

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5502008号
(P5502008)

(45) 発行日 平成26年5月28日 (2014. 5. 28)

(24) 登録日 平成26年3月20日 (2014. 3. 20)

(51) Int. Cl.

F I

F O 4 C 2/10 (2006.01)

F O 4 C 2/10 3 4 1 B

F O 4 C 15/00 (2006.01)

F O 4 C 2/10 3 4 1 F

F O 4 C 15/00 A

F O 4 C 15/00 G

F O 4 C 15/00 K

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2011-75720 (P2011-75720)
 (22) 出願日 平成23年3月30日 (2011. 3. 30)
 (65) 公開番号 特開2012-207638 (P2012-207638A)
 (43) 公開日 平成24年10月25日 (2012. 10. 25)
 審査請求日 平成25年2月13日 (2013. 2. 13)

(73) 特許権者 509186579
 日立オートモティブシステムズ株式会社
 茨城県ひたちなか市高場2 5 2 0 番地
 (74) 代理人 100119644
 弁理士 綾田 正道
 (72) 発明者 山崎 昭宏
 群馬県伊勢崎市粕川町1 6 7 1 番地1号
 日立オートモティブ
 システムズ株式会社内

審査官 小河 了一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内接歯車ポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

アウトロータ収容部を有するハウジングと、

前記アウトロータ収容部に回転自在に収容され、内周側に内歯歯車を有するアウトロータと、

前記アウトロータの内周側に回転自在に設けられ、外周側に前記内歯歯車と噛合う外歯歯車を有するポンプロータと、

前記ポンプロータに接続され、前記ポンプロータを回転駆動する駆動軸と、

を備えた内接歯車ポンプであって、

前記内歯歯車と前記外歯歯車との間に形成される複数の容積室のうち略最大容積を有する閉じ込み部のポンプ組み付け後における前記内歯歯車と前記外歯歯車との両歯頂部間の閉じ込み隙間を、ポンプ組み付け前における前記閉じ込み隙間よりも小さく設定し、

前記複数の容積室のうち容積が略最小となる噛み合い部の前記内歯歯車と前記外歯歯車とのバックラッシュ量を、前記アウトロータ収容部の内径と前記アウトロータの外径との間の隙間よりも大きく設定したことを特徴とする内接歯車ポンプ。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の内接歯車ポンプにおいて、

ポンプ組み付け後の前記アウトロータと前記ポンプロータとの偏心量を、ポンプ組み付け前の前記アウトロータと前記ポンプロータとの偏心量よりも小さく設定したことを特徴とする内接歯車ポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内接歯車ポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、自動車のトランスミッションなどに搭載されるオイルポンプとしては、トロコイド式の内接歯車ポンプが多く採用されている。内接歯車ポンプは、駆動軸によってポンプロータが回転し、ポンプロータの外歯と噛み合う内歯を有するアウトロータが回転することで、アウトロータの内歯とポンプロータの外歯との間に形成される複数の容積室の容積を連続的に変化させ、オイルを吸入、吐出する。ここで、両ロータは、各容積室のうち容積が最小となる噛み合い部にて回転方向側で接触し、回転する。その際、噛み合い部では回転方向と反対側に所定のバックラッシュを設定し、両ロータをスムーズに回転させている（特許文献1参照）。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2008-151065号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0004】

内接歯車ポンプのアウトロータは、ポンプハウジングに対して外周を回動自在に支持されており、ポンプハウジングの内周とアウトロータの外周との間には所定の隙間が設定されている。このため、ポンプ駆動時に油圧等の影響によりアウトロータが前記隙間の分だけ径方向に移動することで、両ロータがバックラッシュ側で接触し、不快な歯打ち音が発生するという問題があった。

本発明の目的は、歯打ち音の発生を低減できる内接歯車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】

【0005】

上記目的を達成するため、本発明の内接歯車ポンプは、複数の容積室のうち略最大容積を有する閉じ込み部のポンプ組み付け後におけるアウトロータの内歯歯車とポンプロータの外歯歯車との両歯頂部間の閉じ込み隙間を、ポンプ組み付け前における閉じ込み隙間よりも小さく設定し、複数の容積室のうち容積が略最小となる噛み合い部の内歯歯車と外歯歯車とのバックラッシュ量を、アウトロータ収容部の内径とアウトロータの外径との間の隙間よりも大きく設定した。

