

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4193156号  
(P4193156)

(45) 発行日 平成20年12月10日(2008.12.10)

(24) 登録日 平成20年10月3日(2008.10.3)

(51) Int.Cl. F1  
B62D 5/09 (2006.01) B62D 5/09 A

請求項の数 6 (全 12 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平11-138938                  (22) 出願日 平成11年5月19日(1999.5.19)                  (65) 公開番号 特開平11-348795                  (43) 公開日 平成11年12月21日(1999.12.21)                      審査請求日 平成18年5月19日(2006.5.19)                  (31) 優先権主張番号 81248                  (32) 優先日 平成10年5月19日(1998.5.19)                  (33) 優先権主張国 米国(US)</p>	<p>(73) 特許権者 390033020                  イートン コーポレーション                  EATON CORPORATION                  アメリカ合衆国 44114-2584                  オハイオ州 クリーヴランド スーペリア                  アヴェニュー 1111 イートンセン                  ター                  (74) 代理人 100068618                  弁理士 粁 経夫                  (74) 代理人 100093193                  弁理士 中村 壽夫                  (74) 代理人 100104145                  弁理士 宮崎 嘉夫                  (74) 代理人 100109690                  弁理士 小野塚 薫</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 回転流体圧力装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

流体入口ポート(21)および流体出口ポート(23)を有するハウジング手段(13)と、

内歯リング部材(25)、および、該内歯リング部材内に偏芯して配置されて相対的に旋回回転運動し該旋回回転運動に応じて内歯リング部材との間で複数の拡張(29)および収縮(31)流体容積室を形成する外歯星形部材(27)と、最小(30)および最大(32)容積移行室とを備えた、前記ハウジング手段と関連する流体の圧力作用を変換する手段(15)と、

前記ハウジング手段(13)と協働して前記入口ポート(21)と前記拡張容積室(29)との間、および、前記収縮容積室(31)と前記出口ポート(23)との間で流体を流通させる弁部材(51)と、

該弁部材(51)と一体に形成された出力軸(49)、および、前記星形部材(27)から前記出力軸(49)に前記回転運動を伝動する駆動軸手段(53)と、を備え、比較的大きいトルク負荷を受けることにより、前記駆動軸手段(53)が駆動力と対応して捻じれ、

前記弁部材(51)と前記ハウジング手段(13)とが協働して公称オーバーラップ(X)を形成する、回転流体圧力装置であって、

(a) 前記弁部材(51)と前記ハウジング手段(13)が協働して前記公称オーバーラップ(X)よりも実質的に大きい弁オーバーラップ(Y)を形成し、

10

20

(b) 前記外歯星形部材(27)の側面(85)に複数の第1凹部(87)が形成されており、各第1凹部は、前記最大容積移行室(32)が最大容積に近づくとともに、前記最大容積移行室(32)と隣接する拡張容積室(29)との間で流体流通を許容するように配置されたことを特徴とする、回転流体圧力装置。

【請求項2】

前記弁部材が、前記ハウジング手段(13)によって形成されたスプール穴(33)内に配置された円筒状外周面を有するスプール弁(51)からなることを特徴とする、請求項1に記載の回転流体圧力装置。

【請求項3】

前記外歯星形部材(27)の側面(85)に複数の第2凹部(89)が形成されており、各第2凹部は、前記最大容積移行室(32)が最大容積を過ぎたときに、前記最大容積移行室(32)と隣接する収縮容積室(31)との間で流体流通を許容するように配置されたことを特徴とする、請求項1に記載の回転流体圧力装置。

10

【請求項4】

前記外歯星形部材(27)の側面(85)に複数の第2凹部(89)が形成されており、各第2凹部は、前記最小容積移行室(30)が最小容積に近づくとともに、前記最小容積移行室(30)と隣接する収縮容積室(31)との間で流体流通を許容するように配置されたことを特徴とする、請求項1に記載の回転流体圧力装置。

【請求項5】

前記第1凹部(87)は、前記最小容積移行室(30)が最小容積を過ぎたときに、前記最小容積移行室(30)と隣接する拡張容積室(29)との間で流体流通を許容するように配置されたことを特徴とする、請求項1に記載の回転流体圧力装置。

