

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5456573号
(P5456573)

(45) 発行日 平成26年4月2日(2014.4.2)

(24) 登録日 平成26年1月17日(2014.1.17)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 C 37/00 (2006.01)	F 1 6 C 37/00 Z
F 1 6 L 27/093 (2006.01)	F 1 6 C 37/00 B
B 2 3 Q 11/10 (2006.01)	F 1 6 L 27/08 A
F 1 6 C 35/067 (2006.01)	B 2 3 Q 11/10 E
F 1 6 D 1/02 (2006.01)	F 1 6 C 35/067

請求項の数 8 (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2010-113457 (P2010-113457)	(73) 特許権者	000149066
(22) 出願日	平成22年5月17日(2010.5.17)		オークマ株式会社
(65) 公開番号	特開2011-241880 (P2011-241880A)		愛知県丹羽郡大口町下小口五丁目25番地の1
(43) 公開日	平成23年12月1日(2011.12.1)	(74) 代理人	100078721
審査請求日	平成24年10月30日(2012.10.30)		弁理士 石田 喜樹
		(74) 代理人	100121142
			弁理士 上田 恭一
		(72) 発明者	則久 孝志
			愛知県丹羽郡大口町下小口5丁目25番地の1 オークマ株式会社内
		審査官	上谷 公治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 回転軸装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

往復流路を備えた回転軸の後端面に設けられる前側継手盤と、その前側継手盤に対向して設けられ、押圧手段によって所定圧で前記前側継手盤に押圧可能な後側継手盤とからなる回転継手を備えると共に、前記前側継手盤及び後側継手盤に、前記往復流路の往路側に接続される行き連通孔と、前記往復流路の復路側に接続される戻り連通孔とをそれぞれ設けた回転軸装置であって、

前記前側継手盤と後側継手盤との互いの対向面の少なくとも一方に、前記押圧手段による押圧状態で前記対向面の軸心側で相手側に当接するリング状の内側シール部を突設し、前記対向面の少なくとも一方に、前記押圧状態で前記対向面の外周側で相手側に当接し、前記内側シール部と同心円上に位置するリング状の外側シール部を突設して、前記内側シール部と外側シール部との間に、前記行き連通孔若しくは戻り連通孔と連通するリング状の内側空間と、前記戻り連通孔若しくは行き連通孔と連通するリング状の外側空間とを同心円上で隣接配置し、

少なくとも前記前側継手盤における前記行き連通孔及び戻り連通孔を、前記対向面の周方向へ等間隔で配置したことを特徴とする回転軸装置。

【請求項2】

前記互いの対向面の少なくとも一方に、前記内側空間と外側空間との間を仕切るリング状の中間シール部を、前記内側シール部及び外側シール部と同心円上に突設したことを特徴とする請求項1に記載の回転軸装置。

【請求項 3】

前記中間シール部を、前記内側シール部及び外側シール部よりも低く突設して、前記押圧状態で前記内側空間と外側空間とが連通する隙間が形成されるようにしたことを特徴とする請求項 2 に記載の回転軸装置。

【請求項 4】

前記隙間を前記回転軸の回転数に応じて変更可能としたことを特徴とする請求項 3 に記載の回転軸装置。

【請求項 5】

前記前側継手盤に、前記回転軸の回転数が高くなるに従って前記回転軸の回転中心から遠い側の前記戻り連通孔の流路断面積を減少させる絞り機構を設けたことを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れかに記載の回転軸装置。

10

【請求項 6】

前記絞り機構を、前記戻り連通孔を横切る前記前側継手盤の半径方向へスライド可能なスライド体と、前記スライド体を前記流路断面積を増加させるスライド方向へ付勢する付勢手段とから形成したことを特徴とする請求項 5 に記載の回転軸装置。

【請求項 7】

前記内側空間と外側空間とが一体に形成されることを特徴とする請求項 1 に記載の回転軸装置。

【請求項 8】

前記前側継手盤に設けられる行き連通孔又は戻り連通孔の少なくとも一方の後端部を、前記回転軸の径方向において、接続される前記往復流路の半径位置以下に配置したことを特徴とする請求項 1 乃至 7 の何れかに記載の回転軸装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、工作機械の主軸等に設けられ、流体の往復流路を備えた回転軸を軸支する回転軸装置に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば工作機械の主軸においては、冷却を目的として回転軸に流体の往復流路が内设され、回転継手を介して往復流路に流体を供給可能としている。この回転継手としては、特許文献 1 に示すように、互いに対面させた一对の円盤の端面間に、複数の環状油路溝を同心円状に形成して隣接する環状油路溝間に Oリングを設けて、各環状油路溝に接続した通路孔を各円盤の外端面に開口させて流体を供給可能とした構造が知られている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開昭 5 1 - 1 0 0 3 2 3 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0004】