30

【発明の効果】

【0006】

よって、本発明にあっては、歯打ち音の発生を低減できる。

【図面の簡単な説明】

40

【0007】

【図1】実施例1の電動オイルポンプの正面図である。

【図2】実施例1の電動オイルポンプの側面図である。

【図3】図1のS3-S3断面図である。

【図4】図2のS4-S4断面図である。

【図5】ポンプ組み付け前のポンプロータとアウトロータとの偏心量、チップクリアランスおよびアウトロータ外径である。

【図6】ポンプ組み付け前のチップクリアランスを示す図である。

【図7】図3のS7-S7断面をY方向から見た図である。ポンプカバーとポンプ要素収容部との偏心量およびポンプ要素収容部内径を示す図である。

50

【図 8】ポンプ組み付け後のアウトロータ外径とポンプ要素収容部内径とのクリアランスを示す図である。

【図 9】ポンプ組み付け後のチップクリアランスを示す図である。

【図 10】ポンプ組み付け後の噛み合い部のバックラッシュ量を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、本発明の内接歯車ポンプを実施するための形態を、図面に示す実施例に基づいて説明する。

〔実施例 1〕

図 1 は本発明の内接歯車ポンプを適用した実施例 1 の電動オイルポンプの正面図、図 2 は実施例 1 の電動オイルポンプの側面図、図 3 は図 1 の S3-S3 断面図、図 4 は図 2 の S4-S4 断面図である。

〔全体構造〕

実施例 1 の電動オイルポンプは、アイドルストップ機能を備えた車両の自動変速機用に搭載されるポンプである。この自動変速機はベルト式無段変速機であり、エンジンにより駆動されるメインポンプを別途備えている。そして、アイドルストップ制御によるエンジンの停止時には、メインポンプによる油圧が確保できず、また、ベルト式無段変速機内の摩擦締結要素やプーリからのリーク等によって油圧が低下すると、再発進時に必要な油圧を確保するまでに時間がかかるため、運転性の低下を招く。そこで、メインポンプとは別に、エンジンの作動状態にかかわらず油圧を吐出可能な電動オイルポンプを備え、摩擦締結要素やプーリからのリーク分の油圧を担保することで、エンジン再始動および再発進時の運転性を向上している。

【0009】

実施例 1 の電動オイルポンプは、外歯歯車（以下、外歯と略記する。）を有するポンプロータ 22 と内歯歯車（以下、内歯と略記する。）を有するアウトロータ 21 とから構成されるポンプ要素と、ポンプロータ 22 に接続されたモータロータ 33 とステータ 3 とから構成されるモータ要素とを有する。これらポンプ要素およびモータ要素は、一つのセンターハウジング 2 に收容される。センターハウジング（ハウジング）2 は、軸方向外側に向けて両端において開口を有し、一方の開口内周にアウトロータ 21 を回転可能に収装するポンプ要素収容部（アウトロータ収容部）24 が形成された筒状のポンプ収容部 2a が形成され、他方の開口内周においてステータ 3 を固定支持すると共に内部にモータロータ 33 等を收容するモータ収容部 2b が形成され、更にモータ収容部 2b よりも軸方向外側には、自動変速機に取り付けるためのブラケット 2c が形成されている。また、センターハウジング 2 内部には、ロータ駆動軸 32 を回転可能に支持する円筒状支持部 2d と、この円筒状支持部 2d をセンターハウジング 2 の外周と連結すると共にポンプ収容部 2a とモータ収容部 2b との間を画成する隔壁を有する。そして、円筒状支持部 2d の内周でロータ駆動軸 32 を支持すると共に、モータ収容部 2b 側の端部において、ロータ駆動軸 32 と円筒状支持部 2d 内周との間をシールするシール部材 31 が設けられている。