20

【請求項6】

弁オーバーラップ(Y)は、前記駆動軸手段(53)が駆動力により捻じれたときに、前記弁部材(51)と前記ハウジング手段(13)との間にシーリングランド部が形成されるように、選択されることを特徴とする、請求項1に記載の回転流体圧力装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、低速 - 高トルクジェロータモータのような、回転流体圧力装置に関し、特に、改良されたスプール弁型ジェロータモータに関するものである。

30

【0002】

【従来の技術】

低速 - 高トルクジェロータモータは、その弁方式について、『スプール弁モータ』あるいは『ディスク弁モータ』として典型的に類別されている。ここで用いられている『スプール弁』とは、一般に、スプール弁の円筒状外周表面と、その回りに隣接するハウジングの円筒状内周表面(『穴』)との間で弁作用を発生させる円筒状弁部材のことをいう。一方、『ディスク弁』とは、一般に、ディスク形状をした弁部材と、このディスク弁と隣接する(回転軸に対して直交する)横断表面との間で弁作用を発生させる弁部材をいう。

【0003】

本発明は、弁が配置された様々な型のジェロータモータに使用することができるが、特にスプール弁モータに適用した場合で説明する。さらには、特に、主トルク伝動駆動軸によって回転されるスプール弁モータに適用した場合で説明する。

40

【0004】

また、本発明は様々な大きさ、様々な流量および圧力比のジェロータモータにも使用することができるが、従来、スプール弁は一般に比較的低い流量および圧力比の小さなモータに限定して使用されてきたことに留意されたい。スプール弁とこれに隣接する円筒状表面すなわちハウジングの穴との間に径方向のクリアランスが存在するために、このようなスプール弁モータの特有の限定がある。このクリアランスは、不都合な漏出通路を形成することとなり、隣接する弁表面がシール係合するように付勢されるディスク弁モータとは異

50

なって、除去することは可能ではあるが、ただ大変困難である。しかしながら、比較的低速で、比較的高トルクの状況下で作動するスプール弁モータを使用したいという欲求は、顧客（例えば自動車製造業者）にとって、さらに一般的となってきている。例えば、本発明の実施の形態では、5から10rpmまたはそれ以下の速度で、20.685MPa（3000psi）程度の圧力差で、6.779kN・m（5000lb-in）以上の出力トルクを生み出すように開発されたものが、一様に使用されている。

#### 【0005】

低速・高トルクジェロータモータの性能のなかで至極重要であると思われる性能特性は容積効率とスムーズな作動であるが、両者は互いに幾らか関連する。容積効率は、（所定の流量および圧力条件の下での）実質の瞬時回転の、（同じ流量および圧力条件の下での）理論上の瞬時回転に対する比であるとみなすことができる。モータがかなり低速（低流量）で、且つ極端に高トルク（高圧力）で作動している場合、大量の漏出が存在すると、容積効率が低下し、例えばトルクと速度の調和が維持できず著しく目立つなど、おそらくラフに動くこととなるであろう。このような不調和は、一般に、車両の関連する部品がラフに作動することとなり、殆どの顧客あるいは車両の運転者に受け入れられることはない。

10

#### 【0006】

この他に、ジェロータモータの重要な性能特性は機械的効率であるが、この機械的効率は、トルクの見地から、実質の出力の、モータを介することによって圧力が低下することにより発生するであろう理論上のトルクに対する比とみなすことができる。当業者にはよく知られているように、摩擦は、例えば様々なスプライン結合における摩擦損失等、機械的効率を低下させる主要なものの一つである。あいにくなことに、ジェロータモータでは、（クリアランスを小さくする等により）容積効率をいかに向上させようとも逆に機械的効率が低下するのが一般的である。

20

#### 【0007】

##### 【発明が解決しようとする課題】

多くのスプール弁モータの設計では、スプール弁とモータ出力軸とは一体に形成されており、ジェロータギヤ組の出力トルクをドッグボーン駆動軸の手段が出力軸に伝動する。比較的低い圧力では、スプール弁とハウジング内との可変弁通路が互いに正常に流体流通しており、意図したとおりに流体がジェロータギヤ組に対して流入しすると共にそこから流出する。しかしながら、圧力が上昇すると、ドッグボーン駆動軸が『捻じれる』ようにトルクが伝動されるようになり、このような現象は当業者にとって一般的に知られていることである。比較的高いトルク負荷の状態の下では、ドッグボーンが（おそらく1、2度あるいはそれ以上もの角度で）捻じれるため、各スプールの通路とこれに隣接するハウジングの通路との流通のタイミングは、ジェロータギヤ組内のその関連する容積室のそのときの状態に対して、もはや正確ではなくなる。

