

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012 年 10 月 11 日(11.10.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/137292 A1

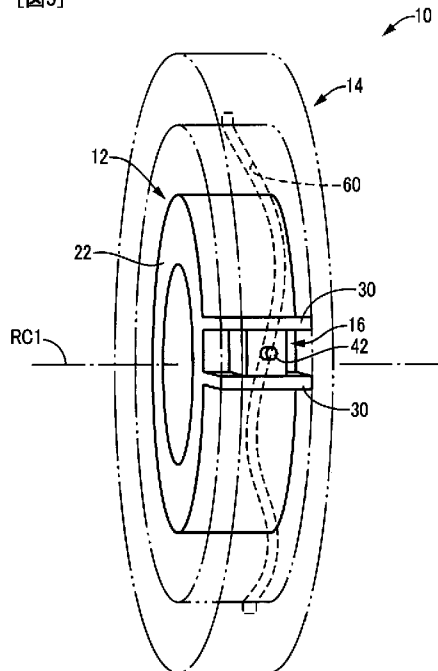
- (51) 国際特許分類:
F04B 9/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/058558
- (22) 国際出願日: 2011 年 4 月 4 日(04.04.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 本多 敦 (HONDA Atsushi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 本田 裕康 (HONDA Hiroyasu) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 池田 治幸 (IKEDA Haruyuki); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅三丁目 15-1 名古屋ダイヤビル 2 号館 池田国際特許事務所 Aichi (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: VEHICLE OIL PUMP

(54) 発明の名称: 車両用オイルポンプ

[図3]



低減することが可能である。

(57) Abstract: Provided is a vehicle oil pump having a simpler structure than an axial piston pump and capable of decreasing loss compared to an internal gear pump. A plurality of slider members (16) incapable of being moved relative to a pump rotor (12) in the circumferential direction about a pump axial center (RC1) and capable of sliding in the pump axial center (RC1) direction is disposed between the pump rotor (12) and a pump body (14) in directions orthogonal to the pump axial center (RC1). In an inner circumferential surface (56) of the pump body (14), a cam groove (60) is formed in which protrusions (42) on the slider members (16) are fitted and which causes the slider members (16) to be reciprocated in the pump axial center (RC1) direction as the slider members (16) are rotated about the pump axial center (RC1) relative to the pump body (14). Thus, the vehicle oil pump (10) has a simpler structure than an axial piston pump and can decrease loss compared to an internal gear pump.

(57) 要約: アキシアルピストンポンプと比較して簡単な構造で、且つ、内接形歯車ポンプと比較して損失を低減できる車両用オイルポンプを提供する。ポンプロータ 12 に対してポンプ軸心 RC1 まわりの周方向に相対移動不能且つそのポンプ軸心 RC1 方向に摺動可能な複数のスライダ部材 16 が、ポンプ軸心 RC1 に直交する方向でポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との間に介装されている。そして、そのスライダ部材 16 に設けられた突部 42 が嵌め入れられており且つスライダ部材 16 がポンプボディ 14 に対しポンプ軸心 RC1 まわりに相対回転するに伴ってそのスライダ部材 16 をポンプ軸心 RC1 方向に往復させるカム溝 60 が、ポンプボディ 14 の内周面 56 に形成されている。従って、車両用オイルポンプ 10 は、アキシアルピストンポンプと比較して簡単な構造とすることが可能であり、内接形歯車ポンプと比較して損失を

WO 2012/137292 A1



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG). 添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：車両用オイルポンプ

技術分野

[0001] 本発明は、車両用オイルポンプの構造に関するものである。

背景技術

[0002] 車両用のオイルポンプとしては、アキシャルピストンポンプや内接形歯車ポンプなどがよく知られている。例えば、特許文献1には、上記アキシャルピストンポンプが開示されている。特許文献1のアキシャルピストンポンプは一般的に知られたオイルポンプであり、例えば特許文献1の図2によれば、そのアキシャルピストンポンプが有するピストン数は8である。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2010-144579号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献1に開示されているようなアキシャルピストンポンプは、そのポンプの吐出量の割にはそのポンプ構造が複雑であり、ポンプの体格が大きいという課題があった。更に、アキシャルピストンポンプは、ピストン数を増やすほど油圧脈動は小さくなるがそのピストン数を増やすにも限度があるので、同程度の体格である他形式のポンプ、例えば内接形歯車ポンプ、外接形歯車ポンプ、ベーン式ポンプと比較して油圧脈動が大きくなるという課題があった。

[0005] また、車両用オイルポンプとして、内周歯を備えたドリブンギヤとその内周歯に噛み合う外周歯を備えたドライブギヤとを含む内接形歯車ポンプがよく用いられるが、この内接形歯車ポンプにも種々の課題があった。例えば、上記ドリブンギヤの直径が大きく、上記ドリブンギヤの外周面とポンプ軸心に垂直な上記ドライブギヤ及び上記ドリブンギヤの側面とにおいて、油の剪

断に起因した摩擦損失が大きいという課題があった。また、上記内接形歯車ポンプでは、上記ドリブンギヤがそのドリブンギヤに対して偏心した上記ドライブギヤによって回転駆動されることと、吸入口側と吐出口側との間の油圧差とによって上記ドリブンギヤが回転軸心に対し偏心させられ、その偏心によって、上記ドリブンギヤと上記ドライブギヤとの噛合効率が悪化し、上記ドリブンギヤの磨耗が助長される可能性があるという課題があった。なお、このような各オイルポンプに関する課題は未公知のことである。

[0006] 本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、アキシャルピストンポンプと比較して簡単な構造で、且つ、内接形歯車ポンプと比較して損失を低減できる車両用オイルポンプを提供することにある。

課題を解決するための手段

[0007] 上記目的を達成するための第1発明の要旨とするところは、(a)一軸心まわりに相対回転可能な第1部材および第2部材を備え、その第1部材とその第2部材との一方が他方の内周側に挿入されている車両用オイルポンプであって、(b)前記一軸心に直交する方向で前記第1部材と前記第2部材との間に介装され、その第1部材に対してその一軸心まわりの周方向に相対移動不能且つその一軸心に平行な方向に摺動可能なスライダ部材を備えており、(c)前記スライダ部材に設けられた突部が嵌め入れられており且つそのスライダ部材が前記第2部材に対し前記一軸心まわりに相対回転するに伴ってそのスライダ部材をその一軸心方向に往復させるカム溝が、前記第1部材に対向する前記第2部材の周面に形成されていることを特徴とする。

発明の効果

[0008] このようにすれば、前記アキシャルピストンポンプと比較して少ない種類の構成部品によって、前記スライダ部材を前記アキシャルピストンポンプのピストンと同様に機能させることができるので、アキシャルピストンポンプと比較して簡単な構造で、前記車両用オイルポンプを構成することが可能である。また、前記第1発明の車両用オイルポンプでは、前記第1部材と前記

第2部材とが互いに偏心されて配置されてはならず、また、内接形歯車ポンプで油の剪断に起因した摩擦損失を発生させる前記ドリブンギヤの外周面及び側面に相当する箇所が存在しないので、その内接形歯車ポンプと比較して損失を低減することが可能である。

[0009] また、第2発明の要旨とするところは、前記第1発明の車両用オイルポンプであって、前記カム溝は、前記第1部材と前記第2部材とが相対的に1回転する毎に前記スライダ部材を前記一軸心方向に2回以上往復させるように形成されていることを特徴とする。このようにすれば、油（オイル）を吸入する方向に前記スライダ部材が移動させられることによって生じる例えば油吸入部分に相当する低油圧箇所と、油を吐き出す方向に前記スライダ部材が移動させられることによって生じる例えば油吐出部分に相当する高油圧箇所とが前記一軸心まわりに交互に複数組発生するので、上記低油圧箇所と上記高油圧箇所との油圧差によって前記第1部材と前記第2部材とを互いに偏心させようとする径方向の力が相殺されるように、上記低油圧箇所と上記高油圧箇所とをそれぞれ配置できる。その結果として、例えば前記第1部材と前記第2部材とが相対的に1回転する毎に前記スライダ部材が1往復させられる場合と比較して、油圧に起因した前記第1部材と前記第2部材との互いの偏心が抑えられ、前記第1部材および前記第2部材の耐久性悪化を抑制できる。

[0010] また、第3発明の要旨とするところは、前記第1発明又は前記第2発明の車両用オイルポンプであって、前記第2部材は非回転部材である一方で、前記第1部材は前記一軸心まわりに回転可能な回転部材であることを特徴とする。このようにすれば、前記第1部材が前記一軸心まわりに回転させられると、前記スライダ部材は、その一軸心方向に往復運動を行いつつ、前記第1部材と共にその一軸心まわりに回転する。そして、前記第2部材に設けられた前記カム溝は回転しない。従って、油が吸入される吸入口と油が吐き出される吐出口との各々を上記一軸心まわりに回転しない一定箇所に設けることができる。例えば仮に、前記第1部材が非回転部材である一方で、前記第2

部材が前記一軸心まわりに回転可能な回転部材であったとすれば、前記スライダ部材は、上記第2部材の回転に伴い、前記一軸心まわりの周方向位置を変えずにその場で往復運動をさせられるので、車両用オイルポンプの同一箇所から交互に油の吸入と吐出とが行われることになる。そうすると、この車両用オイルポンプに接続される油圧回路が、油の吸入時と吐出時とで流路を切り替える機能を備える必要が生じる。

[0011] また、第4発明の要旨とするところは、前記第1発明から前記第3発明の何れか一の車両用オイルポンプであって、(a) 前記スライダ部材は、前記第1部材と前記第2部材との間において前記一軸心まわりに環状に複数配設されており、(b) 前記第1部材と前記第2部材と前記スライダ部材とに囲まれて形成された複数の油室の各容積が、その第1部材とその第2部材との相対回転角度に対応する前記スライダ部材の往復運動によって変化することを特徴とする。このようにすれば、前記スライダ部材を多く配設することで、車両用オイルポンプの吐出油圧の脈動を小さくすることが可能である。

[0012] また、第5発明の要旨とするところは、前記第1発明から前記第4発明の何れか一の車両用オイルポンプであって、(a) 前記第2部材には前記カム溝が複数形成されており、(b) 前記スライダ部材の突部が嵌め入れられるカム溝を前記複数のカム溝のうちの何れかに切り替えるカム溝切換機構を含むことを特徴とする。このようにすれば、前記スライダ部材の突部が嵌め入れられるカム溝を上記カム溝切換機構によって切り替えることで、車両用オイルポンプの吐出流量を切り替えることができる。

[0013] ここで、好適には、(a) 前記カム溝は、前記一軸心まわりの1周にわたって連続的に連なっており、(b) その一軸心を含む断面におけるそのカム溝の位置は、前記一軸心まわりの前記断面の周方向角度に応じてその一軸心方向に変化する。

[0014] また、好適には、前記カム溝は、前記スライダ部材を、そのスライダ部材の前記一軸心まわり周方向位置に応じたその一軸心方向の軸方向位置に拘束する。

図面の簡単な説明

- [0015] [図1] 本発明の一実施例である車両用オイルポンプの正面図である。
- [図2] 図 1 において車両用オイルポンプをII-II方向に見た車両用オイルポンプのII-II矢視断面図である。
- [図3] 図 1 の車両用オイルポンプの斜視図である。
- [図4] 図 1 の車両用オイルポンプのポンプ軸心方向に見たスライダ部材の正面図である。
- [図5] 図 4 において矢印AR01方向に見たスライダ部材の側面図である。
- [図6] 図 4 および図 5 に示すスライダ部材の斜視図である。
- [図7] 図 1 に示すように環状に配設された複数のスライダ部材を直列的に 1 周分を展開して、そのスライダ部材の各々のポンプ軸心方向の軸方向位置を示した展開図である。
- [図8] 従来の内接形歯車ポンプと図 1 に示す実施例 1 の車両用オイルポンプとのそれぞれにおいて、油の剪断による摩擦損失とポンプの回転速度との関係を表したグラフであって、図 8 (a) は上記内接形歯車ポンプのものであり、図 8 (b) は実施例 1 の車両用オイルポンプのものである。
- [図9] 図 8 にて摩擦損失とポンプの回転速度との関係が表された内接形歯車ポンプの概略図である。
- [図10] 図 1 の車両用オイルポンプにおいてカム溝が直線的な軌跡を有すると仮定した上で、その直線的な軌跡を有すると仮定されたカム溝のポンプ軸心まわりの 1 周分を一平面上に展開した、カム溝の簡略化モデル図である。
- [図11] 従来の内接形歯車ポンプと図 1 に示す実施例 1 の車両用オイルポンプとについて、図 8 (a) (b) に表された上記摩擦損失トルクとポンプの回転速度との関係を 1 つのグラフにまとめて表した図である。
- [図12] 図 1 の車両用オイルポンプにおいて油圧により生じるポンプロータの回転方向の抗力を、図 10 の簡略化モデル図の一部を抜粋して示した図である。
- [図13] 図 1 の車両用オイルポンプにおいてスライダ部材の突部とその突部が