しかし、特許文献 1 の回転継手は、流体が一方の円盤から他方の円盤を通過する一方通行の構造であって、工作機械の主軸のように往復流路を内设した回転軸に対しての適用は難しい。特に往復流路を備えた回転軸が高速回転すると、往路と復路との半径差に起因して発生する圧力により、排出側の継手内部で流体圧力が増加すると回転継手の内圧が増加して流体がリークするおそれが生じる。逆に、往路内或いは継手内部の流体圧力の急激な低下により、キャピテーションが発生するおそれもある。

【0005】

そこで、本発明は、流体の往復流路を備えた回転軸が高速回転しても、リークの発生を抑制でき、流体を安定して供給可能となる回転軸装置を提供することを目的としたもので

50

ある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明は、往復流路を備えた回転軸の後端面に設けられる前側継手盤と、その前側継手盤に対向して設けられ、押圧手段によって所定圧で前側継手盤に押圧可能な後側継手盤とからなる回転継手を備えると共に、前側継手盤及び後側継手盤に、往復流路の往路側に接続される行き連通孔と、往復流路の復路側に接続される戻り連通孔とをそれぞれ設けた回転軸装置であって、

前側継手盤と後側継手盤との互いの対向面の少なくとも一方に、押圧手段による押圧状態で対向面の軸心側で相手側に当接するリング状の内側シール部を突設し、対向面の少なくとも一方に、押圧状態で対向面の外周側で相手側に当接し、内側シール部と同心円上に位置するリング状の外側シール部を突設して、内側シール部と外側シール部との間に、行き連通孔若しくは戻り連通孔と連通するリング状の内側空間と、戻り連通孔若しくは行き連通孔と連通するリング状の外側空間とを同心円上で隣接配置し、少なくとも前側継手盤における行き連通孔及び戻り連通孔を、対向面の周方向へ等間隔で配置したことを特徴とするものである。

10

請求項2に記載の発明は、請求項1の構成において、互いの対向面の少なくとも一方に、内側空間と外側空間との間を仕切るリング状の中間シール部を、内側シール部及び外側シール部と同心円上に突設したことを特徴とするものである。

請求項3に記載の発明は、請求項2の構成において、中間シール部を、内側シール部及び外側シール部よりも低く突設して、押圧状態で内側空間と外側空間とが連通する隙間が形成されるようにしたことを特徴とするものである。

20

請求項4に記載の発明は、請求項3の構成において、隙間を回転軸の回転数に応じて変更可能としたことを特徴とするものである。

請求項5に記載の発明は、請求項1乃至4の何れかの構成において、前側継手盤に、回転軸の回転数が高くなるに従って回転軸の回転中心から遠い側の戻り連通孔の流路断面積を減少させる絞り機構を設けたことを特徴とするものである。

請求項6に記載の発明は、請求項5の構成において、絞り機構を、戻り連通孔を横切る前側継手盤の半径方向へスライド可能なスライド体と、スライド体を流路断面積を増加させるスライド方向へ付勢する付勢手段とから形成したことを特徴とするものである。

30

請求項7に記載の発明は、請求項1の構成において、内側空間と外側空間とが一体に形成されることを特徴とするものである。

請求項8に記載の発明は、請求項1乃至7の何れかの構成において、前側継手盤に設けられる行き連通孔又は戻り連通孔の少なくとも一方の後端部を、回転軸の径方向において、接続される往復流路の半径位置以下に配置したことを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0007】

請求項1に記載の発明によれば、回転バランスが良好となり、往復流路を備えた回転軸が高速回転しても、隣接配置しているためリークしにくくなる。

請求項2に記載の発明によれば、請求項1の効果に加えて、流体のリークをより効果的に防止できる。

40

請求項3に記載の発明によれば、請求項2の効果に加えて、中間シール部を設けてもシール抵抗を低減することができる。また、遠心力による外側空間の圧力上昇を緩和することができる。