30

#### 【0008】

言い換えれば、スプールの弁作用に『遅延』が生じてから、ジェロータギヤ組の容積室の中で何かが生じる。単なる例であるが、容積室のうちの1つが最大容積移行室（後にジェロータの詳細な説明で示す）となると、スプールの弁作用は1、2度回転したままとなってその容積室内に高圧流体が流通して、容積が変化しない。その結果、その容積室が収縮し始めているにもかかわらず、まだ高圧の流体が瞬間的に流通し続けることとなる。そして、弁が閉じて容積室がさらに収縮すると、弁作用がオーバーラップするために、容積室内の圧力の逃げ場がなくなり、流体圧力が瞬時に上昇してその容積室内に圧力のパルスやスパイク(spike)を発生させる。このような不正タイミングは、ジェロータに多くの問題をもたらす、いずれも容積効率とモータのスムーズさをさらに失わせるであろう。

40

#### 【0009】

本発明は、容積効率および機械的効率を悪化させることなく従来の一般的なモータよりもスムーズな、高圧且つ高トルクで作動するジェロータモータ、特にスプール弁型のものを提供することを目的とする。

#### 【0010】

50

また、本発明は、ジェロータ星形部材とスプールハウジング弁の接触面を改良して、比較的高圧で容積効率と機械的効率の両方を改善した、スプール - 出力軸を一体化した型の改良されたスプール弁モータを提供することを目的とする。

【 0 0 1 1 】

さらに、本発明は、モータあるいはポンプとして使用する場合に、その装置の流量容積を増加させるように、各容積室が接近して移行室から遠ざかるときに、容積室に流体を流入させ流出させるための付加手段が設けられた、改良されたスプール弁モータを提供することを目的とする。

【 0 0 1 2 】

【課題を解決するための手段】

本発明の上記およびその他の目的は、流体入口ポートと流体出口ポートを有するハウジング手段を含む型の回転流体圧力装置の提供によって達成される。流体圧力作用変換手段はハウジング手段と連動し、該ハウジング手段は、内歯リング部材と、この内歯リング部材内に偏心して配置されて相対的に旋回回転運動をして間に複数の拡張および収縮流体室をその旋回回転運動に応じて形成する外歯星形部材と、最小および最大容積移行室と、を含んでいる。弁部材は、ハウジング手段と協働して、入口ポートと拡張容積室との間、および、収縮容積室と出口ポートとの間に流体流通路を形成する。出力軸が弁部材と一体に形成されており、また、回転運動を星形部材から出力軸に伝動する駆動軸手段が設けられており、この駆動軸手段は、比較的大きいトルク負荷の下で、対応する駆動捻じれを受ける。弁部材とハウジング手段は、協働して公称弁オーバーラップを形成する。

【 0 0 1 3 】

改良された回転流体圧力装置は、弁部材とハウジング手段が協働して公称弁オーバーラップよりも実質的に大きな弁オーバーラップを形成することによって特徴付けられる。外歯星形部材は、その側面上に、複数の第1凹部を形成し、各第1凹部は、容積移行室が最大容積に近づくとときに、最大容積移行室と隣接する拡張容積室との間の流体流通を許容するよう配置される。

【 0 0 1 4 】

【発明の実施の形態】

図を参照すると、本発明を限定するものではないが、図1には本発明を適用することができる型の流体モータの断面図が示されている。低速 - 高トルクモータ11は、一般に、円筒形状をしており、幾つかの別個の部分から構成されてなる。このモータ11は、弁ハウジング13と、この実施の形態ではローラジェロータギヤ組である流体エネルギー伝動変換機構15とから構成されてなる。ギヤ組15は、端部キャップ17およびハウジング部分13と隣接して配置されており、端部キャップ17とハウジング部分13とは複数のボルト19（図1には1本しか示していない）によって互いに液密に係合保持されている。各ボルト19は、弁ハウジング13によって形成された略U字状のノッチ20に受け止められている。

