)의 위치에 있다. 또한 베어링볼 중심간 거리는, 간극(9)의 최대폭(L1)이 증가함에 따라 증가하도록 설정된다. 또한 베어링볼 중심간 거리를  $L_0$ 이라고 하면, 당해 볼 중심간 거리( $L_0$ )는 다음의 식으로 나타내는 범위 내의 값이 되도록 설정되어 있다.

[0094]  $0.35L < L_0 < 0.7L$

[0095] 종래에 있어서는, 외치기어의 지지면적을 넓히기 위하여 2열의 볼베어링을 구비한 파동발생기가 사용되고 있다. 볼 중심간 거리에 대해서는 전혀 고려되어 있지 않고, 2열의 볼베어링은 외치기어의 톱니폭방향의 중앙부분으로 치우쳐서 배치되어 있다.

[0096] 본 예에서는, 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치(7, 8)의 지지강성을 높여서, 각 외치(7, 8)의 잇줄방향의 각 위치에 있어서 내치(2a, 3a)에 대한 톱니접촉을 개선할 수 있도록, 2열의 웨이브 베어링(12, 13)의 볼 중심간 거리( $L_0$ )를 넓히고 있다. 즉 상기한 바와 같이 제1, 제2외치(7, 8)의 사이에 형성되는 커터 대피부로서 기능을 하는 간극(9)의 잇줄방향의 최대폭(L1)이 증가함에 따라, 볼 중심간 거리( $L_0$ )를 넓히도록(증가시키도록) 하고 있다. 또한 볼 중심간 거리( $L_0$ )의 증감의 범위를 외치기어(4)의 폭(L)에 대하여 0.35배에서부터 0.7배까지의 범위로 하고 있다.

[0097] 이에 따라 형성되는 간극(9)의 폭에 따라, 제1, 제2외치(7, 8)의 각각에 대하여 잇줄방향에 있어서의 적절한 위치에 볼 중심이 위치하도록 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)을 배치할 수 있다. 이에 따라 제1, 제2외치(7, 8)의 각각의 톱니폭방향의 각 위치에 있어서, 제1, 제2외치(7, 8)를 제1, 제2웨이브 베어링(12, 13)에 의하여 확실하게 지지할 수 있다(파동발생기(5)의 지지강성을 높일 수 있다).

[0098] 이 결과 제1, 제2외치(7, 8)의 톱니폭방향의 각 위치에 있어서의 톱니접촉을 개선할 수 있어, 이들의 치저 피로강도를 높일 수 있다. 또한 파동발생기(5)의 각 웨이브 베어링(12, 13)에 있어서의 베어링볼 하중분포를 평균화 할 수 있어, 그 최대하중을 감소시킬 수 있기 때문에 파동발생기(5)의 수명을 개선할 수 있다.

[0099] (외치기어의 휨량)

[0100] 본 예의 외치기어(4)의 제1, 제2외치(7, 8)는, 상기 구성의 2열의 웨이브 베어링(12, 13)을 구비한 파동발생기(5)에 의하여 서로 다른 휨량으로 타원형상으로 휘어지게 할 수 있다. 제1외치(7)의 모듈(module)을  $m_1$ , 제2외치(8)의 모듈을  $m_2$ 라고 한다. 앞에서 설명한 바와 같이 제1외치(7)와 제1내치(2a)의 톱니수 차이는  $2n_1$ 이며, 제2외치(8)와 제2내치(3a)의 톱니수 차이는  $2n_2$ 이다.

[0101] 타원모양으로 휘어지는 제1외치(7)의 장축(Lmax) 위치에 있어서의 반경방향 휨량의 이론치  $d_1$  및 상기 제2외치(8)의 반경방향 휨량의 이론치  $d_2$ 를 각각

[0102]  $d_1 = m_1 n_1$

[0103]  $d_2 = m_2 n_2$ 로

[0104] 나타낼 수 있다.