請求項4に記載の発明によれば、請求項3の効果に加えて、回転数が増加した場合の遠心力による内側空間の圧力低下及び外側空間の圧力上昇を緩和することができる。

請求項5に記載の発明によれば、請求項1乃至4の何れかの効果に加えて、絞り機構の採用により、流体圧力を損失させて回転軸内部での流量の変化量を抑えることができる。

請求項6に記載の発明によれば、請求項5の効果に加えて、回転軸の回転に伴う遠心力で動作する絞り機構を簡単且つ合理的に得ることができる。

50

請求項 7 に記載の発明によれば、請求項 1 の効果に加えて、回転軸の往復流路への流体の流量が増加し、流体が冷却液であれば熱伝達係数が増加して冷却効率が上がることになる。

請求項 8 に記載の発明によれば、請求項 1 乃至 7 の何れかの効果に加えて、キャピテーションにより流入が阻害されることなく往復流路へ安定して流体を供給することができ、また、出口圧力上昇による外側シール部からのリークを防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図 1】回転軸装置の縦断面図である。

【図 2】(A) は前側継手盤の端面を、(B) は後側継手盤の端面をそれぞれ示す説明図である。 10

【図 3】回転継手の変更例の説明図である。

【図 4】回転継手の変更例の説明図である。

【図 5】回転継手の変更例の説明図である。

【図 6】(A) は回転継手の変更例の説明図で、(B) は絞り機構の説明図である。

【図 7】回転継手の変更例の説明図である。

【図 8】回転継手の変更例の説明図である。

【図 9】回転継手の連通孔と往復流路との接続部の変更例の説明図である。

【図 10】往復流路の変更例の説明図である。

【発明を実施するための形態】 20

【0009】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

図 1 は、工作機械の主軸に用いられる回転軸装置の一例を示す縦断面図で、この回転軸装置 1 は、ハウジング 2 に前後のボールベアリング 4, 4 によって軸支され、図示しないモータによって回転駆動する回転軸 3 を備える。回転軸 3 の軸心には、回転軸 3 の端部に設けたチャック装置を動作させるドローパーの収容孔 3 a が形成されている。

また、回転軸 3 の内部には、冷却液の往復流路 5 が形成されている。この往復流路 5 は、回転軸 3 の軸心と平行で軸心に近い側に位置する往路 6 と、同じく軸心と平行で軸心から遠い側に位置する復路 7 と、その往路 6 と復路 7 との前端(図 1 の左側を前方とする。)を繋ぐ半径方向の接続路 8 とからなる倒 U 字状に形成され、周方向に等間隔で複数設けられている。 30

【0010】

また、ハウジング 2 の後方には、シリンダ 9 が連結されて、そのシリンダ 9 の中心にピストン 10 が保持されている。このピストン 10 の内部には、回転軸 3 の往路 6 と同心円上で軸心と平行に形成され、後端が半径方向へ折曲する複数の L 字状の内側流路 11 と、回転軸 3 の復路 7 と同心円上で軸心と平行に形成され、後端が半径方向へ折曲する複数の L 字状の外側流路 12 とが形成されて、内側流路 11 の後端がピストン 10 の外周に周設した後側環状溝 13 に、外側流路 12 の後端がピストン 10 の外周に周設した前側環状溝 14 にそれぞれ接続されている。

【0011】 40

さらに、シリンダ 9 には、後側環状溝 13 に接続される入側流路 15 と、前側環状溝 14 に接続される出側流路 16 とが形成されて、それぞれ図示しない冷却液の供給装置に接続されている。17, 17・・・は、各環状溝 13, 14 の前後に配設されてシリンダ 9 とピストン 10 との間をシールする O リングである。

【0012】

そして、回転軸 3 とピストン 10 との間には回転継手 18 が設けられている。この回転継手 18 は、回転軸 3 の後端面に固定される円盤状の前側継手盤 19 と、ピストン 10 の前端面に固定される円盤状の後側継手盤 20 とからなる。まず、前側継手盤 19 には、図 2 (A) にも示すように、半径方向の最内に位置するリング状の突条である内側シール部 21 A と、最外に位置するリング状の突条である外側シール部 21 C と、内側シール部 2 50