【 0 0 1 5 】

弁ハウジング部分13は、流体ポート21と流体ポート23を備えている。ジェロータギヤ組15は、一般にローラ81からなる内歯を有する内歯リング部材25を備え、ボルト19が挿通される。このギヤ組15はまた、外歯星形部材27を備えており、各外歯は符号『27t』で示される。リング25の内歯81と星形部材の外歯27tとは互いに係合して、複数の拡張流体容積室29および複数の収縮流体容積室31（図2を参照）を形成する。各流体容積室29および31は、ボルト19が挿通されるノッチ20の一つと流体流通するように開放している。

【 0 0 1 6 】

当業者には知られているように、『拡張』容積室というか『収縮』容積室というかは、その時の状況の瞬間、特に、星形部材27が一旋回の半分以下の一方または他方のいずれにあるか、に關係する。また、この技術分野では良く知られているように、リング25と星形部材27とが相互に係合していることにより、最小容積移行室30（図4を参照）と、

10

20

30

40

50

最大容積移行室 32 (図 5 を参照) とが形成される。最小容積移行室 30 は、容積室が収縮容積室から拡張容積室に変化する (『移行』状態にある) ときに発生することを意味し、最小容積またはそれに近似することをいう。このようなことは、星形部材 27 の旋回毎に各容積室に一度は発生する。同様に、最大容積移行室 32 は、容積室が拡張容積室から収縮容積室に変化するときに発生し、最大容積またはその最大容積に近似する。このこともまた、星形部材 27 の旋回毎に各容積室に一度は発生する。

【0017】

弁ハウジング 13 には、スプール孔 33 と一对の環状の溝 35, 37 とが形成されている。溝 35 は通路手段 39 によって流体ポート 21 と流体流通状態にあるが、環状の溝 37 は通路手段 41 によって流体ポート 23 と流体流通状態にある。弁ハウジング 13 はスプールに対して開放する複数の径方向の開口 43 を形成しており、各開口 43 は軸方向通路 45 と流体流通しており、軸方向通路 45 は弁ハウジング 13 の後方表面 47 と流体流通している。

10

【0018】

スプール穴 33 内には、軸部分 49 とスプール弁部分 51 とを備えた出力軸アセンブリが配置されている。中空円筒形状のスプール弁 51 内には、通常『ドックボーン』と呼ばれる主駆動軸 53 が配置されている。出力軸アセンブリ 53 には直線内歯スプライン 55 の組が形成され、また、星形部材 27 には直線内歯スプライン 57 の組が形成されている。駆動軸 53 は、内歯スプライン 55 と係合される中高の外歯スプライン 59 と、内歯スプライン 57 と係合される中高の外歯スプライン 61 とを備えている。上述したように、本発明は、擦じられ解放されるドッグボーン、すなわち、ドッグボーンによって伝動されるトルクがモータの弁作用に影響を及ぼす型の装置に使用するのに、特に適している。

20

【0019】

スプール弁 51 は、環状の溝 35 と流体連通する複数の軸方向の通路 63 と、環状の溝 37 と流体連通する複数の軸方向の通路 65 とを形成している。軸方向流路 63 および 65 はまた、しばしば『タイミングスロット (timing slots)』とみなされる。この技術分野では一般に良く知られているように、タイミングスロット 63 は、環状の溝 35 とジェータギヤ組 15 の偏芯軸線の一方に配置された開口 43 との間で流体流通させるが、軸方向通路 65 は、環状の溝 37 と偏芯軸線の他方に配置された開口 43 との間で流体流通させる。軸方向通路 63 および 65 と開口 43 との間で、スプール弁 51 を回転させると、弁作用が切り替わるということは、この分野の技術では良く知られていることである。また、当業者に良く知られているように、流体ポート 21 が圧力流体供給源と流体連通しており、流体ポート 23 がシステムのリザーバと流体連通している場合には、出力軸 49 は一方向に (時計方向に) 回転し、流体ポート 21 がリザーバと流体連通しており、流体ポート 23 が圧力流体供給源と流体連通している場合には、出力軸 49 は他方向に (反時計方向に) 回転する。