摺動するカム溝の側面（摩擦面）との摩擦により生じるポンプロータの回転方向の抗力を、図 10 の簡略化モデル図の一部を抜粋して示した図である。

[図14] 図 1 の車両用オイルポンプにおいて、カム溝の溝角度と、図 12 及び図 13 に表された力及び駆動トルクのそれぞれとの関係を示したグラフである。

[図15] ポンプの駆動トルクとカム溝の溝角度との関係を、図 9 の内接形歯車ポンプと図 1 に示す実施例 1 の車両用オイルポンプとに関して示したグラフである。

[図16] 図 1 に示す実施例 1 の車両用オイルポンプと図 9 の内接形歯車ポンプ 710 との間で耐キャビテーション性能を比較するために、それぞれのポンプにおいて、ポンプの回転速度とポンプの吸入流速との関係を表したグラフである。

[図17] 図 1 の車両用オイルポンプにおいて、吸入口と吐出口とが合計 3 組あると仮定した場合のその吸入口および吐出口の配置を例示した図である。

[図18] 図 7 と同様の展開図であって、実施例 2 の車両用オイルポンプにおいて環状に配設された複数のスライダ部材を直列的に 1 周分を展開して、そのスライダ部材の各々のポンプ軸心方向の軸方向位置を示した展開図である。

[図19] 図 18 にて一点鎖線 A01 で囲んだ箇所を拡大した図であって、図 19 (a) は図 18 と同じカム溝切替機構の切替位置すなわち第 1 切替位置を表しており、図 19 (b) はもう一方の切替位置すなわち第 2 切替位置へカム溝切替機構 164 が切り替えられた状態を表している。

[図20] 図 19 (a) において X1-X1 方向に見たポンプボディの X1-X1 矢視断面図である。

発明を実施するための形態

[0016] 以下、本発明の実施例を、図面を参照しつつ詳細に説明する。

実施例 1

[0017] 図 1 は、本発明の一実施例である車両用オイルポンプ 10 の正面図である。図 2 は、図 1 において車両用オイルポンプ 10 を II-II 方向に見た車両用

オイルポンプ 10 の II-II 矢視断面図である。図 3 は、車両用オイルポンプ 10 の斜視図である。図 1 及び図 2 に示すように、車両用オイルポンプ 10 は、第 1 部材であるポンプロータ 12 と、第 2 部材であるポンプボディ 14 と、複数のスライダ部材 16 と、ポンプカバー 18 とを備えている。例えば、この車両用オイルポンプ 10 は、車両用変速機の油圧供給源となるオイルポンプであって、エンジンに取り付けられ、エンジンによって回転駆動されるオイルポンプである。すなわち、ポンプボディ 14 がエンジンのシリンダブロック 20 などの非回転部材に固定されており、ポンプロータ 12 がエンジンのクランク軸などの駆動軸によってポンプ軸心 RC1 まわりに回転させられることにより、車両用オイルポンプ 10 はオイルポンプとして機能する。なお、上記ポンプ軸心 RC1 は本発明の一軸心に対応する。

[0018] ポンプロータ 12 は、非回転部材であるポンプボディ 14 の内周側に挿入されており、そのポンプボディ 14 に対してポンプ軸心 RC1 まわりに回転可能な回転部材である。そのポンプロータ 12 は、ポンプ軸心 RC1 を軸心とする円筒状のロータ本体部 22 と、そのロータ本体部 22 の内周面 24 から径方向に突き出た 1 対の係止部 26 と、ポンプ軸心 RC1 を中心としてロータ本体部 22 の外周面 28 から放射状に突き出た矩形形状の複数の隔壁部 30 とを備えている。上記内周面 24 によって構成される嵌合穴には例えば前記クランク軸などの駆動軸が嵌め入れられる。そして、その駆動軸に設けられた軸方向のキー溝に前記係止部 26 が嵌め入れられることにより、ポンプロータ 12 はその駆動軸に対し相対回転不能に連結される。

[0019] 隔壁部 30 は、スライダ部材 16 の個数と同数だけ設けられている。図 1 におけるスライダ部材 16 および隔壁部 30 の数は何れも 28 個である。そして、複数の隔壁部 30 は、ポンプ軸心 RC1 まわりの周方向に等間隔の角度を有して各々配設されている。複数の隔壁部 30 の先端面 32 を全て連ねると、ポンプ軸心 RC1 を中心とする円筒が構成される。その先端面 32 の各々がポンプボディ 14 の内周面 56 と対向することで、ポンプロータ 12 は、ポンプボディ 14 の内周側に回転可能な状態で嵌合している。

[0020] 複数のスライダ部材 16 は、ポンプ軸心 RC1 に直交する方向でポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との間に介装されており、そのポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との間においてポンプ軸心 RC1 まわりに環状に配設されている。具体的には、複数のスライダ部材 16 の各々は、隣り合う前記隔壁部 30 で相対向する隔壁部 30 の側面 34 とポンプロータ 12 の外周面 28 とで構成された摺動溝 36 に嵌め入れられている。詳細には、スライダ部材 16 は、ポンプロータ 12 に対して、ポンプ軸心 RC1 まわりの周方向に相対移動不能且つポンプ軸心 RC1 に平行な方向に摺動可能にされている。具体的なスライダ部材 16 の形状は、図 4～図 6 に示す通りである。図 4 は、ポンプ軸心 RC1 方向に見たスライダ部材 16 の正面図であり、図 5 は、図 4 において矢印 AR01 方向に見たスライダ部材 16 の側面図であり、図 6 は、スライダ部材 16 の斜視図である。図 4～図 6 に示すように、スライダ部材 16 は、ポンプロータ 12 の摺動溝 36 に嵌め入れられるピストン部 40 と、そのピストン部 40 からポンプ軸心 RC1 を中心とする外周側に突き出た円柱状の突部 42 とを備えている。そのピストン部 40 は図 4 の正面図では扇形形状をしている。ピストン部 40 においてポンプ軸心 RC1 に平行な 4 つの側面のうち、ポンプ軸心 RC1 に近い側の内周側側面 44 はポンプロータ 12 の外周面 28 に相対向して摺動し、ポンプ軸心 RC1 から遠い側の外周側側面 46 はポンプボディ 14 の内周面 56 に相対向して摺動し、残る 2 つの周方向側面 48, 50 はそれぞれ隔壁部 30 の側面 34 に相対向して摺動する。また、スライダ部材 16 を滑らかに摺動させるために、ピストン部 40 のポンプ軸心 RC1 方向の長さは、ポンプ軸心 RC1 まわりのピストン部 40 の周方向長さと、ポンプ軸心 RC1 に直交するピストン部 40 の径方向長さとの何れよりも長い方が好ましい。

[0021] スライダ部材 16 の突部 42 は、例えば図 5 に示すように外周側側面 46 の中央部分から突き出ている。このスライダ部材 16 のピストン部 40 および突部 42 は一部品で構成されていても差し支えないが、それぞれが別個の部品として製造され相互に組み合わされてスライダ部材 16 を構成しても差し支えない。

- [0022] 図１～３に戻り、ポンプボディ１４は、例えばエンジンのシリンダブロック２０等に対し固定された非回転部材である。ポンプボディ１４には、ポンプ軸心RC1を中心とする円筒状の内周面５６により構成されたロータ嵌合穴５８が形成されている。このロータ嵌合穴５８には、ポンプロータ１２が複数のスライダ部材１６と共にポンプ軸心RC1まわりに回転可能に嵌め入れられている。そして、ポンプロータ１２がポンプボディ１４に対して回転すれば、ポンプロータ１２に含まれる複数の隔壁部３０の先端面３２と、複数のスライダ部材１６に含まれるピストン部４０の外周側側面４６とが、ポンプボディ１４の内周面５６に対してポンプ軸心RC1まわりに周方向に摺動する。
- [0023] また、ポンプボディ１４の内周面５６には、ポンプ軸心RC1まわりの１周にわたって滑らか且つ連続的に連なったカム溝６０が形成されている。このカム溝６０は、図３に破線で示すように、ポンプ軸心RC1まわりの周方向位置に応じてポンプ軸心RC1方向に往復する波状の軌跡で連なっている。言い換えれば、ポンプ軸心RC1を含む断面におけるカム溝６０の位置は、ポンプ軸心RC1まわりのその断面の周方向角度に応じてポンプ軸心RC1方向に変化している。そして、カム溝６０はスライダ部材１６をガイドするガイド溝として機能しており、カム溝６０には、スライダ部材１６に設けられた突部４２が各々嵌め入れられている。なお、図３では、図示を簡潔なものにするため、多数の前記隔壁部３０と多数のスライダ部材１６とのうち、１つのスライダ部材１６及びそれに隣接する２つの隔壁部３０を表示するにとどめている。また、カム溝６０の詳細に関しては図７を用いて後述する。
- [0024] ポンプカバー１８は、ポンプボディ１４に固定されており、ポンプロータ１２と複数のスライダ部材１６とポンプボディ１４とをポンプ軸心RC1方向の一方にて覆う例えば平板状のカバー部材である。ポンプカバー１８には、ポンプロータ１２に連結される駆動軸と干渉しないように貫通穴７２が設けられている。また、ポンプカバー１８には、ポンプ軸心RC1方向におけるスライダ部材１６のピストン部４０上には、油が吸入される吸入口７４と油が吐出される吐出口７６とがポンプ軸心RC1方向まわりに交互に等間隔で配設され

ており、その吸入口 7 4 と吐出口 7 6 とが部分的に開口した開口部となっている。本実施例では、ポンプロータ 1 2 の 1 回転当たりスライダ部材 1 6 がポンプ軸心 RC1 方向に 2 回往復するので（図 7 参照）、図 1 に示すように、2 つの吸入口 7 4 と 2 つの吐出口 7 6 とが設けられている。本実施例では、ポンプロータ 1 2 のロータ本体部 2 2 および隔壁部 3 0 は、ポンプロータ 1 2 がポンプカバー 1 8 に対してポンプ軸心 RC1 まわりに回転することを阻害しない範囲で、ポンプロータ 1 2 に対向するポンプカバー 1 8 の内側側面 7 8 に極めて近接して設けられているが、ロータ本体部 2 2 および隔壁部 3 0 が上記内側側面 7 8 に対しポンプ軸心 RC1 まわりに摺動可能であっても差し支えない。

[0025] 図 7 は、図 1 に示すように環状に配設された複数のスライダ部材 1 6 を直列的に 1 周分を展開して、そのスライダ部材 1 6 の各々のポンプ軸心 RC1 方向の軸方向位置を示した展開図である。図 7 に示すポンプ軸心 RC1 まわりの周方向位置である [1] ~ [28] 位置は、図 1 に示す同番号の位置を表している。図 7 に示すように、スライダ部材 1 6 の突部 4 2 がポンプボディ 1 4 のカム溝 6 0 に嵌め入れられているので、スライダ部材 1 6 は、カム溝 6 0 により、そのスライダ部材 1 6 のポンプ軸心 RC1 まわりの周方向位置に応じた上記軸方向位置に拘束される。すなわち、そのカム溝 6 0 は、スライダ部材 1 6 がポンプボディ 1 4 に対しポンプ軸心 RC1 まわりに相対回転するに伴って、スライダ部材 1 6 をポンプ軸心 RC1 方向に往復させることになる。そのカム溝 6 0 は、ポンプロータ 1 2 とポンプボディ 1 4 とが相対的に 1 回転する毎にスライダ部材 1 6 をポンプ軸心 RC1 方向に 2 回以上往復させるように形成されているのが好ましく、本実施例では図 7 に示すように、スライダ部材 1 6 を 2 回往復させるように形成されている。

[0026] 図 7 におけるスライダ部材 1 6 の動作を、ポンプロータ 1 2 が図 1 の矢印 A Rrt 方向に回転する場合すなわち正方向に回転する場合を例に説明すると、[1] ~ [7] 位置および [15] ~ [21] 位置では、スライダ部材 1 6 は、ポンプロータ 1 2 が回転するに従ってポンプカバー 1 8 から離れる方向に移動する。その

ため、ポンプカバー 18 とスライダ部材 16 との間においてポンプロータ 12 とポンプボディ 14 とスライダ部材 16 とに囲まれて形成された油室 80 の容積は、ポンプロータ 12 が回転するに従って拡大し、それにより、その油室 80 に吸入口 74 から油が吸入される。