1 Aと外側シール部2 1 Cとの間に位置するリング状の突条である中間シール部2 1 Bとがそれぞれ同心円上で突設されている。

【0013】

また、内側シール部2 1 Aと中間シール部2 1 Bとの間に形成される溝2 2には、往復流路5の往路6と同軸で連通する行き連通孔2 3, 2 3・・・が形成され、中間シール部2 1 Bと外側シール部2 1 Cとの間に形成される溝2 4には、往復流路5の復路7と同軸で連通する戻り連通孔2 5, 2 5・・・が形成されている。

ここで、往復流路5は、往路6と復路7とが回転軸3の半径方向の直線上に位置して周方向へ等間隔で配置されているため、行き連通孔2 3と戻り連通孔2 5も、図2(A)に示すように周方向へ等間隔で配置されている。

10

【0014】

一方、後側継手盤2 0においても、図2(B)にも示すように、半径方向の最内に位置するリング状の突条である内側シール部2 6 Aと、最外に位置するリング状の突条である外側シール部2 6 Cと、内側シール部2 6 Aと外側シール部2 6 Cとの間に位置するリング状の突条である中間シール部2 6 Bとがそれぞれ同心円上で突設されている。また、内側シール部2 6 Aと中間シール部2 6 Bとの間に形成される溝2 7には、内側流路1 1と同軸で連通する行き連通孔2 8, 2 8・・・が形成され、中間シール部2 6 Bと外側シール部2 6 Cとの間に形成される溝2 9には、外側流路1 2と同軸で連通する戻り連通孔3 0, 3 0・・・が形成されている。

ここでは、行き連通孔2 8(内側流路1 1)は、戻り連通孔3 0(外側流路1 2)よりも多く形成されており、行き連通孔2 8及び戻り連通孔3 0は、各溝2 7, 2 9内において周方向へ等間隔で配置されている。

20

【0015】

そして、ピストン1 0の後方には、シリンダ室3 1が形成されて、シリンダ9に形成された供給路3 2を介して外部から所定圧Pの流体を供給することにより、ピストン1 0を前方へ押圧して後側継手盤2 0を前側継手盤1 9に押圧する押圧手段を形成している。この押圧状態で、内側シール部2 1 A, 2 6 A同士と、中間シール部2 1 B, 2 6 B同士と、外側シール部2 1 C, 2 6 C同士を互いに当接させて両継手盤1 9, 2 0の内外周及び中間をシールして、対向する溝2 2, 2 7とによりリング状の内側空間3 3を、対向する溝2 4, 2 9とによりリング状の外側空間3 4をそれぞれ形成可能としている。3 5は、

30

【0016】

以上の如く構成された回転軸装置1においては、回転軸3が回転した状態で、シリンダ室3 1に流体を供給して後側継手盤2 0を前側継手盤1 9に押圧させて、供給装置から入側流路1 5に冷却液が供給されると、冷却液が各内側流路1 1から後側継手盤2 0の各行き連通孔2 8を介して内側空間3 3内に進入する。そして、前側継手盤1 9の各行き連通孔2 3, 2 3から各往復流路5に流入し、往路6、接続路8、復路7を順に通過することで回転軸3を冷却する。

その後、冷却液は前側継手盤1 9の各戻り連通孔2 5を介して外側空間3 4に進入し、後側継手盤2 0の各戻り連通孔3 0から各外側流路1 2を通り、出側流路1 6から供給装置に戻る。

40

【0017】

このとき、回転軸3における往復流路5と、回転継手1 8における前側継手盤1 9の行き連通孔2 3及び戻り連通孔2 5とが周方向に等間隔で配置されているため、回転軸3と共に前側継手盤1 9が高速回転しても、冷却液を後側継手盤2 0から前側継手盤1 9へ安定して受け渡し可能となる。特にここでは、後側継手盤2 0においても溝2 7, 2 9にそれぞれ行き連通孔2 8と戻り連通孔3 0とが周方向へバランス良く配置されているため、回転バランスはより良好となる。

【0018】

このように、上記形態の回転軸装置1によれば、前側継手盤1 9と後側継手盤2 0との

50

互いの対向面に、押圧手段による押圧状態で対向面の軸心側で互いに当接するリング状の内側シール部 2 1 A , 2 6 A と、押圧状態で対向面の外周側で互いに当接するリング状の外側シール部 2 1 C , 2 6 C とをそれぞれ同心円上に突設して、内側シール部 2 1 A , 2 6 A と外側シール部 2 1 C , 2 6 C との間に、行き連通孔 2 3 , 2 8 と連通するリング状の内側空間 3 3 と、戻り連通孔 2 5 , 3 0 と連通するリング状の外側空間 3 4 とを同心円上で隣接配置し、往復流路 5 と前側継手盤 1 9 における行き連通孔 2 3 及び戻り連通孔 2 5 とを、対向面の周方向へ等間隔で配置したことで、回転バランスが良好となり、往復流路 5 を備えた回転軸 3 が高速回転しても、隣接配置しているためリークしにくくなる。