【0010】

ポンプカバー 1 は、ポンプ要素の吐出口 26 と連通する円筒状に延在された吐出ポート 11 と、ポンプ要素の吸入口 27 と連通する吸入ポート 12 と、を有する。吐出ポート 11 の先端外周には、シールリング 11b が取り付けられるシールリング溝 11a が形成されている。また、ポンプカバー 1 には、周方向三箇所にボルト穴 13 が形成され、センターハウジング 2 に形成されたボルト穴 23 に対し、ボルト 14 によって締め付け固定される。また、モータ収容部 2b を閉塞するモータカバー 4 は、モータ収容部 2b を閉塞する閉塞部 41 と、閉塞部 41 から立設されモータ収容部 2b の内壁に挿入される円筒状立設部 42 と、ブラケット 2c と当接しシール部材 16 を押圧するフランジ部 43 とを有する。ブラケット 2c、フランジ部 43 には、ボルト 5 が貫通するボルト穴 25、ボルト穴 44 が形成されている。これにより、モータ収容部 2b 内は乾燥室として構成され、ポンプ収容部 2a の内部およびポンプ外周は湿室として構成される。

。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 1 】

ポンプ要素は、外歯数 $N_r=6$ を備えたポンプロータ22と、内歯数が7のアウタロータ21とを有する。ポンプロータ22は、中心に二面幅を有する連結孔22aが形成され、ロータ駆動軸32のポンプ側端部に形成された二面幅と嵌合する。これにより、ロータ駆動軸32とポンプロータ22との回転方向相対位置が決定されると共に動力伝達が行われる。

モータ要素は、磁極数 $N_m=4$ のモータロータ33と、スロット数 $N_s=6$ のステータ3とを有する。すなわち、ステータ3のステータコア34に形成された6つのティースにそれぞれコイル35が巻回されてスロットを形成している。モータロータ33は、断面略コの字状の円筒部材であり、円筒外周に永久磁石がN極とS極とが交互に並ぶように4つ取り付けられている。モータロータ33の円筒を閉塞している支持面の中心には、二面幅を有する連結孔が形成され、ロータ駆動軸32のモータ側端部に形成された二面幅と嵌合する。これにより、ロータ駆動軸32とモータロータ33との回転方向相対位置が決定されると共に動力伝達が行われる。なお、ポンプロータ22と、ロータ駆動軸32と、モータロータ33との回転角に基づく位置関係については後述する。

【 0 0 1 2 】

自動変速機のハウジング100には、電動オイルポンプを収容する電動オイルポンプ収容部が形成されている。具体的には、図外のコントロールバルブユニットに油圧を供給する吐出油路103と、電動オイルポンプのポンプ要素が収容された状態で吸入ポート12と連通する吸入油路開口部102と、吸入油路開口部102よりも大径に形成されセンターハウジング2のモータ収容部2bの外周と略同一径を有するポンプ支持開口101と、ポンプ支持開口101のハウジング100外側開口縁に形成されたテーパ面101aとを有する。吐出油路103は吐出ポート11の外周径と略同じであって挿入により嵌合支持される。吸入油路開口部102は、吐出油路103を取り囲む位置に形成された円筒状の空間であって、図外のオイルパン内に開口するオイル吸い込み口と連通する。また、ポンプ支持開口101はモータ収容部2bの外周との間で嵌合することで電動オイルポンプを径方向に支持する。また、テーパ面101aはモータ収容部2b外周との間でシールリング15を狭持する。電動オイルポンプはボルト5によりハウジング100の側壁に締め付け固定される。

【 0 0 1 3 】

図4を用いて実施例1の電動オイルポンプの動作を説明する。

ロータ駆動軸32を図4の時計回りに回転させると、ロータ駆動軸32と一体に設けられたポンプロータ22が回転し、ポンプロータ22の外歯と噛み合う内歯を有するアウタロータ21も時計回りに回転することにより、容積が増大して負圧となる吸入側容積室R1に、吸入口27からオイルが吸入される。そして、吸入側容積室R1は、ポンプロータ22とアウタロータ21が回転するに伴って容積が減少して内圧が上昇する吐出側容積室R2に変わり、この吐出側容積室R2から、吸入されたオイルが吐出口26に吐出される。

このようなポンプ作用が、ポンプロータ22とアウタロータ21の回転によって連続的に行われ、オイルが連続的に圧送される。そして、吸入されたオイルによって各容積室R1,R2の密閉性が高められる液体シール効果によって、これら容積室R1,R2間に生じる差圧が顕著となり、ポンプ作用が得られる。

【 0 0 1 4 】

[歯打ち音低減のための各パラメータ設定方法]

実施例1のオイルポンプでは、歯打ち音の発生を低減することを狙いとし、アウタロータ21、ポンプロータ22、ポンプカバー1およびポンプ要素収容部24の各パラメータを、以下のように設定する。