[0027] また、[8]～[14]位置および[22]～[28]位置では、スライダ部材 16 は、ポンプロータ 12 が回転するに従ってポンプカバー 18 に近づく方向に移動する。そのため、上記油室 80 の容積は、ポンプロータ 12 が回転するに従って縮小し、それにより、その油室 80 から吐出口 76 に向けて油が吐き出される。このようなスライダ部材 16 の動作から、吸入口 74 は、スライダ部材 16 が上記油室 80 に油を吸入するポンプ軸心 RC1 まわりの周方向位置、例えば図 1、図 7 の [1]～[7]位置および[15]～[21]位置にて、開口して設けられている。また、吐出口 76、スライダ部材 16 が上記油室 80 から油を吐き出させるポンプ軸心 RC1 まわりの周方向位置、例えば図 1、図 7 の [8]～[14]位置および[22]～[28]位置にて、開口して設けられている。要するに、車両用オイルポンプ 10 では、スライダ部材 16 がポンプロータ 12 の 1 回転当たり 2 回往復し、油の吸入吐出工程がポンプロータ 12 の 1 回転当たり 2 回行われるので、吸入口 74 および吐出口 76 はそれぞれ 2 箇所ずつ設けられている。このことから判るように、ポンプロータ 12 の 1 回転当たりのスライダ部材 16 の往復回数と、吸入口 74 および吐出口 76 のそれぞれの配設数とは互いに同数になっている。上記図 7 を用いて説明したように、上記油室 80 の各容積が、ポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との相対回転角度に対応するスライダ部材 16 の往復運動によって変化するので、車両用オイルポンプ 10 はポンプロータ 12 を回転駆動させることによりポンプとして機能する。

[0028] 次に、本実施例の車両用オイルポンプ 10 が従来のオイルポンプに対して優れている点について説明する。図 8 は、従来の内接形歯車ポンプ 710 と本実施例の車両用オイルポンプ 10 とのそれぞれにおいて、油の剪断による摩擦損失（単位は例えば Nm）とポンプの回転速度との関係を表したグラフで

ある。図 8 (a) は上記内接形歯車ポンプ 710 における上記摩擦損失とポンプの回転速度との関係を表しており、図 8 (b) は車両用オイルポンプ 10 における上記摩擦損失とポンプの回転速度との関係を表している。その図 8 (a) の縦軸及び横軸と、図 8 (b) の縦軸及び横軸とはそれぞれ、対比可能なように、相互に同一のスケールで表示されている。また、図 9 は、図 8 にて上記摩擦損失とポンプの回転速度との関係が表された内接形歯車ポンプ 710 の概略図である。図 9 の内接形歯車ポンプ 710 は一般的な内接形歯車ポンプであって、外歯を有するドライブギヤ 712 とその外歯に噛み合う内歯を有するドリブンギヤ 714 とを備えている。そのドライブギヤ 712 のシャフト貫通穴 716 には、ポンプを駆動する駆動軸がドライブギヤ 712 と相対回転不能に嵌合されている。そして、ドライブギヤ 712 が上記駆動軸によって回転駆動されると、そのドライブギヤ 712 によってドリブンギヤ 714 が回転させられ、内接形歯車ポンプ 710 がポンプとして機能する。

[0029] 図 8 では、図 8 (a) と (b) との間で適切な相互比較を行うため、車両用オイルポンプ 10 と内接形歯車ポンプ 710 との間で、両ポンプ 10, 710 の理論吐出量、ポンプロータ 12 とドライブギヤ 712 との軸方向幅、ポンプロータ 12 の内周面 24 の直径とシャフト貫通穴 716 の直径は、それぞれ相互に同一値とされている。図 8 (a) において、「ドリブンギヤ外周面」の摩擦損失すなわち摩擦損失トルクは下記式 (1) により L_1 (単位は Nm) として算出されている。また、図 8 (a) において、「ギヤ側面」の摩擦損失 (摩擦損失トルク) は下記式 (2) により算出されるドリブンギヤ 714 の側面の摩擦損失 L_2 (単位は Nm) と、下記式 (3) により算出されるドライブギヤ 712 の側面の摩擦損失 L_3 (単位は Nm) とを合計したものである。上記ドリブンギヤ 714 およびドライブギヤ 712 のそれぞれの側面とはそれらの軸方向に垂直な側面のことである。図 8 (b) における「ギヤ側面」の摩擦損失トルクとは、ポンプカバー 18 の内側側面 78 に対向するポンプロータ 12 の側面においてそのポンプロータ 12 とポンプカバー 18 との

間での油の剪断による摩擦損失トルク（単位はNm）である。

$$L_1 = (\pi \times \mu \times n^2) / (1800 \times 10200) \times (Z_1 / Z_2) \times B \times D^3 / S_n \quad \dots (1)$$

$$L_2 = (\pi \times \mu \times n^2) / (1800 \times 10200) \times (Z_1 / Z_2) \times (D^4 - D_{f2}^4) / (8 \times S_a) \quad \dots (2)$$

$$L_3 = (\pi \times \mu \times n^2) / (1800 \times 10200) \times (D_{p1}^4 - D_{f1}^4) / (8 \times S_a) \quad \dots (3)$$

[0030] ここで、上記式（１）～式（３）において、 μ はオイル（油）の粘度（単位は $\text{kgf} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$ ）であり、 n はドライブギヤ７１２の回転速度（単位はrpm）であり、 Z_1 はドライブギヤ７１２の歯数であり、 Z_2 はドリブンギヤ７１４の歯数であり、 B はドリブンギヤ７１４の歯幅（単位はcm）であり、 D はドリブンギヤ７１４の外径（単位はcm）であり、 S_n はドリブンギヤ７１４の外周面７１８（図９参照）とその外周面７１８が摺動する非回転部材との間の径方向隙間すなわちボディクリアランス（単位はcm）であり、 D_{f2} はドリブンギヤ７１４の歯元径（単位はcm）であり、 D_{f1} はドライブギヤ７１２の歯元径（単位はcm）であり、 S_a はドライブギヤ７１２及びドリブンギヤ７１４と非回転部材との間の軸方向隙間すなわちサイドクリアランス（単位はcm）であり、 D_{p1} はドライブギヤ７１２のピッチ円径（単位はcm）である。

[0031] また、車両用オイルポンプ１０では、ポンプロータ１２が回転すると、スライダ部材１６がポンプロータ１２及びポンプボディ１４に対して摺動するので、そのスライダ部材１６の摺動面において油の剪断による摩擦損失が生じる。そこで、そのスライダ部材１６の摺動面で生じる摩擦損失トルクを簡易に算出するため、滑らかに湾曲しているカム溝６０が図１０に示すように直線的な軌跡を有すると仮定して上記摺動面で生じる摩擦損失トルクを算出している。図１０は、直線的な軌跡を有すると仮定されたカム溝６０のポンプ軸心RC1まわりの１周分を一平面上に展開したカム溝６０の簡略化モデル図である。図１０において、 L_{TOTAL} はポンプ軸心RC1まわり１周分のカム溝６０全長を示し、STRKはカム溝６０のポンプ軸心RC1方向の振れ幅すなわちスライダ

部材 16 のポンプ軸心 RC1 方向ストロークを示し、 L_{QT} は上記全長 L_{TOTAL} の $1/4$ の長さすなわち上記ストローク STRK に対応した周方向長さを示し、 θ はポンプ軸心 RC1 に垂直な平面に対するカム溝 60 の角度すなわち溝角度を示し、 F_x はスライダ部材 16 の摺動面で生じる摩擦力のポンプ軸心 RC1 方向成分を示している。この図 10 のようにカム溝 60 を仮定して、スライダ部材 16 の摺動面で生じる摩擦損失トルクを算出した結果、その摩擦損失トルクは、極めて小さい値となったので、図 8 (b) には表示されていない。また、車両用オイルポンプ 10 には、内接形歯車ポンプ 710 におけるドリブンギヤ 714 の外周面に相当する箇所が存在しないので、図 8 (b) には、そのドリブンギヤ 714 の外周面に相当する箇所で生じる摩擦損失トルクは表示されていない。

[0032] 上述した図 8 (a) と図 8 (b) とを対比して、車両用オイルポンプ 10 と内接形歯車ポンプ 710 との摩擦損失トルクを互いに比較してもよいが、より比較し易くするため、図 8 (a) (b) に表された両ポンプ 10, 710 の上記摩擦損失トルクとポンプの回転速度との関係が 1 つのグラフすなわち図 11 に表されている。その図 11 において、両ポンプ 10, 710 の上記摩擦損失トルクを相互に比較すれば判るように、本実施例の車両用オイルポンプ 10 では、内接形歯車ポンプ 710 と比較して、油の剪断に起因した摩擦損失トルクを低く抑えることが可能である。この図 11 に示すように、車両用オイルポンプ 10 における油の剪断に起因した摩擦損失が内接形歯車ポンプ 710 に比して低くなるのは、内接形歯車ポンプ 710 における上記摩擦損失の主要因となっているドリブンギヤ 714 の側面および外周面に相当する箇所が本実施例の車両用オイルポンプ 10 には存在しないからである。また、本実施例の車両用オイルポンプ 10 ではポンプロータ 12 の 1 回転あたりスライダ部材 16 は 2 回往復するだけであるので、スライダ部材 16 のポンプ軸心 RC1 方向の摺動速度が極めて小さく、スライダ部材 16 の摺動面で生じる上記摩擦損失が極めて小さくなるからである。また、図 1 に示すように、本実施例の車両用オイルポンプ 10 では、ポンプカバー 18 におい

てスライダ部材 16 にポンプ軸心 RC1 方向で対向する箇所は、殆どが吸入口 74 または吐出口 76 であって開口しており、その吸入口 74 及び吐出口 76 では、ポンプロータ 12 がポンプカバー 18 に対して回転しても前記油の剪断に起因した摩擦損失は殆ど発生しないからである。更に、内接形歯車ポンプ 710 では、ドライブギヤ 712 とドリブンギヤ 714 とが互いに偏心して噛み合っているため、上記油の剪断に起因した摩擦損失に加えて、そのギヤ同士の噛合いに起因した摩擦損失も発生する。従って、そのギヤ同士の噛合いに起因した摩擦損失すなわちギヤ同士が擦れ合う摩擦損失をも加味すれば、内接形歯車ポンプ 710 の摩擦損失は、図 11 に示す摩擦損失よりも更に大きくなる。

[0033] 図 12 は、本実施例の車両用オイルポンプ 10 において油圧により生じるポンプロータ 12 の回転方向の抗力を、図 10 の簡略化モデル図の一部を抜粋して示した図である。図 13 は、本実施例の車両用オイルポンプ 10 においてスライダ部材 16 の突部 42 とその突部 42 が摺動するカム溝 60 の側面（摩擦面）との摩擦により生じるポンプロータ 12 の回転方向の抗力を、図 10 の簡略化モデル図の一部を抜粋して示した図である。そして、図 14 は、カム溝 60 の溝角度 θ （図 10 参照）と、図 12 及び図 13 に表された力及び駆動トルク T_{fo} のそれぞれとの関係を示したグラフである。図 12、図 13、及び図 14 において、STRK、 L_{QT} 、 θ は図 10 に用いられているものと同じであり、矢印 AR02 はポンプロータ 12 の回転方向を示しており、 F_{x0} はスライダ部材 16 にかかるポンプ軸心 RC1 方向の力（吐出側を正方向）を示しており、 F_{r0} は油室 80 内の油圧による力のポンプロータ回転方向抗力を示しており、 F_v はカム溝 60 の上記摩擦面に垂直な摩擦面垂直抗力を示しており、 μ はカム溝 60 と上記突部 42 との動摩擦係数（鋼と鋼との動摩擦係数）を示しており、 F_{μ} はカム溝 60 に沿った動摩擦力を示しており、 $F_{r\mu}$ は上記動摩擦力 F_{μ} のポンプロータ回転方向成分すなわち摩擦による力のポンプロータ回転方向抗力を示しており、 T_{fo} は車両用オイルポンプ 10 を回転駆動させるために要する駆動トルクを示している。その車両用オイルポンプ 10 の駆動

トルク T_{fo} は、主として、油圧による反カトルクと、カム溝60と突部42との摩擦による反カトルクとに対抗するものであるので、上記油圧による力のポンプロータ回転方向抗力 F_{ro} と上記摩擦による力のポンプロータ回転方向抗力 $F_{r\mu}$ との和として算出される ($T_{fo}=F_{ro}+F_{r\mu}$)。図14に示すように、本実施例の車両用オイルポンプ10では、カム溝60の溝角度 θ が大きくなるほど、大きな駆動トルク T_{fo} が必要となる。

[0034] ここで、ポンプの駆動トルクに関して、本実施例の車両用オイルポンプ10と図9の内接形歯車ポンプ710とを比較してみる。そのための図が図15である。図15は、ポンプの駆動トルクと前記カム溝60の溝角度 θ との関係を、図9の内接形歯車ポンプ710と本実施例の車両用オイルポンプ10とに関して示したグラフである。図15では、適切な相互比較を行うため、車両用オイルポンプ10と内接形歯車ポンプ710との間で、両ポンプ10、710の理論吐出量、吐出圧、及び吸入圧は、それぞれ相互に同一値とされている。図15に示される車両用オイルポンプ10の駆動トルク T_{fo} は図14のものと同一である。図15において、内接形歯車ポンプ710にはそもそもカム溝60の溝角度 θ というものが無いので、その内接形歯車ポンプ710の駆動トルクは一定値で示されており、具体的にその内接形歯車ポンプ710の駆動トルクは下記式(4)により算出される。下記式(4)において、 T_3 は内接形歯車ポンプ710の駆動トルク(単位はNm)であり、 ΔP は吐出圧と吸入圧との油圧差(=吐出圧-吸入圧)すなわち差圧(単位はkgf/cm²)であり、 Q は内接形歯車ポンプ710の吐出量(単位はcm³/s)であり、 N はドライブギヤ712の回転速度(単位はrpm)である。

$$T_3 = (30 \times \Delta P \times Q) / (\pi \times N) \times 9.8 \times 10^{-2} \quad \dots (4)$$