30

【0020】

スプール弁 51 は、出力軸と隣接して配置された前方軸受表面 67 と、スプール弁 51 の後端に隣接して配置された後方軸受表面 69 とを備えている。弁ハウジング 13 は、出力軸 49 の部分を取り囲む前方ベアリング受け部 71 を備えている。出力軸 49 とベアリング受け部 71 との径方向の間には、出力軸 49 上に配置された内側レース 75 と、部分 71 内に受け止められた外側レース 77 とを備えた、符号 73 で示すボールベアリング組が配置されている。両レース 75 と 77 との間には、ボールベアリング 79 の組が配置されている。

40

【0021】

各ボルト 19 と各軸方向通路 45 とは、隣接して対となる内歯あるいはロール 81 の間の円周上にそれぞれ配置されて、径方向に配列されている。さらに、各通路 45 は、上述したように、通路 45 と凹部 83 との間が、凹部 83 の手段 (図 1 を参照) によって各ボルト 19 の孔と流体流通するよう開放しており、拡張容積室 29 内と収縮容積室 31 外とが流体流通する機会が充分にある。

50

## 【 0 0 2 2 】

主に図3および図5を参照すると、外歯星形部材27は、一般に星形部材27の『側面』としてみなされる外側表面85を備えている。側面85には外歯27tが形成されている。図3は、図2、図4、および図5に示されている方向と同じように、星形部材27を図1の左方端部から見た状態のものであることに注意されたい。

## 【 0 0 2 3 】

星形部材27の側面85は、二つで組の凹部87, 89が形成されている。各凹部87あるいは89は、ミリングカッタを使用することによって、星形部材の外歯27tの(軸方向の)ほぼ中心に形成されることが好ましい。後述するように、図3に示された凹部87, 89は、凹部内のいかなる圧力流体も星形部材27に軸方向の力を発生させないように配置されている。しかしながら、星形部材の側面85の軸方向ほぼ中央に凹部87, 89を配置することは本発明の本質的な特徴ではなく、星形部材27の製造方法によるものであり、星形部材の端面に隣接して配置することもできる。

10

## 【 0 0 2 4 】

当業者であれば理解できるように、星形部材の側面85はスプール弁51の直径よりも通常大きいので、凹部87, 89の公差を開口43および軸方向通路63, 65よりも大きくすることができ、常に全面的に正確な弁動作を達成することができる。

## 【 0 0 2 5 】

ここで、図2と共に主に図5を参照すると、拡張容積室29に圧力がかけられ、収縮容積室31がシステムのリザーバと流体流通されると、星形部材27は時計方向に回転するが、反時計方向には回転しない。

20

## 【 0 0 2 6 】

星形部材27が図2に示した位置からほぼ180度回転すると、星形部材27は図5に示すように位置し、容積室が12時の位置に配置されて最大容積移行室32となる。当業者には良く知られているように、容積室29が拡張する高圧および収縮容積室31が収縮する低圧のパターンは、星形部材27の回転速度で回転する。したがって、容積室が12時に位置して最大容積移行室32となっているときに、その時計方向に隣接する容積室が高圧となり拡張容積室29となり、一方、その反時計方向に隣接する容積室は低圧の収縮容積室31となる。

## 【 0 0 2 7 】

星形部材27が図5に示すように最大容積移行位置に達して数度を過ぎた直後には、6時の位置にあるローラ81と内歯スプライン57の『底』との間の、所定の位置に配置された中心点の回りに回転することが、星形部材27の瞬間的な唯一の動きとなるが、このようなことはジェロータの技術分野では良く知られていることである。

30

## 【 0 0 2 8 】

本発明の重要な観点によれば、容積室へのあるいは容積室からの流動の弁作用は、目的に応じて働く二つの異なる位置状態で達成される。ここで、図8のグラフも参照する。

1. 弁作用(主流量弁調節)は、スプール51とハウジングの穴33との間で容積室の大部分の流入および流出に応じて達成されるが、ドッグボーンの捻じれのような現象によって不利な影響を受けるため、容積室が拡張(29)するか収縮(31)するかが非常に明確なときだけ生じることが許容される。