図5, 6のようにポンプ組み付け前のポンプロータ22の中心とアウタロータ21の中心との偏心量を X_0 、チップクリアランス(アウタロータ21の内歯とポンプロータ22の外歯との両歯頂部間の閉じ込み隙間)を CL_t とし、アウタロータ外径を D_0 とし、図7のように軸受け部の中心P1とポンプ要素収容部24の中心P2との偏心量を X_1 、ポンプ要素収容部内径(容積室内径)を D_1 とする。

このとき、図8に示すように、ポンプ組み付け後のアウタロータ外径 D_0 とポンプ要素

収容部内径 $D1$ とのクリアランス (隙間) CLd は、

$$CLd = D1 - D0$$

となる。

また、図 9 に示すように、複数の容積室のうち容積がほぼ最大となる閉じ込み部 52 のポンプ組み付け後におけるチップクリアランス $CLt1$ は、

$$CLt1 = CLt0/2 - (X0 - X1) + CLd/2$$

となる。

なお、チップクリアランス $CLt1$ は、好ましくは、アウトロータ 21 の内歯およびポンプロータ 22 の外歯のそれぞれの歯頂部 21a, 21b 間の隙間にて定義されるものであるが、後述するバックラッシュ $Y > 0$ が成立する範囲内において、両歯頂部 21a, 21b から回転方向にわずかに位相差が生じた両歯の隙間もチップクリアランス $CLt1$ に含まれるものとする。

【 0 0 1 5 】

ここで、図 10 のように、複数の容積室のうち容積がほぼ最小となる噛み合い部 51 でのバックラッシュ量を Y とし、バックラッシュが小さくなる方向にアウトロータ 21 がクリアランス CLd の範囲内を移動したとき、常に $Y > 0$ が成立するように各パラメータ ($CLt0, X0, D0, X1, D1$) を設定する。

なお、閉じ込み部 52 のチップクリアランス $CLt1$ が適正值よりも大きくなると、吐出側容積室 $R2$ から吸入側容積室 $R1$ へのオイルのリーク量が増加してポンプ効率が低下する。よって、これを回避するために、ポンプ組み付け後のチップクリアランス $CLt1$ が適正值となるように各パラメータを設定する。

このため、実施例 1 では、ポンプ組み付け前におけるチップクリアランス $CLt0$ がポンプ組み付け後におけるチップクリアランス $CLt1$ よりも大きくなるように、ポンプ組み付け後における偏心量 $X1$ をポンプ組み付け前におけるアウトロータ 21 とポンプロータ 22 との偏心量 $X0$ よりも小さく設定し、かつ、バックラッシュ量 Y がポンプ要素収容部内径 $D1$ とアウトロータ外径 $D0$ との間のクリアランス CLd よりも大きくなるように各パラメータ ($CLt0, X0, D0, X1, D1$) を設定する。

【 0 0 1 6 】

次に、作用を説明する。

[歯打ち音低減作用]

従来の内接歯車ポンプにおいて、ポンプ駆動時には、ポンプロータの外歯とアウトロータの内歯が噛み合い部にて回転方向側で接触しながら回転する。このとき、噛み合い部では回転方向と反対側に所定のバックラッシュを設定し、両ロータをスムーズに回転させている。

ここで、アウトロータは、ポンプ収容部のポンプ要素収容部において回動自在に支持されており、ポンプ要素収容部の内周とアウトロータの外周との間には所定の隙間が設定されている。このため、ポンプ駆動時に油圧等の影響によりアウトロータが前記隙間の分だけ径方向に移動することで、両ロータがバックラッシュ側で接触し、歯打ち音の発生により静音性が阻害されるおそれがある。

【 0 0 1 7 】

これに対し、実施例 1 の電動オイルポンプでは、ポンプ組み付け後のアウトロータ 21 とポンプロータ 22 との偏心量 $X1$ をポンプ組み付け前のアウトロータ 21 とポンプロータ 22 との偏心量 $X0$ よりも小さく設定し、複数の容積室のうち容積が最大となる閉じ込み部 52 のポンプ組み付け後におけるチップクリアランス $CLt1$ がポンプ組み付け前におけるチップクリアランス $CLt0$ よりも小さくなるようにアウトロータ 21、ポンプロータ 22、ポンプカバー 1 およびポンプ要素収容部 24 の各パラメータ ($CLt0, X0, D0, X1, D1$) を設定した。