[0035] 図15に示すように、本実施例の車両用オイルポンプ10は、カム溝60の溝角度 θ が大きくなるほど、大きな駆動トルク T_{fo} を必要とする。しかし、図15から、車両用オイルポンプ10では、カム溝60の溝角度 θ を、車両用オイルポンプ10の駆動トルク T_{fo} が内接形歯車ポンプ710の駆動トルク T_3 を超える所定角度以下に設定することで、内接形歯車ポンプ710との比較

において車両用オイルポンプ１０の駆動トルク T_{fo} を低減できることが判る。

[0036] 図１６は、本実施例の車両用オイルポンプ１０と図９の内接形歯車ポンプ７１０との間で耐キャビテーション性能を比較するために、それぞれのポンプにおいて、ポンプの回転速度（単位はrpm）とポンプの吸入流速（単位はm/s）との関係を表したグラフである。図１６では、キャビテーションを回避できる上限の吸入流速すなわちキャビテーション限界流速がLMTGとして示されている。図１６では、適切な相互比較を行うため、車両用オイルポンプ１０と内接形歯車ポンプ７１０との間で、両ポンプ１０，７１０の理論吐出量、ポンプロータ１２とドライブギヤ７１２との軸方向幅、ポンプロータ１２の内周面２４の直径とシャフト貫通穴７１６の直径は、それぞれ相互に同一値とされている。また、内接形歯車ポンプ７１０の吸入流速 V_{Gin} は、ドライブギヤ７１２の外歯とドリブンギヤ７１４の内歯との間で油の吸入に寄与する軸方向に垂直な吸入面積 A_{Gin} （図９の破線による斜線部）で、吸入流量 Q_{Gin} （単位は m^3/s ）を割ることによって算出される（ $V_{Gin}=Q_{Gin}/A_{Gin}$ ）。また、本実施例の車両用オイルポンプ１０に関しては、ポンプロータ１２の１回転当たりスライダ部材１６が２回往復することと、スライダ部材１６のポンプ軸心RC1方向のストローク量STRKとに基づいて、スライダ部材１６のポンプ軸心RC1方向のスライド速度が算出され、車両用オイルポンプ１０の吸入流速 V_{lin} は、そのスライド速度に等しいとみなされる。このようにして算出された両ポンプ１０，７１０の吸入流速 V_{lin} ， V_{Gin} を図１６において比較すると、本実施例の車両用オイルポンプ１０の吸入流速 V_{lin} は内接形歯車ポンプ７１０の吸入流速 V_{Gin} に対して小さく、そのため、キャビテーション限界流速LMTGに対する余裕がより大きくなっている。更に、両ポンプ１０，７１０の吸入流速の差（ $=V_{Gin}-V_{lin}$ ）はポンプの回転速度が高いほど拡大する。従って、本実施例の車両用オイルポンプ１０は、耐キャビテーション性能において内接形歯車ポンプ７１０よりも優位であると言える。例えば、本実施例の車両用オイルポンプ１０は、内接形歯車ポンプ７１０と比較して、キャビテーションを回避しつつより高速回転で駆動できるので、車両用オイルポンプ１

0を小型化し易いというメリットがある。

[0037] 本実施例の車両用オイルポンプ10は、他の構造のポンプ、例えば、図9の内接形歯車ポンプ710やアキシアルピストンポンプ等に対して、相互に理論吐出量を同一とし且つポンプ体格を略同一として比較した場合、吐出圧の油圧脈動性能の面でも優位である。すなわち、車両用オイルポンプ10は、上記他の構造のポンプと比較して、吐出圧の脈動を小さく抑えることが可能である。なぜなら、ポンプのロータの1回転当たりの油が閉じ込められる個別油室数が多いほど、本実施例で言えば油室80の数が多いほど、上記吐出圧の脈動は小さくなるものだからである。具体的に言えば、車両用オイルポンプ10において油室80の数は28であり、車両用オイルポンプ10と同じ構造を採用すれば、内接形歯車ポンプ710の上記個別油室数に相当するドライブギヤ712の歯数、及び、アキシアルピストンポンプの上記個別油室数に相当するピストン数よりも、格段に多くの油室80を設けることが可能だからである。

[0038] 本実施例の車両用オイルポンプ10の回転部材の耐偏心性能に関して、例えば図9に示すような内接形歯車ポンプ710と比較して説明する。例えば、ポンプでは吐出口の油圧は吸入口の油圧よりも当然大きいので、内接形歯車ポンプ710では、吸入口近傍と吐出口近傍との間の油圧差が、ドリブンギヤ714を偏心させる偏心力として作用する。そして、ドリブンギヤ714は、クレセントが無いので、上記油圧差による偏心力によって本来の回転軸心に対し偏心させられる。その一方で、ドライブギヤ712は駆動軸によって支持されているので、殆ど偏心しない。このようなことから、内接形歯車ポンプ710では、ドライブギヤ712とドリブンギヤ714との噛合わせが悪化し、歯打ち音が発生し易い。しかし、本実施例の車両用オイルポンプ10では、図1に示すように吸入口74がポンプ軸心RC1を中心として対角配置されており且つ吐出口76がポンプ軸心RC1を中心として対角配置されているので、ポンプ軸心RC1まわりの油圧バランスが良く、吸入口74近傍と吐出口76近傍との間の油圧差は、ポンプロータ12に対する上記偏心力を殆

ど生じさせない。図 1 では吸入口 7 4 と吐出口 7 6 とが合計 2 組存在するが、例えば仮に、スライダ部材 1 6 がポンプロータ 1 2 の 1 回転当たり 3 回往復し且つ図 1 7 のように上記吸入口 7 4 と吐出口 7 6 とが合計 3 組であっても、同様に上記油圧バランスが良く、上記油圧差はポンプロータ 1 2 に対する上記偏心力を殆ど生じさせない。また、ポンプロータ 1 2 の軸心とポンプボディ 1 4 の軸心とはポンプ軸心 RC1 であって同一である。このようなことから、本実施例の車両用オイルポンプ 1 0 は、上記内接形歯車ポンプ 7 1 0 に対して、回転部材の耐偏心性能の面で優位である。

[0039] 本実施例の車両用オイルポンプ 1 0 には次のような効果 (A 1) 乃至 (A 4) がある。(A 1) 本実施例によれば、ポンプロータ 1 2 に対してポンプ軸心 RC1 まわりの周方向に相対移動不能且つそのポンプ軸心 RC1 に平行な方向に摺動可能な複数のスライダ部材 1 6 が、ポンプ軸心 RC1 に直交する方向でポンプロータ 1 2 とポンプボディ 1 4 との間に介装されている。そして、そのスライダ部材 1 6 に設けられた突部 4 2 が嵌め入れられており且つスライダ部材 1 6 がポンプボディ 1 4 に対しポンプ軸心 RC1 まわりに相対回転するに伴ってそのスライダ部材 1 6 をポンプ軸心 RC1 方向に往復させるカム溝 6 0 が、ポンプロータ 1 2 に対向するポンプボディ 1 4 の内周面 5 6 に形成されている。従って、従来からあるアキシアルピストンポンプと比較して少ない種類の構成部品によって、スライダ部材 1 6 を上記アキシアルピストンポンプのピストンと同様に機能させることができるので、そのアキシアルピストンポンプと比較して簡単な構造で、車両用オイルポンプ 1 0 を構成することが可能である。また、本実施例の車両用オイルポンプ 1 0 では、ポンプロータ 1 2 とポンプボディ 1 4 とが互いに偏心されて配置されてはおらず、また、図 9 に例示したような内接形歯車ポンプ 7 1 0 で油の剪断に起因した摩擦損失を発生させるドリブンギヤ 7 1 4 の外周面 7 1 8 及び側面に相当する箇所が存在しないので、その内接形歯車ポンプ 7 1 0 と比較して動力損失を低減することが可能である。すなわち、車両用オイルポンプ 1 0 は、内接形歯車ポンプ 7 1 0 と比較して効率の良い運転を行うことが可能である。また、本実

施例の車両用オイルポンプ１０は、内接形歯車ポンプ７１０のドリブンギヤ７１４に相当する構成部品を有さないので、内接形歯車ポンプ７１０よりも小型化することが容易である。

[0040] (Ａ２) また、本実施例によれば、ポンプボディ１４において、カム溝６０は、ポンプロータ１２とポンプボディ１４とが相対的に１回転する毎にスライダ部材１６をポンプ軸心ＲＣ１方向に２回以上往復させるように形成されている。従って、油（オイル）を吸入する方向にスライダ部材１６が移動させられることによって生じる例えば油吸入部分に相当する低油圧箇所と、油を吐き出す方向にスライダ部材１６が移動させられることによって生じる例えば油吐出部分に相当する高油圧箇所とがポンプ軸心ＲＣ１まわりに交互に複数組発生するので、上記低油圧箇所と上記高油圧箇所との油圧差によってポンプロータ１２とポンプボディ１４とを互いに偏心させようとする径方向の力が相殺されるように、上記低油圧箇所である吸入口７４と上記高油圧箇所である吐出口７６とをそれぞれ配置できる（図１，図１７参照）。その結果として、例えばポンプロータ１２とポンプボディ１４とが相対的に１回転する毎にスライダ部材１６が１往復させられる場合と比較して、油圧に起因したポンプロータ１２とポンプボディ１４との互いの偏心が抑えられ、ポンプロータ１２およびポンプボディ１４の耐久性悪化を抑制できる。

[0041] (Ａ３) また、本実施例によれば、カム溝６０が形成されているポンプボディ１４は非回転部材である一方で、複数のスライダ部材１６に対してポンプ軸心ＲＣ１まわりの周方向に相対移動不能なポンプロータ１２はそのポンプ軸心ＲＣ１まわりに回転可能な回転部材である。このような構成から、ポンプロータ１２がポンプ軸心ＲＣ１まわりに回転させられると、スライダ部材１６は、ポンプ軸心ＲＣ１方向に往復運動を行いつつ、ポンプロータ１２と共にそのポンプ軸心ＲＣ１まわりに回転する。そして、ポンプボディ１４に設けられたカム溝６０は回転しない。従って、油が吸入される吸入口７４と油が吐き出される吐出口７６との各々をポンプ軸心ＲＣ１まわりに回転しない一定箇所に設けることができる。例えば仮に、ポンプロータ１２が非回転部材である一方で、ポン

プボディ 14 がポンプ軸心 RC1 まわりに回転可能な回転部材であったとすれば、スライダ部材 16 は、上記ポンプボディ 14 の回転に伴い、ポンプ軸心 RC1 まわりの周方向位置を変えずにその場で往復運動をさせられるので、車両用オイルポンプ 10 の同一箇所から交互に油の吸入と吐出とが行われることになる。そうすると、車両用オイルポンプ 10 に接続される油圧回路が、油の吸入時と吐出時とで流路を切り替える機能を備える必要が生じる。

[0042] (A4) また、本実施例によれば、スライダ部材 16 は、ポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との間においてポンプ軸心 RC1 まわりに環状に複数配設されている。そして、ポンプロータ 12 とポンプボディ 14 とスライダ部材 16 とに囲まれて形成された複数の油室 80 の各容積が、ポンプロータ 12 とポンプボディ 14 との相対回転角度に対応するスライダ部材 16 の往復運動によって変化する。従って、スライダ部材 16 を多く配設することで、車両用オイルポンプ 10 の吐出油圧の脈動を小さくすることが可能である。

[0043] 次に、本発明の他の実施例について説明する。なお、以下の実施例の説明において、実施例相互に重複する部分については、同一の符号を付してその説明を省略する。

実施例 2

[0044] 本実施例（実施例 2）の説明では、実施例 1 と異なる点を主に説明する。前述の実施例 1 では、カム溝 60 は 1 本であったが、本実施例では、実施例 1 のカム溝 60 に加えて更に別のカム溝 160 がポンプボディ 162 の内周面 56 に形成されている。本実施例でカム溝を区別して説明する際には、上記実施例 1 と同じカム溝 60 を第 1 カム溝 60 と呼び、本実施例で新たに設けられたカム溝 160 を第 2 カム溝 160 と呼ぶものとする。そして、本実施例では、スライダ部材 16 を往復させるカム溝を第 1 カム溝 60 と第 2 カム溝 160 との何れかに切り替えるカム溝切替機構 164 が、ポンプボディ 162 に設けられている。本実施例のポンプボディ 162 は、上記第 2 カム溝 160 とカム溝切替機構 164 とを備えていること以外では、実施例 1 のポンプボディ 14 と同じである。すなわち、本実施例の車両用オイルポンプ