40

2. 弁作用(移行弁作用)は、第1凹部(87)および第2凹部(89)の手段が星形部材に配置されていることにより、ごく少量の流量のみの流体連通ではあるが、極めて正確に、且つ、ドッグボーンの捻じれや、ジェロータリング内のボルトのクリアランス公差、あるいは、スプラインのバックラッシュや摩耗等のような、ジェロータの外部の現象に影響されることなく、星形部材において可能とする。

## 【 0 0 2 9 】

再び図5を主に参照すると、歯27tの歯先に向かって広がる第1凹部87の広がり、容積室が12時の位置で最大容積移行室32となる直前に(すなわち、図8において165度から176度で)、凹部87が拡張容積室29と流体流通する、すなわち、凹部87

50

が図5の回転線L1のわずかに右側に配置されるように、決定される。その後、瞬時に容積室は図5に示すように移行した状態を達成すると、線L1(図8の『弁全閉』)の左全体に位置するように、凹部87は拡張容積室27との流体流通を遮断する。

【0030】

同様に、第2凹部89は、それぞれ歯27tの歯先に向かって、容積室が最大容積移行室32となるように十分に広がり、容積室が最大容積移行室32となる時に、凹部89が回転線L2上またはその付近に配置され、12時の位置の容積室が収縮し始めるとすぐに、凹部89のチップが線L2の左に配置されて、最大容積移行室32と隣接して接触する容積室31との間(すなわち、図8において184度から195度あたり)で流体流通する。弁がすべて閉じると(図8の全弁閉)、176度から184度あたりで、あるいは星形部材の8度程度の旋回角度で、容積室32から流体流通しなくなる。

10

【0031】

このようにして、容積室32が最大容積に達する直前に、圧力流体は拡張容積室29から凹部87を介して容積室32へと流通し、容積室32が接触し始めるとすぐさま、圧縮流体は凹部89を介して接触した容積室31へと流通する。その結果、容積室32が最大容積に達したときにその内部を吸引したりボイドダウン(void down)することなく、また、その接触し始めるときに圧力パルスやスパイクが発生することがなく、星形部材27がスムーズで静かに旋回回転する。

【0032】

ここで、図2の12時の位置と対応する位置を示した図4を主に参照すると、図4に示すように星形部材27は点Pの回りを瞬間的に回転する。その瞬間、最小容積移行室30は、ローラ81と側面85との間で接触する接触線L3が通る点によってその右側の境界とされ、また、ローラ81と側面85との間で接触する接触線L4が通る点によってその左側の境界とされている。

20

【0033】

凹部89の広がり、室30が最小容積に達する直前に、凹部89の一部が線L3の下方に延びて隣接する収縮容積室31(例えば、図8の348度から358度付近まで)と流体流通するように、星形部材の『谷』に延びている。その結果、最小容積移行室30に残った流体は、凹部89を介して室30が実際に最小容積に達するまで室31と流通する。

30

【0034】

凹部87は、室30が図4に示した最小容積状態の場合、線L4上に位置するか近づくように、星形部材の谷に延びている。したがって、室30が最小容積位置を過ぎて拡張し始めるとすぐに、凹部87のリーディングエッジは線L4通過して移動し、拡張容積室29と流体流通し始め(すなわち、図8において2度から12度の状態である)、圧力流体は凹部87を介して室30に流通し、拡張が開始される。

【0035】

このようにして、最大容積移行室32と流体流通することについて記載したのと同様に、最小容積移行室30が最小容積位置に近づくときには、室30内に閉じ込められる流体がなく、また、室30が拡張し始めるときには、吸い込みは発生しない。したがって、星形部材27がスムーズで静かに旋回回転し、各容積室は収縮容積室31から拡張容積室29へと移行する。図4および図5には、左右対称の凹部87および89が、線L1、L2、L3、およびL4の変化と関連して図示され説明されているが、モータはいずれの回転(流れ)の方向にも作動することができ、上述したのと同様に凹部87および89が作用することに留意されたい。