【 0 0 1 9 】

特にここでは、前側継手盤 1 9 と後側継手盤 2 0 との互いの対向面に、内側空間 3 3 と外側空間 3 4 との間を仕切るリング状の中間シール部 2 1 B , 2 6 B を、内側シール部 2 1 A , 2 6 A 及び外側シール部 2 1 C , 2 6 C と同心円上に隣接配置したことで、冷却液のリークをより効果的に防止できる。

【 0 0 2 0 】

以下変更例を説明する。但し、回転継手を除く他の構成部は図 1 と同様であるため、回転継手を中心に説明する。なお、各変更例で示す図は回転継手の上側である。

図 3 に示す回転継手 1 8 a では、中間シール部 2 1 B , 2 6 B を他のシール部よりも若干低く突設して、後側継手盤 2 0 の押圧状態で前後の中間シール部 2 1 B , 2 6 B 間に若干の隙間が生じるようにしている。

このように、中間シール部 2 1 B , 2 6 B を、内側シール部 2 1 A , 2 6 A 及び外側シール部 2 1 C , 2 6 C よりも低く突設して、押圧状態で内側空間 3 3 と外側空間 3 4 とが連通する隙間が形成されるようにすれば、中間シール部 2 1 B , 2 6 B を設けてもシール抵抗を低減することができる。また、遠心力による外側空間 3 4 の圧力上昇を緩和することができる。

【 0 0 2 1 】

図 4 に示す回転継手 1 8 b では、後側継手盤 2 0 側の中間シール部 2 6 B を別体にして後側継手盤 2 0 に対して前後移動可能に設けて、中間シール部 2 6 B の後方に設けたシリンダ室 3 6 に、油圧シリンダ 3 7 等のアクチュエータを接続して、回転軸 3 の回転数に応じて突出位置を変更するようにしている。

このように、中間シール部 2 1 B , 2 6 B による隙間を回転軸 3 の回転数に応じて変更可能とすれば、シール抵抗の低減に加え、回転数が増加した場合の遠心力による内側空間 3 3 の圧力低下及び外側空間 3 4 の圧力上昇を緩和することができる。なお、移動させる中間シール部は前側継手盤にあってもよい。

【 0 0 2 2 】

図 5 に示す回転継手 1 8 c では、中間シール部をなくして内側空間と外側空間とを一体化したリング状の一体空間 3 8 を形成している。なお、この場合は後側継手盤 2 0 の行き連通孔 2 8 と戻り連通孔 3 0 とは流体の行き側と戻り側とが逆になってもよい。

このようにすれば、回転軸 3 の往復流路 5 への冷却液の流量が増加し、冷却液への熱伝達係数を増加させて冷却効率を上げることができる。

【 0 0 2 3 】

図 6 に示す回転継手 1 8 d では、前側継手盤 1 9 における回転中心から遠い側の戻り連通孔 2 5 における回転中心側に、半径方向へスライド可能なスライド体 3 9 を収容する収容部 4 0 を連設する一方、そのスライド体 3 9 を半径方向の外側から収容部 4 0 側へ付勢する付勢手段としてのコイルバネ 4 1 を設けて絞り機構を形成している。

この絞り機構によれば、回転軸 3 の回転数が高くなると、スライド体 3 9 が遠心力によってコイルバネ 4 1 の付勢に抗して収容部 4 0 からの突出方向へ移動し、戻り連通孔 2 5 の流路断面積 S を減少させることとなる。

【 0 0 2 4 】

このように、前側継手盤 1 9 に、回転軸 3 の回転数が高くなるに従って回転軸 3 の回転中心から遠い側の戻り連通孔 2 5 の流路断面積 S を減少させる絞り機構を設けたことで、