150は、上記第2カム溝160およびカム溝切替機構164を除けば、実施例1の車両用オイルポンプ10と同じである。

[0045] 図18は、前述の図7と同様の展開図であって、車両用オイルポンプ150においてポンプ軸心RC1まわりに環状に配設された複数のスライダ部材16を直列的に1周分を展開して、そのスライダ部材16の各々のポンプ軸心RC1方向の軸方向位置を示した展開図である。図19は、図18にて一点鎖線A01で囲んだ箇所を拡大した図であって、図19(a)は図18と同じカム溝切替機構164の切替位置を表しており、図19(b)はもう一方の切替位置へカム溝切替機構164が切り替えられた状態を表している。図20は、図19(a)においてX1-X1方向に見たポンプボディ162のX1-X1矢視断面図である。

[0046] 図18に示すように、ポンプボディ162にはカム溝60、160が複数形成されている。具体的には、第1カム溝60と第2カム溝160との2本のカム溝が形成されている。上記第2カム溝160は、ポンプ軸心RC1を含む断面における第2カム溝160の位置が、ポンプ軸心RC1まわりのその断面の周方向角度に応じてポンプ軸心RC1方向に変化しないように、ポンプボディ162の内周面56の略半周にわたって形成されている。従って、スライダ部材16は、そのスライダ部材16の突部42が第2カム溝160に嵌め入れられている間は、ポンプロータ12が回転しても、ポンプ軸心RC1方向に摺動しない。

[0047] また、図19及び図20に示すように、カム溝切替機構164は、第1カム溝60と第2カム溝160との一方のカム溝を塞ぐと共に他方のカム溝を前記突部42を嵌入れ可能に開口させるカム溝切替部166と、カム溝切替部166と一体である本体部168とを備えている。カム溝切替機構164では、本体部168が油圧またはバネ力などによりポンプ軸心RC1方向に押されて移動させられることにより、図19(a)に示す第1切替位置と図19(b)に示す第2切替位置との一方に切り替えられる。例えば、図20に示すように、上記本体部168は、ポンプボディ162に形成されたシリンダ

ボア 170 内にポンプ軸心 RC1 方向に摺動可能に嵌め入れられている。そして、シリンダボア 170 内において、本体部 168 を挟んでポンプ軸心 RC1 方向の一方（第 2 切替位置側）にはコイルバネ 172 が設けられており、他方（第 1 切替位置側）には油室 174 が形成されている。本体部 168 は、上記コイルバネ 172 によって油室 174 の側すなわち前記第 1 切替位置側に向けて付勢されている。このような構成において、上記油室 174 に作動油圧が供給されていなければ、本体部 168 は、コイルバネ 172 の付勢力によって前記第 1 切替位置側に向けて移動させられている。一方で、作動油圧が油路 176 を介して上記油室 174 に供給されその作動油圧の本体部 168 に対する押圧力がコイルバネ 172 の付勢力を超えると、本体部 168 は、上記作動油圧の押圧力によって前記第 2 切替位置側に向けて移動させられる。

[0048] 具体的にカム溝切替機構 164 は、前記第 1 切替位置に切り替えられると、図 19 (a) に示すように、第 1 カム溝 60 が前記突部 42 を嵌め入れることができるように開口させられると共に、第 2 カム溝 160 がその突部 42 を嵌め入れることができないように塞がれる。また、カム溝切替機構 164 は、例えばカム溝切替部 166 及び本体部 168 が矢印 AR03（図 20 参照）に示すようにポンプ軸心 RC1 方向に移動させられ、前記第 2 切替位置に切り替えられると、図 19 (b) に示すように、第 1 カム溝 60 が前記突部 42 を嵌め入れることができないように塞がれると共に、第 2 カム溝 160 がその突部 42 を嵌め入れることができるように開口させられる。このようにして、カム溝切替機構 164 は、複数のカム溝 60, 160 のうちの何れかに、具体的には第 1 カム溝 60 と第 2 カム溝 160 とのうちの何れかに、スライダ部材 16 の突部 42 が嵌め入れられるカム溝を切り替える。なお、本実施例のカム溝切替機構 164 は、ポンプロータ 12 が正方向（図 1 の矢印 ARrt 方向）に回転することを前提として構成されている。

[0049] 本実施例では、前述の実施例 1 の効果 (A1) 乃至 (A4) に加え、更に次のような効果 (B1) がある。(B1) 本実施例によれば、ポンプボディ 162 にはカム溝 60, 160 が複数形成されており、カム溝切替機構 16

4は、スライダ部材16の突部42が嵌め入れられるカム溝を上記複数のカム溝60、160のうちの何れかに切り替える。従って、上記突部42が嵌め入れられるカム溝をカム溝切替機構164によって切り替えることで、車両用オイルポンプ150の吐出流量を切り替えることができる。例えば、カム溝切替機構164が前記第1切替位置に切り替えられた場合にはスライダ部材16はポンプロータ12の1回転当たり2回往復するところ、カム溝切替機構164が前記第2切替位置に切り替えられた場合には第2カム溝160が有効となってスライダ部材16はポンプロータ12の1回転当たり略1回しか往復しないので、カム溝切替機構164を前記第1切替位置から前記第2切替位置に切り替えることで、ポンプロータ12の回転速度を変更せずに、車両用オイルポンプ150の吐出流量を略半減することができる。

[0050] 以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

[0051] 例えば、前述の実施例1、2において、スライダ部材16のピストン部40は図4の正面図では扇形形状をしているが、その外形形状は扇形形状に限定されるわけではない。

[0052] また、前述の実施例1、2において、カム溝60は、ポンプロータ12とポンプボディ14とが相対的に1回転する毎にスライダ部材16をポンプ軸心RC1方向に2回往復させるように形成されているが、そのスライダ部材16を1回往復させるように形成されていてもよいし、或いは、3回以上往復させるように形成されていてもよい。なお、1回転当たりのスライダ部材16の往復回数と吸入口74の数と吐出口76の数とは相互に同数であり、例えば、スライダ部材16が1回転当たり3回往復するのであれば、吸入口74と吐出口76とはそれぞれ3箇所ずつ設けられる。

[0053] また、前述の実施例1、2において、図1～図6に示すように、スライダ部材16の突部42は、ポンプ軸心RC1を中心とする外周側に突き出て設けられており、ポンプボディ14のカム溝60はそのポンプボディ14の内周面

56に設けられているが、その突部42およびカム溝60は、スライダ部材16がポンプロータ12の回転に伴ってポンプ軸心RC1方向に往復運動させられればよく、図1～図6に示す配置に限定されるわけではない。

[0054] また、前述の実施例1において、図1のように、吐出口76は2箇所に設けられているので、吐出口76毎に吐出圧を違えて、2箇所の吐出口76の各々から別個の油圧制御回路に元圧が供給されても差し支えない。そのように個々の油圧制御回路に適した吐出圧とされることで、例えば2箇所の吐出口76を1系統に統一した後に個々の油圧制御回路に分岐する場合と比較して、ポンプ仕事 W （＝吐出圧×吐出流量）を低減できる。

[0055] また、前述の実施例1において、ポンプロータ12の1回転当たりスライダ部材16は2回往復し、そのスライダ部材16のストローク量STRK1は1往復目と2往復目とでは互いに等しいが、互いに異なるストローク量STRKであっても差し支えない。

[0056] また、前述の実施例2において、ポンプボディ162には2本のカム溝60、160が並列的に形成されているが、例えば、ポンプボディ162に3本以上のカム溝が形成されており、カム溝切替機構164は、スライダ部材16の突部42が嵌め入れられるカム溝をその複数のカム溝のうちの何れかに切り替えるものであっても差し支えない。

[0057] また、前述の実施例1、2において、車両用オイルポンプ10、150は、エンジンによって回転駆動されるが、駆動力源に特に限定はなく、例えば、電動モータによって回転駆動されても差し支えない。

[0058] また、前述の実施例1、2において、車両用オイルポンプ10、150の用途として、車両用変速機の油圧供給源が示されているが、車両用オイルポンプ10、150の用途はそれに限定されるものでない。

[0059] また、前述の実施例1、2において、カム溝60はポンプボディ14に形成されており、且つ、スライダ部材16は、ポンプロータ12に対して、ポンプ軸心RC1まわりの周方向に相対移動不能且つポンプ軸心RC1に平行な方向に摺動可能に設けられているが、逆に、カム溝60がポンプロータ12に形

成されており、且つ、スライダ部材 16 が、ポンプボディ 14 に対して、ポンプ軸心 RC1 まわりの周方向に相対移動不能且つポンプ軸心 RC1 に平行な方向に摺動可能に設けられている構成も考え得る。

[0060] また、前述の実施例 1, 2 において、図 1 に示すように、スライダ部材 16 は、1 個 1 個がポンプロータ 12 の隔壁部 30 に隔てられて配設されているが、スライダ部材 16 の 1 個 1 個が隔壁部 30 に隔てられる必要はなく、例えば、2～3 個のスライダ部材 16 毎に隔壁部 30 によって隔てられていても差し支えない。

[0061] また、前述の実施例 1, 2 において、図 1 に示すように、車両用オイルポンプ 10, 150 は 28 個のスライダ部材 16 を備えているが、そのスライダ部材 16 の数は 28 個よりも少なくても多くてもよく、極端な例を示すすれば、スライダ部材 16 は 1 個でも差し支えない。

符号の説明

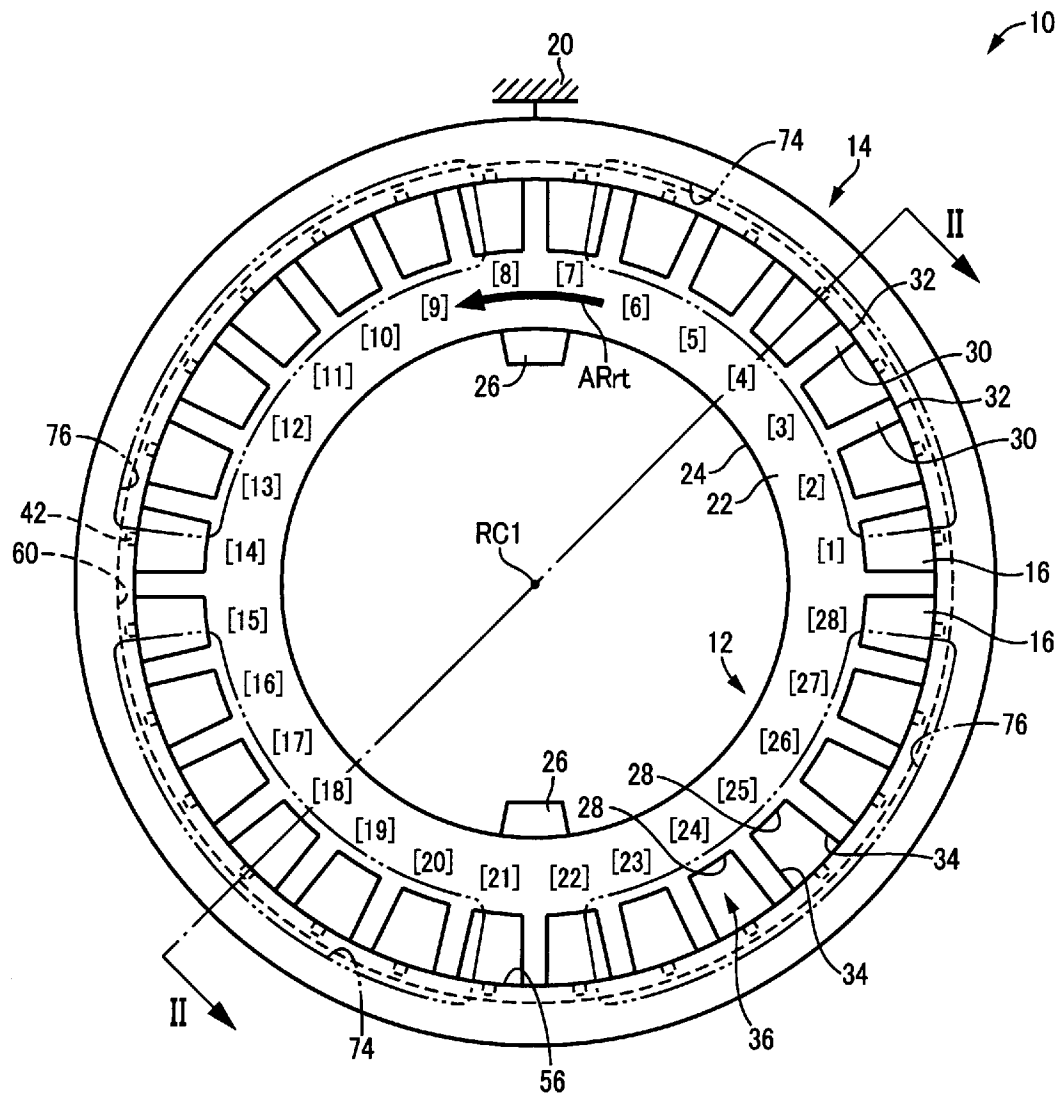
[0062] 10, 150 : 車両用オイルポンプ
12 : ポンプロータ (第 1 部材)
14, 162 : ポンプボディ (第 2 部材)
16 : スライダ部材
42 : 突部
56 : 内周面 (周面)
60 : カム溝
80 : 油室
160 : 第 2 カム溝
164 : カム溝切替機構
RC1 : ポンプ軸心 (一軸心)