40

【0036】

図1と共に、主に図6および図7には、本発明の他の重要な特徴が示されている。スプール弁モータの技術分野では良く知られているように、スプール51が回転するとき、各流通開口43(図6)は、スプール51によって形成された軸方向通路63および65と整合して流体流通状態にある。このように整合しているときに、各開口43は図6に示すよ

50

うに隣接する通路 6 3 と隣接する通路 6 5 との間の中心の位置を瞬時に通過し、開口 4 3 は『X』で示すオーバーラップ分だけ隣接する通路 6 3 または 6 5 と協働する。『オーバーラップ』とは、図 6 に示した中央に開口 4 3 が位置するときの、開口 4 3 と通路 6 3 (または 6 5) との間の実際の周方向のシーリングランド部(sealing land)の長さである。

【0037】

公差の要請や熱ショックの要請の結果、ハウジングの穴 3 3 とスプール弁 5 1 の外径との間には所定の径方向のクリアランスが必要である。そして、径方向のクリアランスは、上述したオーバーラップの状態を必要とするが、上述した最小および最大容積移行状態を発生させる流体のキャビテーションおよび/またはトラッピングの原因となり、モータの機械的効率を低減させる。本発明の特徴の一つは、従来の技術のように機械的効率を減少させることなく、オーバーラップを増加させて容積を改良することにある。そして、機械的効率も増加させることにある。

10

【0038】

図 6 に示した開口 4 3 の位置は、各容積室が図 4 に示した最小容積移行室 3 0 となるときの瞬間を仮定した開口の理論的な位置である。しかしながら、上述したようにモータが高トルク負荷で作動しているときにドッグボーンに捻じれが発生することにより、開口 4 3 が図 6 に示したように中心に位置しなくなるが、その代わりに、開口 4 3 は高圧の軸方向通路 6 3 と流体流通したままとなる。その結果、開口 4 3 と関連する容積室が最小容積移行位置に達したときに、戻り方向の圧力を伴う流体流通が存在して、(本発明がなくしては)容積室が高圧で流体流通することなく増加し始め、モータ内にキャビテーションを引き起こす結果となる。

20

【0039】

これに対して、本発明の重要な特徴によれば、従来の技術における各流体流通開口 4 3 を、この実施の形態では延ばされた開口よりはむしろ円形に形成された穴により構成した流体流通開口 9 1 (図 7)に変更した。さらに重要なことは、流体流通開口 9 1 の大きさが、隣接する通路 6 3 と隣接する通路 6 5 との間の中心に位置するとき、開口 9 1 が各通路と協働して、従来の技術のオーバーラップ X よりも実質的に大きいオーバーラップ Y を形成することである。この実施の形態におけるオーバーラップ Y は、例えば、従来の技術の装置におけるオーバーラップ X の 3 ~ 4 倍の範囲にある。その結果、高トルク負荷の下では、ドッグボーン軸 5 3 が実質的に捻じれた場合でも、容積室が最小容積移行状態に達して部分的に開口 9 1 と関連したときに、通路 6 3 と流体流通開口 9 1 との間のいかなる流体流通もなくなる。

30

【0040】

図 7 に示された大きなオーバーラップ Y は、拡張および収縮容積室から不利に流体を流通させることがなく、また、最小および最大容積移行状態に近づき、通過するスプール弁 5 1 の主弁機能に凹部 8 7 および 8 9 を付加したことにより、モータを通る圧力の低下を不用意に増加させる結果とはならないことは、当業者に理解できることであろう。ドッグボーンに捻じれが発生するトルク比の値を計算することにより得られる、モータのトルク比の知識に基づいて、オーバーラップ Y を選択することができるものと思われる。さらには、本明細書を読んで理解すれば、どのような形状のジェロータに対しても、凹部 8 7 および 8 9 の一定の境界を選択することができる。

40

【0041】

本発明を以上記載したように詳細に説明してきたが、本明細書を読んで理解すれば、当業者にとってさまざまな変更あるいは修正が可能であることは明白である。このような変更あるいは修正は、特許請求の範囲内である限り本発明に含まれる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明を用いることができる型のジェロータモータのスプール弁の断面図である。