10

20

30

40

50

流体圧力を損失させて回転軸 3 内部での流量の変化量を抑えることができる。特にここでは、絞り機構を、スライド体 3 9 とコイルバネ 4 1 とから形成しているの、回転軸 3 の回転に伴う遠心力で動作する絞り機構を簡単且つ合理的に得ることができる。

なお、付勢手段は、スライド体を回転中心側へ引っ張り付勢する引っ張りバネ等の他の構造を採用することが可能である。

【 0 0 2 5 】

なお、このような絞り機構の採用に限らず、往復流路における回転中心から遠い側の復路と、当該復路に連通する戻り連通孔との総流体抵抗を、回転中心に近い側の往路と、当該往路に連通する行き連通孔との総流体抵抗よりも高く設定しても、流体圧力を損失させて回転軸 3 内部での流量の変化量を抑えることができる。具体的には、前者の流路及び連
10
通孔の孔径を後者の流路及び連通孔の孔径よりも小さくしたり、流路及び連通孔の数を少なくしたり、流路及び連通孔の長さを長くしたりすることで実現可能である。

【 0 0 2 6 】

その他、図 7 に示す回転継手 1 8 e のように、外側シール部と内側シール部とは前側継手盤と後側継手盤との両方に設ける必要はなく、何れか一方のみに設けることもできる。これは中間シール部においても同様であり、両方に突設する必要はない。

【 0 0 2 7 】

一方、図 8 から図 1 0 に示す回転軸装置は、前側継手盤に設けられる連通孔の後端部を、回転軸の径方向において、往復流路の半径位置以下（当該半径よりも小径となる位置）に配置するもので、これにより、キャビテーションにより流入が阻害されることなく往復
20
流路へ安定して流体を供給することができ、また、出口圧力上昇による外側シール部からのリークを防止することができる。

【 0 0 2 8 】

具体的には、図 8 に示す回転継手 1 8 f は、前側継手盤 1 9 に形成される連通孔 2 3 , 3 5 を、往路 6 及び復路 7 側と連通する前端部に対して、内側空間 3 3 及び外側空間 3 4 側の後端部が往路 6 及び復路 7 の半径位置よりも小径位置となるようにそれぞれ回転軸 3 の径方向内側に傾斜させる構成、図 9 に示す回転継手 1 8 g は、回転軸 3 の軸心と平行な連通孔 2 3 , 2 5 の中心を、往路 6 及び復路 7 側に対して回転軸 3 の径方向でそれぞれ小径側にずらして配置する構成、図 1 0 に示す回転継手 1 8 h は、往路 6 及び復路 7 の後端部を回転軸 3 の径方向で小径側に傾斜させて、回転軸 3 の軸心と平行な連通孔 2 3 , 2 5
30
にそれぞれ繋げる構成となっている。

なお、これらは行き連通孔及び戻り連通孔に同一の構成を適用する必要はなく、行き連通孔又は戻り連通孔の何れか一方のみに設けたり、行き連通孔と戻り連通孔とで互いに異なる構成を適用したりしてもよい。

【 0 0 2 9 】

また、回転軸装置の他の構造も上記形態に限らず、往復流路では往路と復路とを逆にしたり、後側継手盤の押圧手段にコイルバネや皿バネ等の弾性体を使用したり往復流路を流れる流体自身の圧力を利用することも可能である。勿論回転継手を主軸以外の他の回転軸に採用したりすることも可能である。

さらに、上記形態では、回転軸の往復流路に加え、回転継手の前側継手盤と後側継手盤との双方において、行き連通孔と戻り連通孔とを周方向へ均等配置しているが、少なくとも往復流路及び前側継手盤において流路と連通孔とが均等配置されれば回転バランスは良好となるため、後側継手盤では均等配置をなくしても差し支えない。
40

【 0 0 3 0 】

なお、往復流路は、回転軸に内设される構造に限らず、例えばドロワーと収容孔との間を往路として用いたり、収容孔にスリーブを入れて収容孔内面とスリーブ外面との間を往路又は復路にしたりしてもよい。また、複数の往復流路を 1 つのセットとして複数のセットが等間隔に配置されるものや、これらを組み合わせたものであってもよい。