請求の範囲

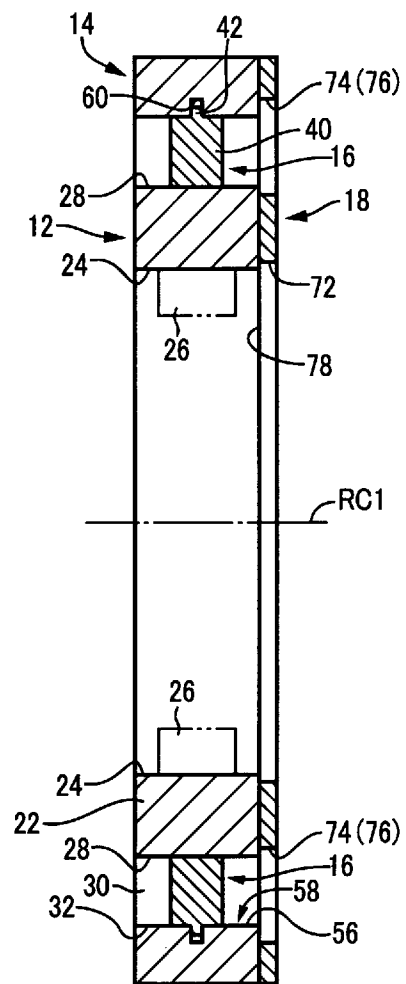
- [請求項1] 一軸心まわりに相対回転可能な第1部材および第2部材を備え、該第1部材と該第2部材との一方が他方の内周側に挿入されている車両用オイルポンプであって、
- 前記一軸心に直交する方向で前記第1部材と前記第2部材との間に介装され、該第1部材に対して該一軸心まわりの周方向に相対移動不能且つ該一軸心に平行な方向に摺動可能なスライダ部材を備えており、
- 前記スライダ部材に設けられた突部が嵌め入れられており且つ該スライダ部材が前記第2部材に対し前記一軸心まわりに相対回転するに伴って該スライダ部材を該一軸心方向に往復させるカム溝が、前記第1部材に対向する前記第2部材の周面に形成されている
- ことを特徴とする車両用オイルポンプ。
- [請求項2] 前記カム溝は、前記第1部材と前記第2部材とが相対的に1回転する毎に前記スライダ部材を前記一軸心方向に2回以上往復させるように形成されている
- ことを特徴とする請求項1に記載の車両用オイルポンプ。
- [請求項3] 前記第2部材は非回転部材である一方で、前記第1部材は前記一軸心まわりに回転可能な回転部材である
- ことを特徴とする請求項1又は2に記載の車両用オイルポンプ。
- [請求項4] 前記スライダ部材は、前記第1部材と前記第2部材との間において前記一軸心まわりに環状に複数配設されており、
- 前記第1部材と前記第2部材と前記スライダ部材とに囲まれて形成された複数の油室の各容積が、該第1部材と該第2部材との相対回転角度に対応する前記スライダ部材の往復運動によって変化する
- ことを特徴とする請求項1から3の何れか1項に記載の車両用オイルポンプ。
- [請求項5] 前記第2部材には前記カム溝が複数形成されており、

前記スライダ部材の突部が嵌め入れられるカム溝を前記複数のカム溝のうちの何れかに切り替えるカム溝切換機構を含む

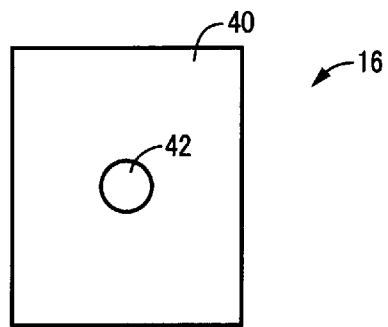
ことを特徴とする請求項 1 から 4 の何れか 1 項に記載の車両用オイルポンプ。



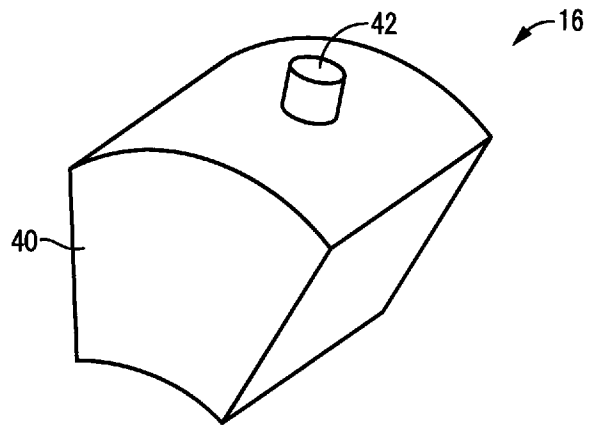
[図2]



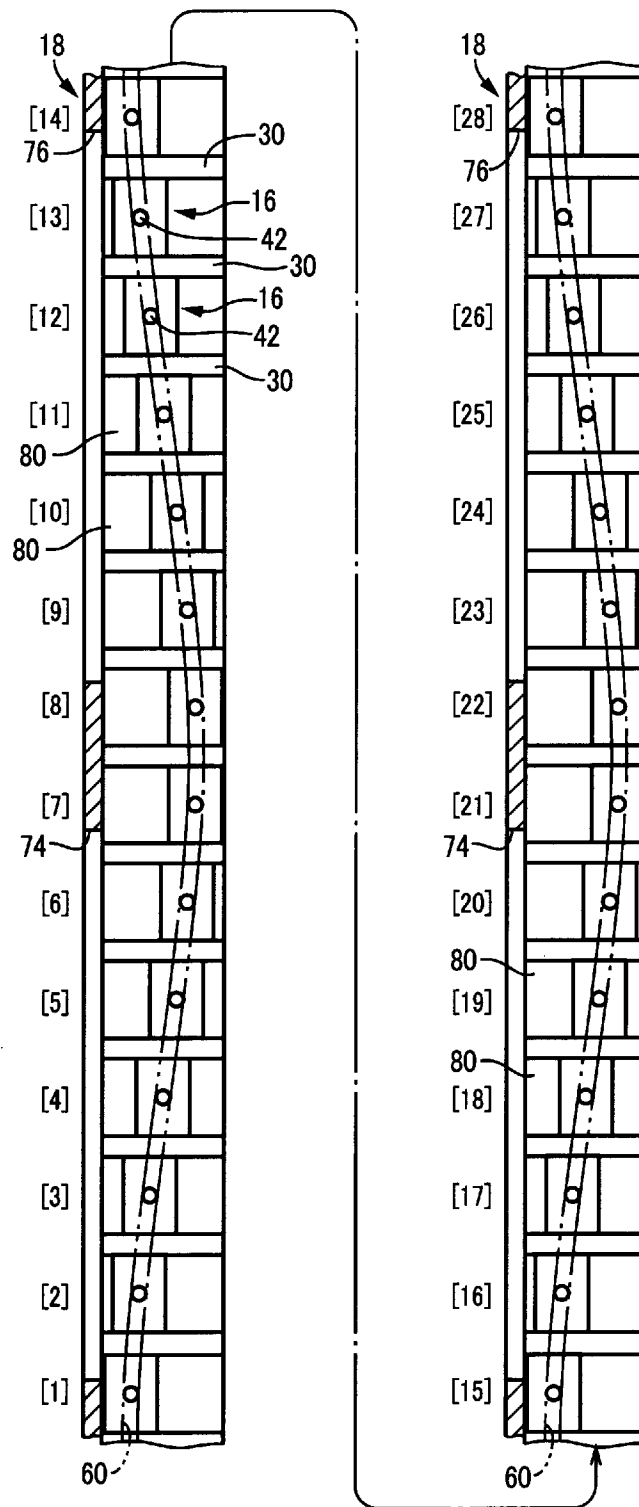
[図5]



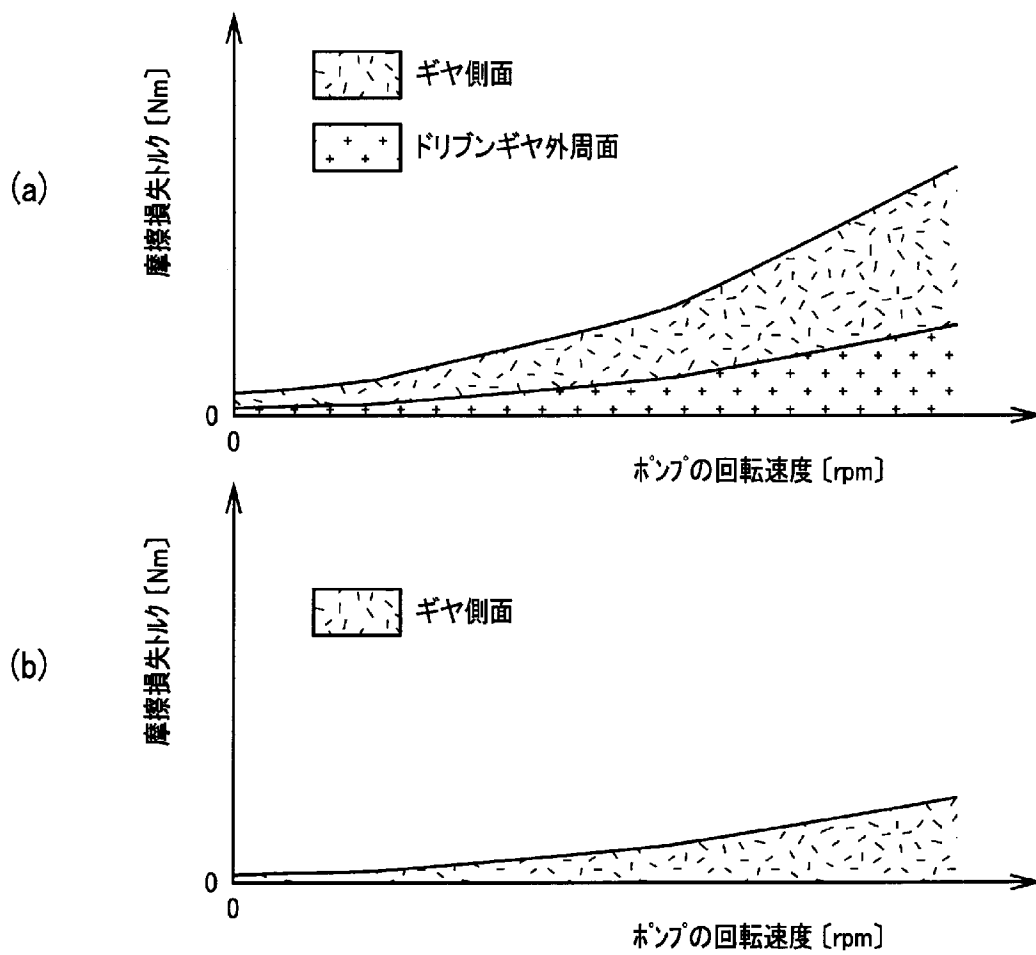
[図6]



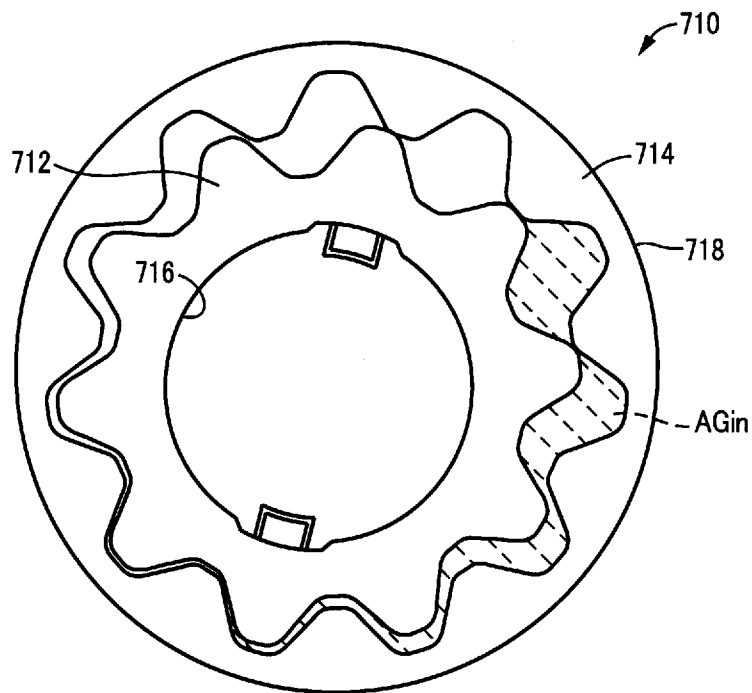
[図7]