【図 2】図 1 の 2 - 2 線の、ほぼ同スケールで示す断面図である。

【図 3】本発明の通過凹部を含む、ジェロータ星形部材の斜視図であるり、図 1 よりも軸

50

方向の寸法が幾分大きく示されている。

【図 4】図 2 と同様に示された本発明に関連する最小流体通過室の拡大破断図である。

【図 5】図 2 および図 4 と同様に示された本発明に関連する最大流体通過室の拡大破断図である。

【図 6】従来の弁の拡大断面図である。

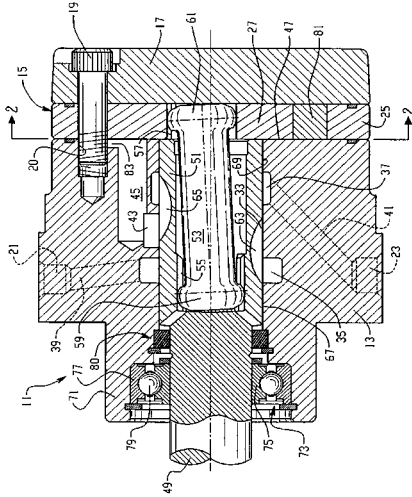
【図 7】本発明の一形態の修正を示す拡大断面図である。

【図 8】本発明の容積室ポケット領域と星形部材の回転角との作動を示すグラフである。

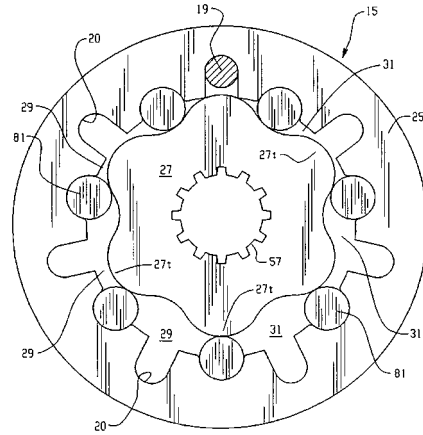
【符号の説明】

1 3	ハウジング手段	
2 1	流体入口ポート	10
2 3	流体出口ポート	
2 5	内歯リング部材	
2 7	外歯星形部材	
2 9	拡張流体容積室	
3 0	最小容積移行室	
3 1	収縮流体容積室	
3 2	最大容積移行室	
3 3	スプール穴	
4 9	出力軸	
5 1	弁部材	20
5 3	駆動軸手段	
8 5	側面	
8 7	第 1 凹部	
8 9	第 2 凹部	
X	公称オーバーラップ	
Y	弁オーバーラップ	

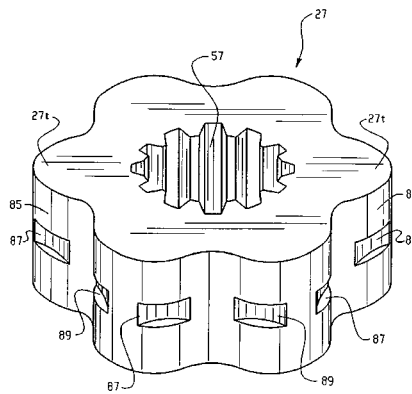
【図 1】



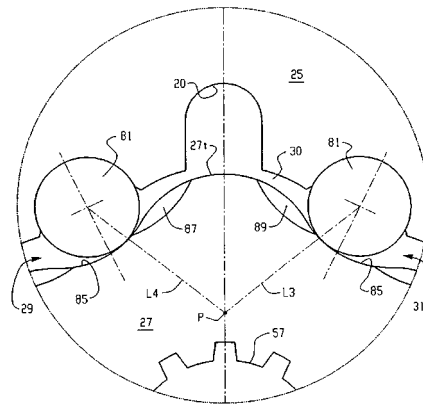
【図 2】



【図 3】



【図 4】





---

フロントページの続き

- (72)発明者 ウェイン バーナード ウエンカー  
アメリカ合衆国 ミネソタ 55347, エデン プレイリー, キャニオン リッジ 156  
24
- (72)発明者 マヴィン ロイド バーンストロム  
アメリカ合衆国 ミネソタ 55347, エデン プレイリー, レッド オーク ドライブ  
8611

審査官 佐々木 智洋

- (56)参考文献 実開平02-078473(JP,U)  
実開平02-103870(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
B62D 5/09