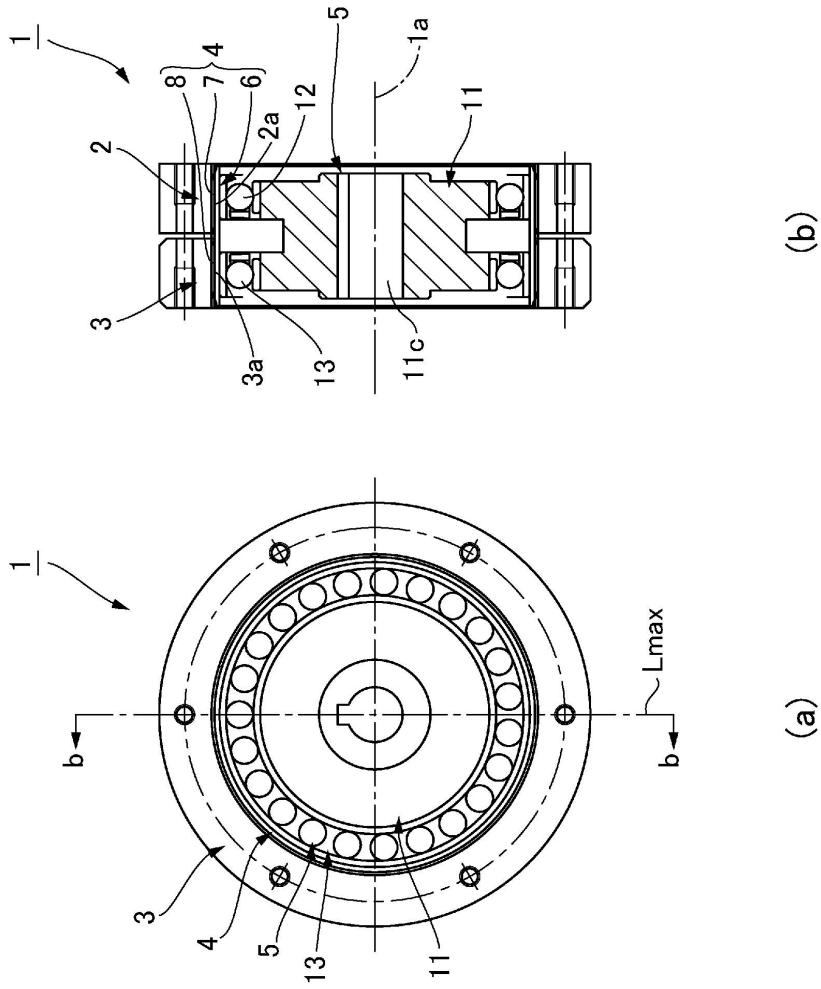
[0105] 본 예에서는, 파동발생기(5)에 의하여 휘어지는 제1외치(7)의 반경방향 휨량( $d_{1a}$ )을 그 이론치  $d_1$ 보다 큰 값으로 하고 있다. 마찬가지로 제2외치(8)의 반경방향 휨량( $d_{2a}$ )도 그 이론치  $d_2$ 보다 큰 값으로 하고 있다. 특히 본 예에서는, 반경방향 휨량( $d_{1a}$ ,  $d_{2a}$ )을 다음의 범위 내로 설정하고 있다.