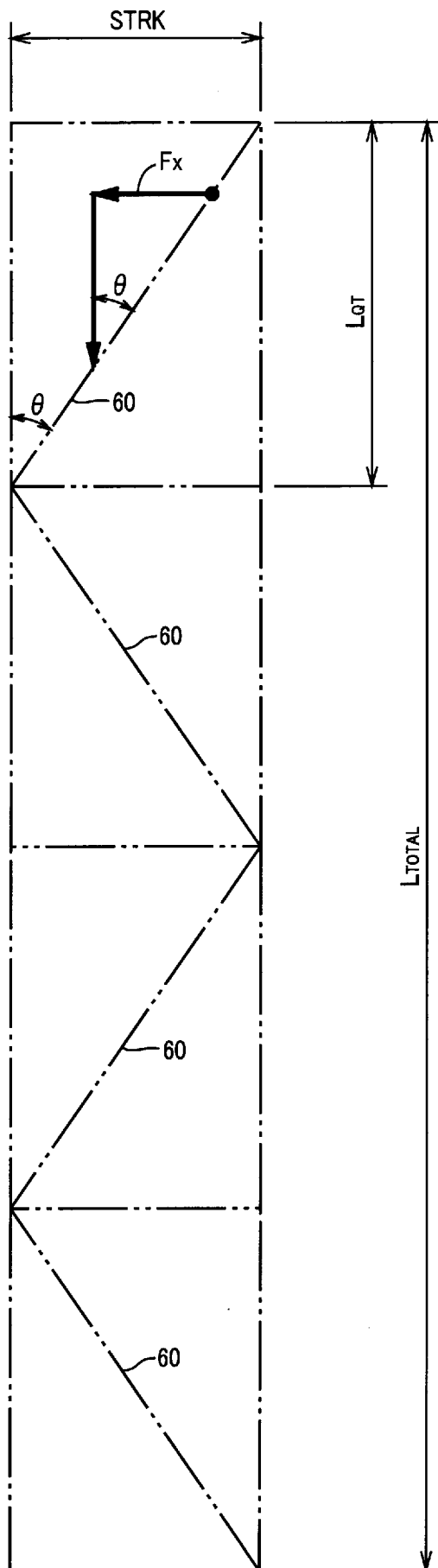
[図8]



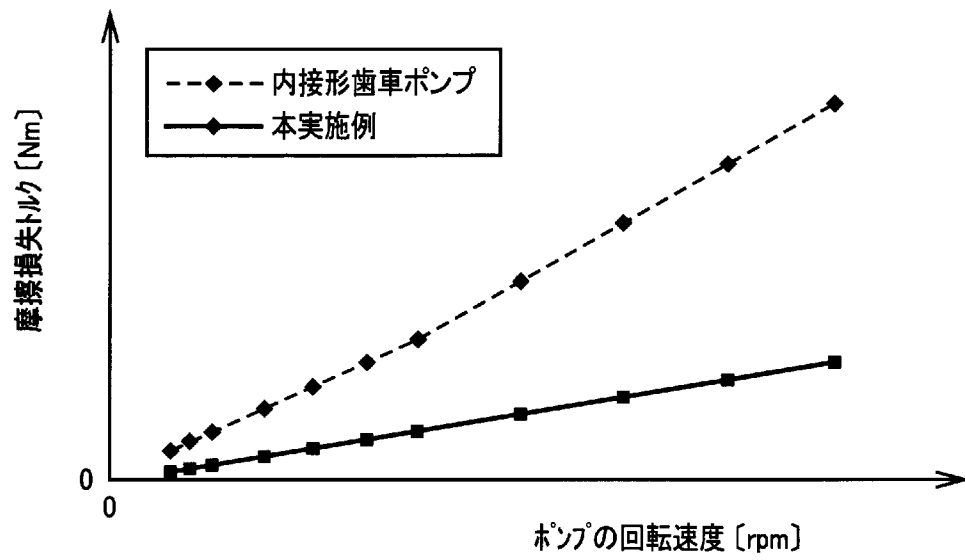
[図9]



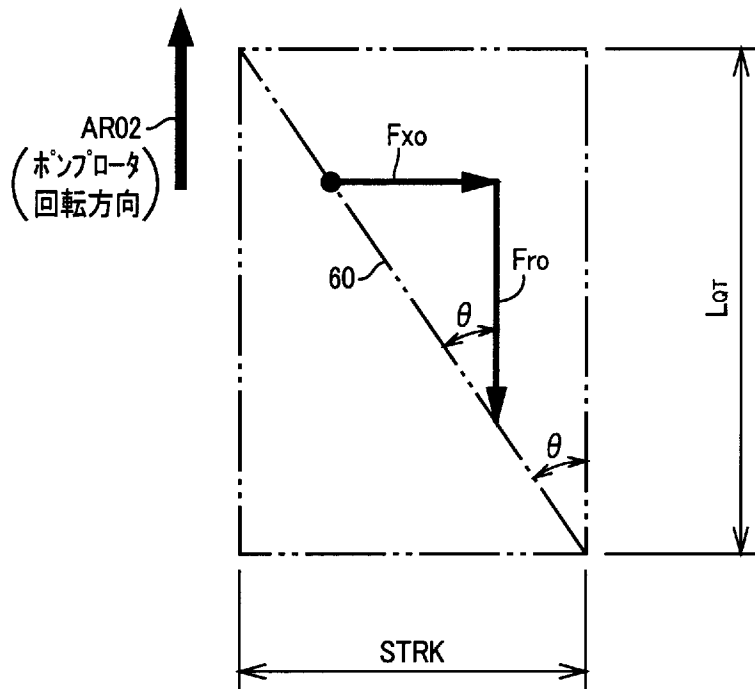
[図10]



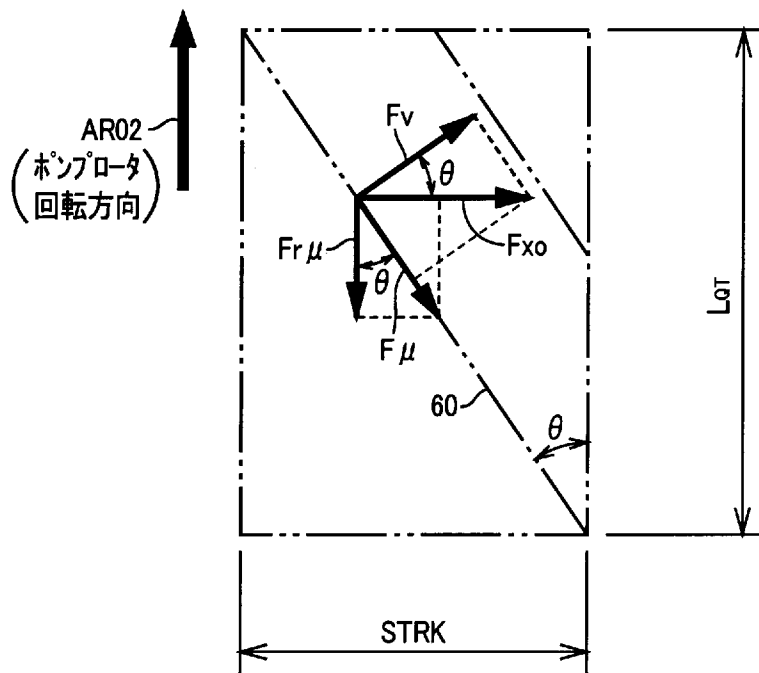
[図11]



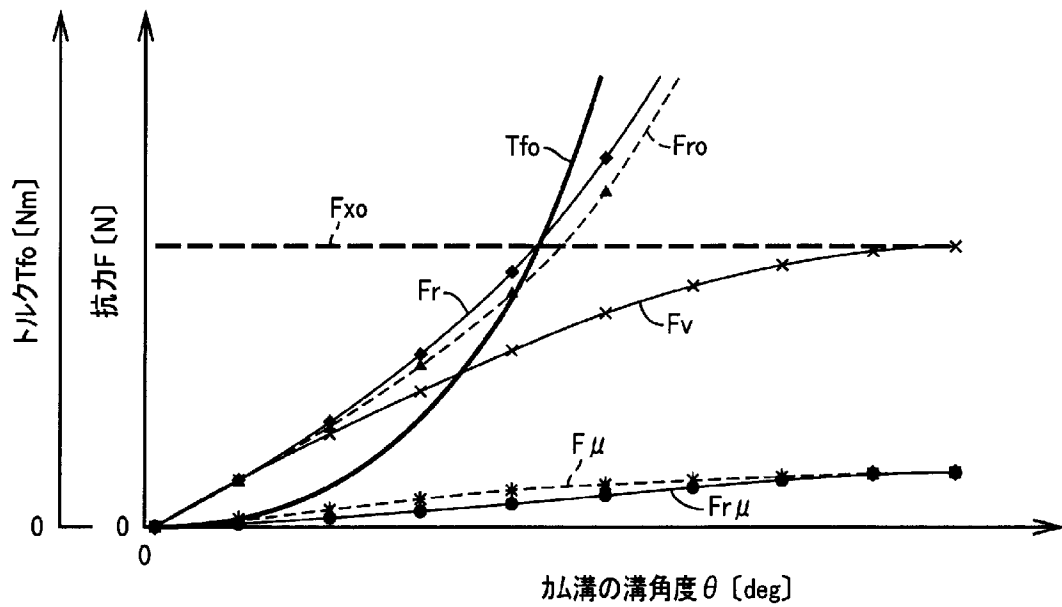
[図12]



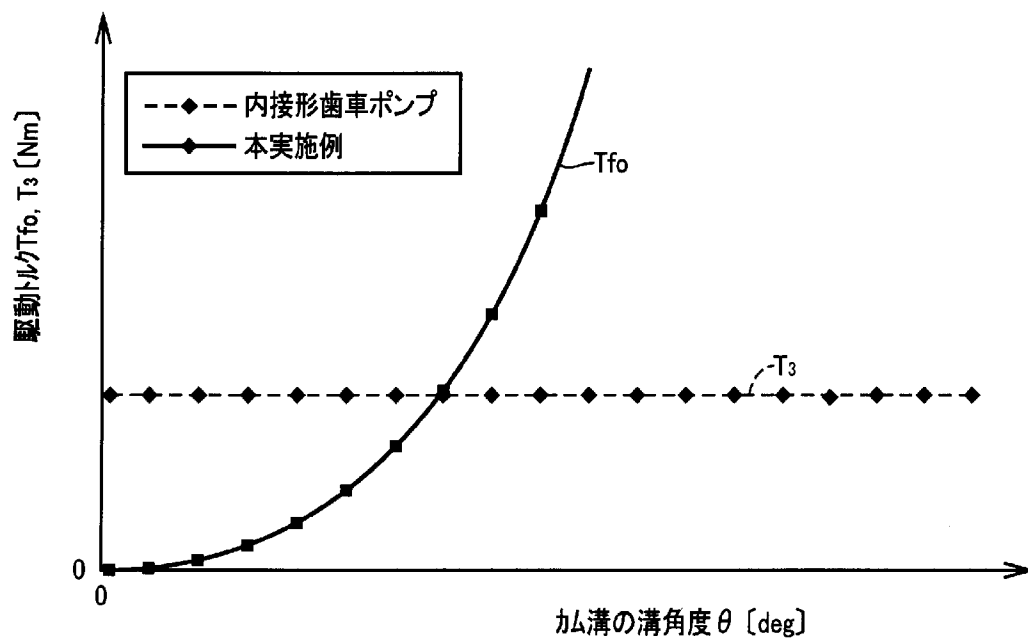
[図13]



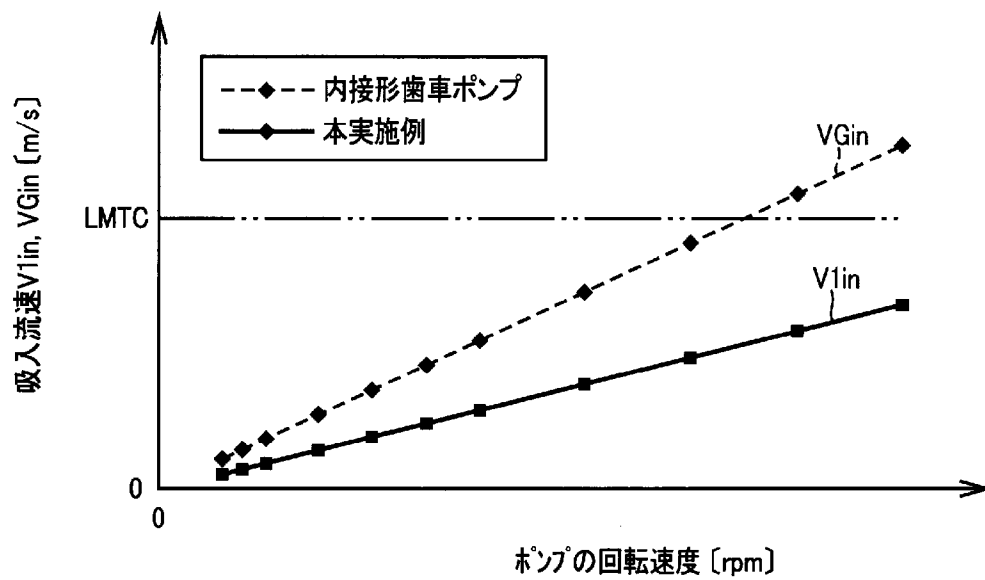
[図14]