このため、ポンプ組み付け前とポンプ組み付け後とが同じチップクリアランスとなるように設定されている従来の内接歯車ポンプと比較して、噛み合い部 51 におけるバックラッシュ量 Y をより大きくできる。このバックラッシュ量 Y は、アウトロータ 21 がバックラッシュを小さくする方向に移動した際、両ロータ 21, 22 のバックラッシュ側での接触を回避する吸収代として機能するため、従来品よりも大きなバックラッシュ量 Y を設定できることで、両ロー

10

20

30

40

50

タ21,22がバックラッシ側で接触するのを回避でき、歯打ち音の発生を低減できる。

【0018】

また、ポンプ組み付け後のチップクリアランスCLt1は、ポンプ組み付け前のチップクリアランスCLt0よりも小さくなるため、吐出側容積室R2から吸入側容積室R1へのオイルリーク量の増加を防ぎ、ポンプ効率の低下を抑制できる。

さらに、実施例1では、噛み合い部51におけるポンプロータ22とアウトロータ21とのバックラッシ量Yをアウトロータ外径 D0とポンプ要素収容部内径 D1とのクリアランスCLdよりも大きくしたため、両ロータ21,22がバックラッシ側で接触するのを回避でき、歯打ち音の発生を抑制できる。

エンジンにより駆動されるオイルポンプに対し、電動オイルポンプは、アイドルストップ制御等のエンジン停止中にも作動することから、より高い静音性能が要求される。上述した歯打ち音低減効果を有する実施例1の電動オイルポンプを採用することで、エンジン停止中の静音環境下において高い静音性能を実現できる。

【0019】

次に、効果を説明する。

実施例1の電動オイルポンプにあっては、以下の列挙する効果を奏する。

(1) ポンプ要素収容部24を有するセンターハウジング2と、ポンプ要素収容部24に回転自在に収容され、内周側に内歯を有するアウトロータ21と、アウトロータ21の内周側に回転自在に設けられ、外周側に内歯と噛合う外歯を有するポンプロータ22と、ポンプロータ22に接続され、ポンプロータ22を回転駆動するロータ駆動軸32と、を備えた電動オイルポンプであって、内歯と外歯との間に形成される複数の容積室のうち最大容積を有する閉じ込み部52のポンプ組み付け後におけるチップクリアランスCLt1を、ポンプ組み付け前におけるチップクリアランスCLt0よりも小さく設定した。

よって、両ロータ21,22がバックラッシ側で接触するのを抑制でき、歯打ち音の発生を低減できる。また、オイルリーク量の増加に伴うポンプ効率の低下を抑制できる。

【0020】

(2) ポンプ組み付け後のアウトロータ21とポンプロータ22との偏心量X1をポンプ組み付け前のアウトロータ21とポンプロータ22との偏心量X0よりも小さく設定したため、ポンプ組み付け後におけるチップクリアランスCLt1を、ポンプ組み付け前におけるチップクリアランスCLt0よりも小さくできる。

(3) 複数の容積室のうち容積がほぼ最小となる噛み合い部51の内歯と外歯とのバックラッシ量Yを、ポンプ要素収容部内径 D1とアウトロータ外径 D0との間のクリアランスCLdよりも大きく設定したため、両ロータ21,22がバックラッシ側で接触するのを回避でき、歯打ち音の発生を防止できる。

【0021】

(他の実施例)

以上、本発明の内接歯車ポンプを実施例に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は実施例の構成に限定されるものではない。

例えば、実施例では、自動変速機に適用した例を示したが、他の流体圧作動機器であってもよく、電動ウォータポンプとして発熱体の冷却に用いてもよいし、他の油圧アクチュエータ用のポンプとしても適用できる。また、電動でなくてもよい。

【符号の説明】

【0022】

2 センターハウジング(ハウジング)

21 アウトロータ

22 ポンプロータ

24 ポンプ要素収容部(アウトロータ収容部)

32 ロータ駆動軸(駆動軸)