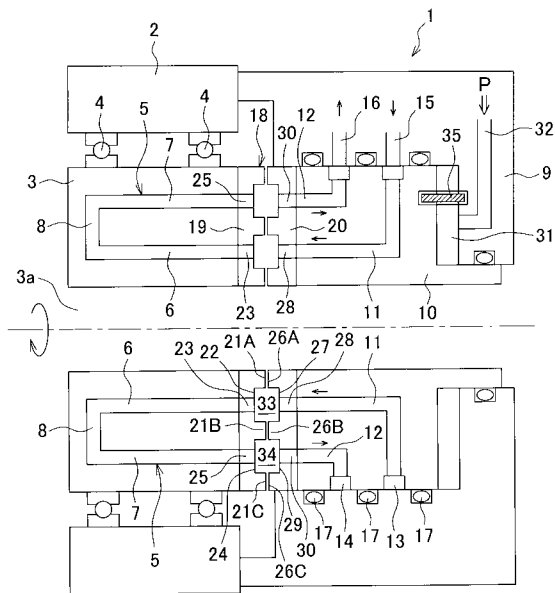
さらに、前側継手盤或いは後側継手盤は一体の部品に限らず、例えば行き連通孔側と戻り連通孔側とでそれぞれ分割された部品となっても差し支えない。
50

【符号の説明】

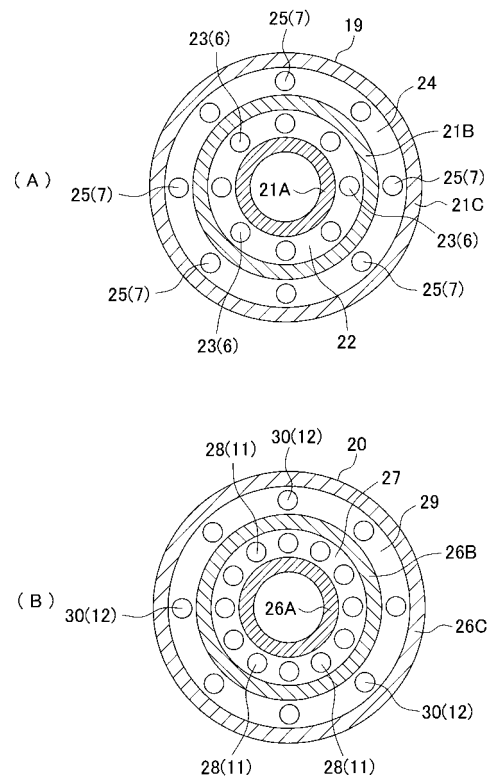
【0031】

1・・・回転軸装置、2・・・ハウジング、3・・・回転軸、5・・・往復流路、6・・・往路、7・・・復路、8・・・接続路、9・・・シリンダ、10・・・ピストン、11・・・内側流路、12・・・外側流路、15・・・入側流路、16・・・出側流路、18, 18a~h・・・回転継手、19・・・前側継手盤、20・・・後側継手盤、21A, 26A・・・内側シール部、21B, 26B・・・中間シール部、21C, 26C・・・外側シール部、22, 24, 27, 29・・・溝、23, 28・・・行き連通孔、25, 30・・・戻り連通孔、31, 36・・・シリンダ室、33・・・内側空間、34・・・外側空間、37・・・油圧シリンダ、38・・・一体空間、39・・・スライド体、41・・・コイルバネ。

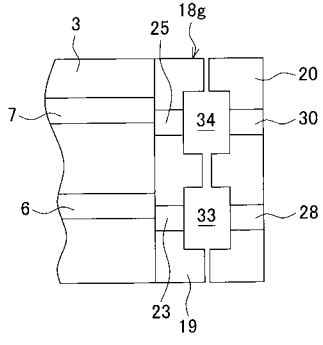
【図1】



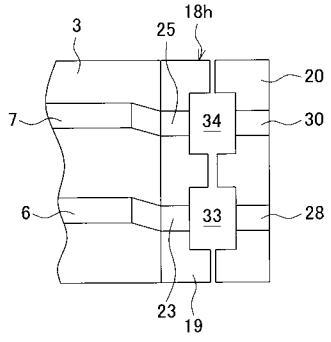
【図2】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 D 1/02 T
F 1 6 D 1/02 Z

(56)参考文献 特開平04 - 025343 (JP, A)
特開2001 - 353641 (JP, A)
特開2001 - 328048 (JP, A)
特開2006 - 043817 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F 1 6 C 3 7 / 0 0
B 2 3 Q 1 1 / 1 0
F 1 6 C 3 5 / 0 6 7
F 1 6 D 1 / 0 2
F 1 6 L 2 7 / 0 9 3