[0106]  $d_{1a} = \omega d_1$

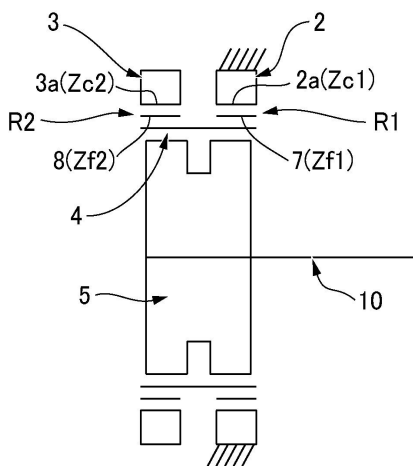
- [0107]  $d_{2a} = \omega d_2$
- [0108]  $1.25 \leq \omega \leq 3$
- [0109] 도4는 외치기어(4)의 휨상태를 과장하여 나타내는 설명도이다. 이 도4를 참조하여 설명하면, 외치기어(4)를 타원모양으로 휘어지게 하기 전의 진원(眞圓)의 상태에 있어서, 그 원통체(치저 림(tooth bottom rim))(6)의 두께의 중앙을 지나는 원을 림 중립원(rim 中立圓)(C)이라고 한다. 이 림 중립원(C)은, 외치기어(4)를 타원모양으로 휘어지게 함으로써 타원모양으로 변형된다. 이것을 타원모양 림 중립곡선이라고 부르는 것으로 한다. 외치기어(4)의 반경방향 휨량은, 타원모양 림 중립곡선에 있어서의 장축(Lmax)의 반경과 림 중립원(C)의 반경의 차이이다.
- [0110] 본 예에서는, 제1외치(7)측의 반경방향 휨량이 제2외치(8)측의 반경방향 휨량보다 많다. 따라서 도4에 있어서 과장하여 나타내는 바와 같이 장축(Lmax)을 포함하는 단면에 있어서는, 외치기어(4)는, 그 잇줄방향을 따라 제2외치(8)의 외단(8c)으로부터 제1외치(7)의 외단(7c)을 향하여, 외단(8c)으로부터의 거리에 대략 비례하여 휨량이 증가한다. 상기의 반경방향 휨량( $d_{1a}$  및  $d_{2a}$ )은, 각각 제1, 제2외치(7, 8)의 평균 휨량이다. 그들의 잇줄방향의 중앙위치에 있어서의 휨량(타원모양 림 중립곡선(C1, C2)과 림 중립원(C)의 차이)과 대략 동일하다.
- [0111] 톱니수가 서로 다른 제1, 제2외치(7, 8)를, 상기한 바와 같이 이론치보다 큰 값으로 설정함으로써 쌍방의 외치(7, 8)를 모두 양호한 맞물림 상태로 각 내치기어에 맞물리게 할 수 있어, 제1, 제2외치(7, 8)의 내마모성 및 치저 피로강도가 개선되는 것이 확인되었다. 또한 제1, 제2외치(7, 8)의 각각을 지지하고 있는 2열의 웨이브 베어링(12, 13)의 베어링볼 하중분포를 균일화 할 수 있어, 웨이브 베어링(12, 13)의 수명을 향상시킬 수 있는 것이 확인되었다.
- [0112] (기타의 실시형태)
- [0113] 또한 상기의 예에서는, 제1내치기어(2)를 정지측 내치기어, 제2내치기어(3)를 구동측 내치기어로 하고 있다. 반대로 제1내치기어(2)를 구동측 내치기어, 제2내치기어(3)를 정지측 내치기어로 할 수도 있다.

도면

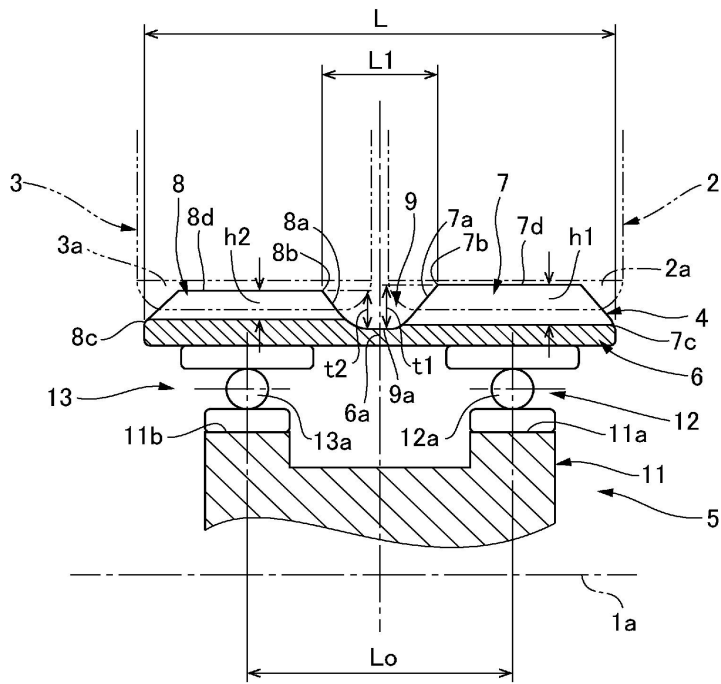
도면1



도면2



도면3



도면4