51 噛み合い部

52 閉じ込み部

10

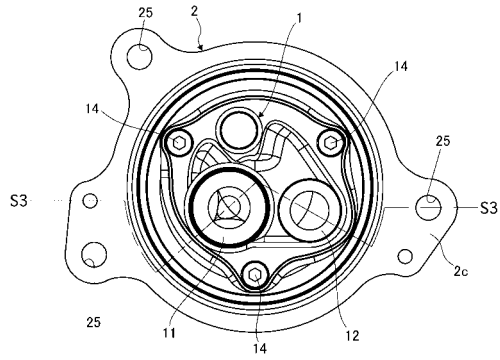
20

30

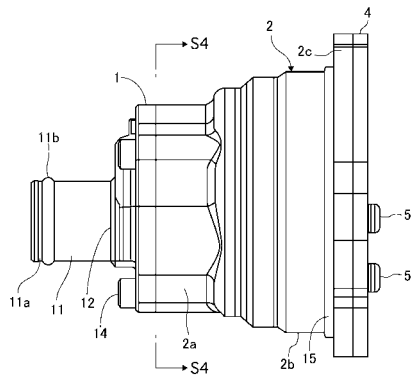
40

50

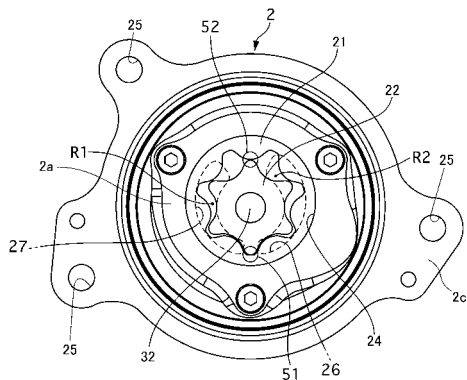
【図 1】



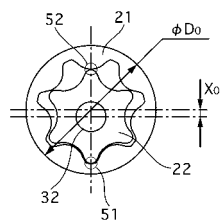
【図 2】



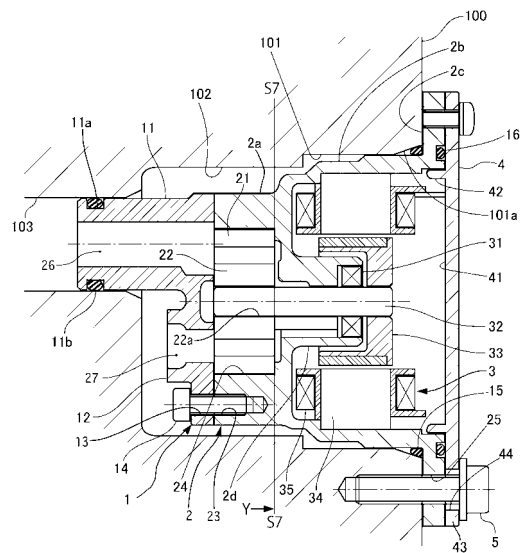
【図 4】



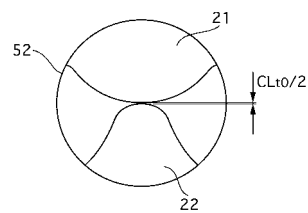
【図 5】



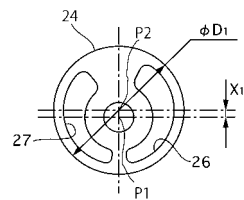
【図 3】



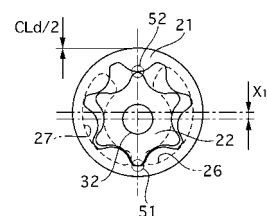
【図 6】



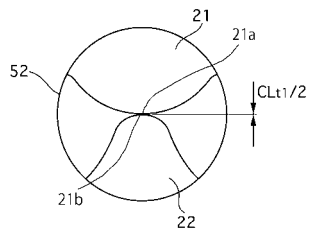
【図 7】



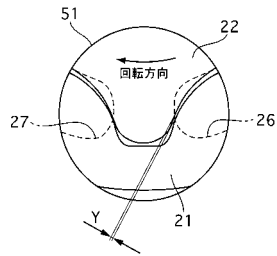
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平 0 1 - 2 4 9 9 7 1 (J P , A)
特開平 1 1 - 2 1 0 6 4 1 (J P , A)
実開平 0 5 - 0 0 6 1 7 0 (J P , U)
特開 2 0 0 6 - 2 9 9 8 4 6 (J P , A)
特開 2 0 0 8 - 2 3 1 9 8 2 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 0 4 C 2 / 1 0
F 0 4 C 1 5 / 0 0