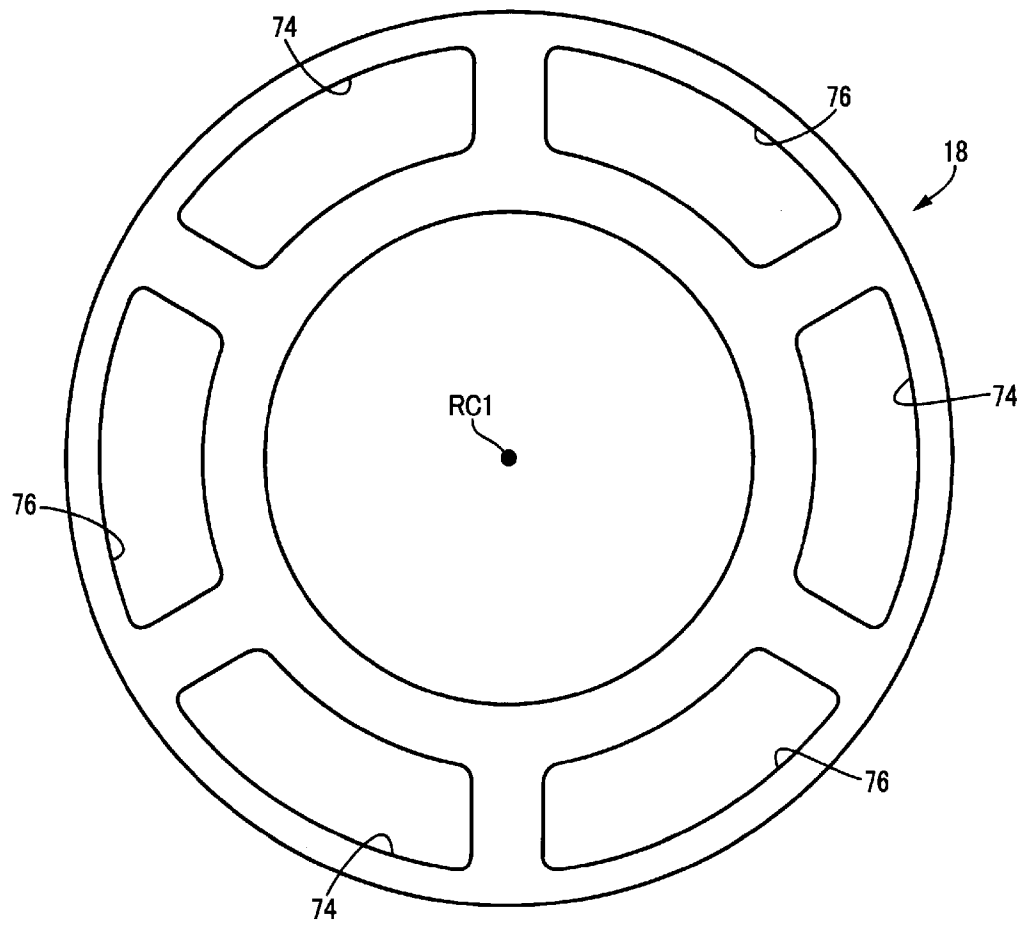
[図15]



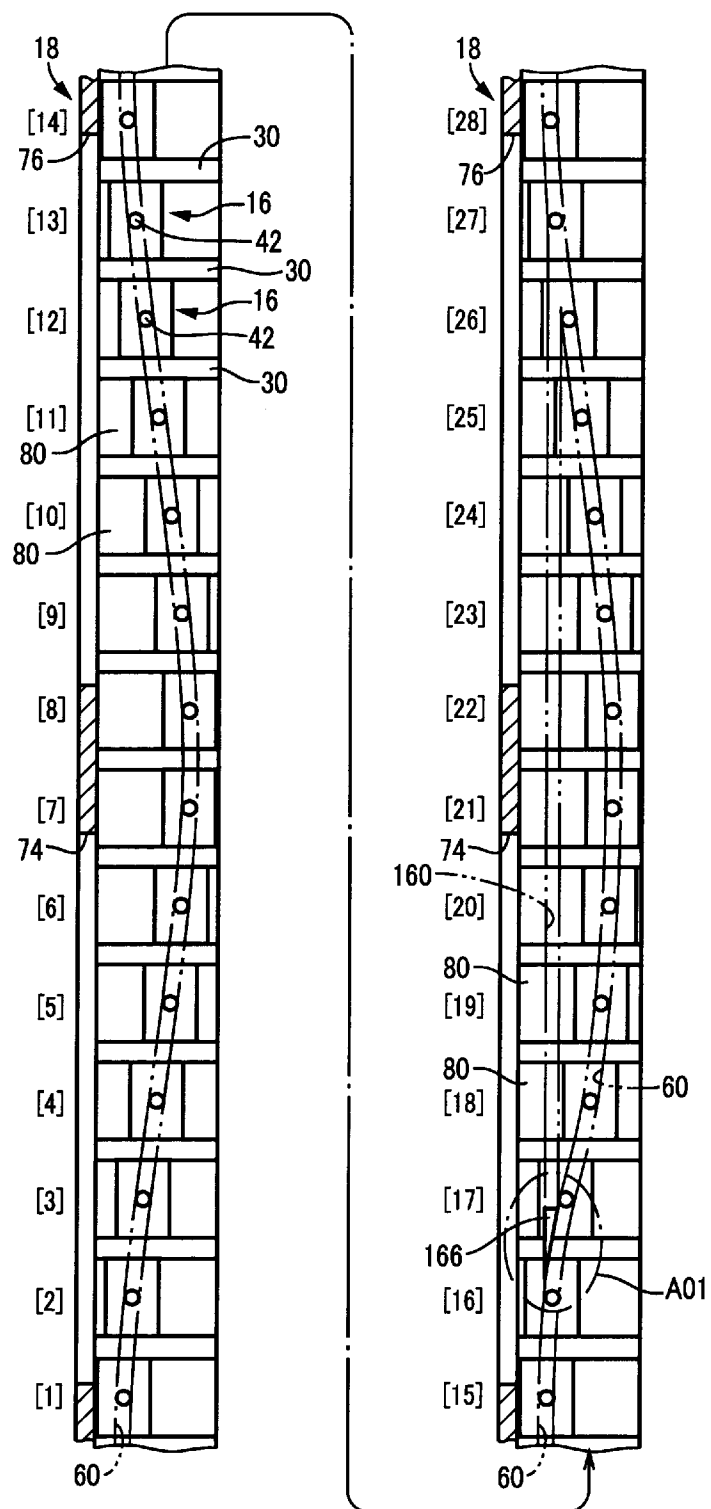
[図16]



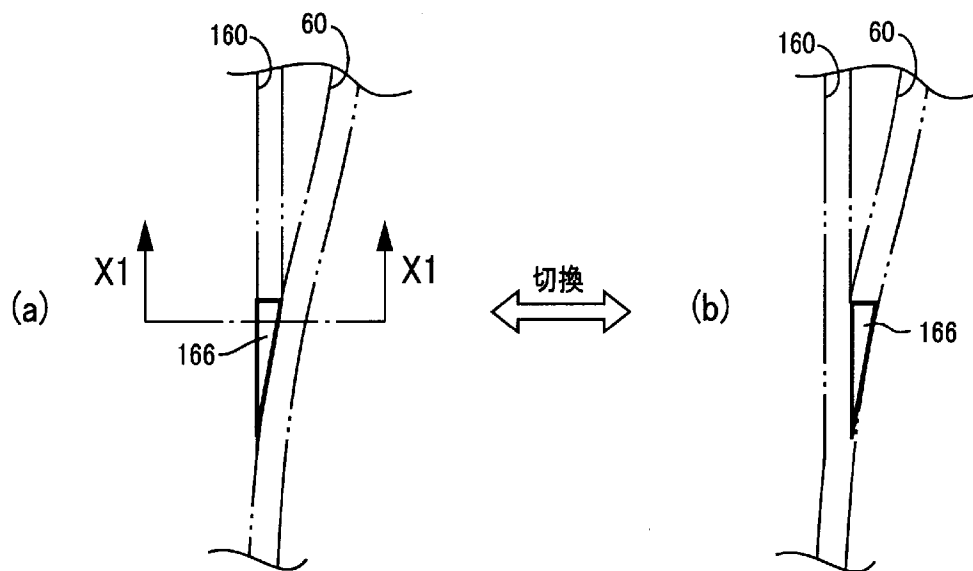
[図17]



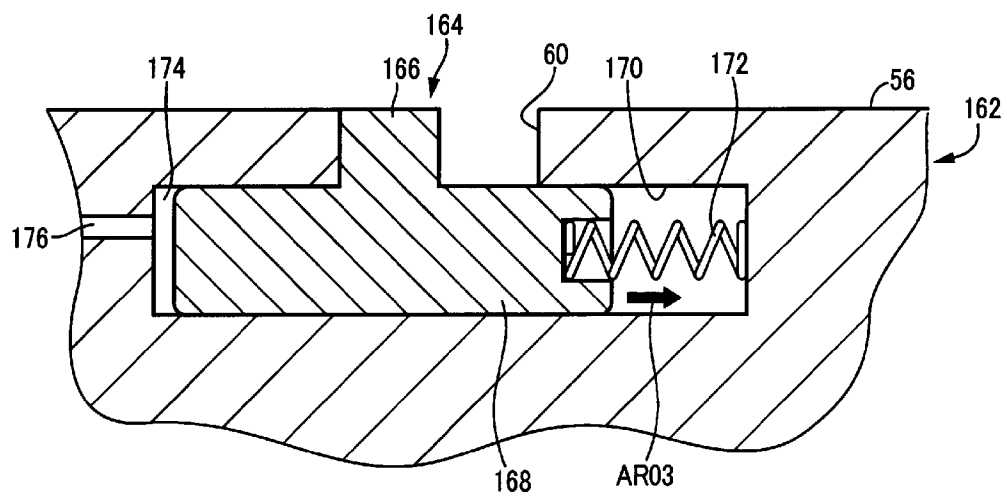
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/058558

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04B9/04 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04B9/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2011

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2011 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 11-50953 A (Sanden Corp.), 23 February 1999 (23.02.1999), paragraphs [0027] to [0030]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1, 3, 4 2 5
X Y A	JP 42-7217 B1 (Masahisa KOZAKI), 24 March 1967 (24.03.1967), page 2, left column, line 14 to page 3, left column, the last line; fig. 1 to 6 (Family: none)	1, 3, 4 2 5
Y	WO 2010/011909 A2 (RECHENMACHER, JR., William), 28 January 2010 (28.01.2010), fig. 8 (Family: none)	2

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
18 April, 2011 (18.04.11)Date of mailing of the international search report
26 April, 2011 (26.04.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/058558

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 2008/0006237 A1 (Jeffrey PAGE), 10 January 2008 (10.01.2008), fig. 9 (Family: none)	2
A	JP 2007-504391 A (Siemens AG.), 01 March 2007 (01.03.2007), fig. 1 to 4 & US 2007/0025867 A1 & WO 2005/026543 A1 & DE 10342243 A1	1-5
A	JP 52-132245 A (Bernard Gold), 05 November 1977 (05.11.1977), fig. 1 to 6 & US 4102614 A & GB 1586757 A & DE 2708284 A1 & FR 2342396 A1 & CH 604016 A5	1-5
A	DE 102009013886 A1 (LINDE MATERIAL HANDLING), 23 September 2010 (23.09.2010), fig. 3, 4 & FR 2943391 A1	1-5
A	JP 6-117359 A (Nikkiso Co., Ltd.), 26 April 1994 (26.04.1994), fig. 1 to 4 (Family: none)	5

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04B9/04(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04B9/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 1 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y A	JP 11-50953 A（サンデン株式会社）1999.02.23, 段落 27-30, 図 1-3 （ファミリーなし）	1, 3, 4 2 5
X Y A	JP 42-7217 B1（神崎昌久）1967.03.24, 2 ページ左欄 14 行-3 ページ左欄最終行, 第 1-6 図（ファミリーなし）	1, 3, 4 2 5

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

1 8 . 0 4 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

2 6 . 0 4 . 2 0 1 1

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官（権限のある職員）

田谷 宗隆

3 0

3 5 1 8

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 8

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	WO 2010/011909 A2 (RECHENMACHER, JR., William) 2010.01.28, 図8 (ファミリーなし)	2
Y	US 2008/0006237 A1 (Jeffrey PAGE) 2008.01.10, 図9 (ファミリー なし)	2
A	JP 2007-504391 A (シーメンス アクチエンゲゼルシャフト) 2007.03.01, 図1-4 & US 2007/0025867 A1 & WO 2005/026543 A1 & DE 10342243 A1	1 - 5
A	JP 52-132245 A (バーナード・ゴールド) 1977.11.05, 第1-6図 & US 4102614 A & GB 1586757 A & DE 2708284 A1 & FR 2342396 A1 & CH 604016 A5	1 - 5
A	DE 102009013886 A1 (LINDE MATERIAL HANDLING) 2010.09.23, 図3、 4 & FR 2943391 A1	1 - 5
A	JP 6-117359 A (日機装株式会社) 1994.04.26, 図1-4 (ファミリー なし)	5