

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3972072号

(P3972072)

(45) 発行日 平成19年9月5日(2007.9.5)

(24) 登録日 平成19年6月22日(2007.6.22)

(51) Int. Cl.

F 0 4 C 2/18 (2006.01)

F I

F 0 4 C 2/18

B

請求項の数 23 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願平8-504188	(73) 特許権者	デイヴィッド ブラウン ハイドロリック ス リミテッド
(86) (22) 出願日	平成7年7月7日(1995.7.7)		イギリス国 ビーエッチ 1 7 7 エルビー ドーセット プール フリート コーナ ー (番地無し)
(65) 公表番号	特表平10-502715	(74) 代理人	弁理士 門間 正一
(43) 公表日	平成10年3月10日(1998.3.10)	(72) 発明者	ウイン、 バリー
(86) 国際出願番号	PCT/GB1995/001610		イギリス国 ディーティー 1 1 8 ジェイ エヌ ドーセット ブランドフォード タ ーラント ガンヴィル ウェストバリー フ ィールド 4 ブライハー (番地無し)
(87) 国際公開番号	W01996/001950		
(87) 国際公開日	平成8年1月25日(1996.1.25)		
審査請求日	平成14年6月24日(2002.6.24)		
(31) 優先権主張番号	9413676.9		
(32) 優先日	平成6年7月7日(1994.7.7)		
(33) 優先権主張国	英国 (GB)		
(31) 優先権主張番号	9506824.3		
(32) 優先日	平成7年4月1日(1995.4.1)		
(33) 優先権主張国	英国 (GB)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体圧装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外部はすばを有し、入口側と出口側の間にあるケース内で回転するために設置された、相互に噛合う 2 個の歯車を有する流体圧装置であって、1 対の協働する歯の全幅にわたって連続的な駆動接触が達成される実質的にまさにその瞬間に、先行歯の前縁がその協働している歯との係合から外れるようになり、
歯が噛合い係合へと移動するにしたがい歯と歯の間の空間と運通するように、歯車の各端部に圧力解放凹部が配設されており、歯車の一端部に在る圧力解放凹部の位置付けと、歯車の他端部の圧力解放凹部に対しての位置づけとが、螺旋進行距離に対応する量だけずれて配置されていることを特徴とする流体圧装置。

【請求項 2】

連続的駆動接触が、先行歯の前縁がその協働する歯との係合から外れてからわずか短時間後に、相互に噛合う 1 対の歯の全幅にわたって達成されることを特徴とする請求項 1 に記載の流体圧装置。

【請求項 3】

連続的駆動接触が、先行歯の前縁がその協働する歯との係合から外れるわずか短時間前に、相互に噛合う 1 対の歯の全幅にわたって達成されることを特徴とする請求項 1 に記載の流体圧装置。

【請求項 4】

横断面におけるかみあい率は、1.5～3 の範囲であることを特徴とする請求項 1 乃至 3

のいずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 5】

横断面におけるかみあい率は、 $1.85 \sim 2.2$ の範囲であることを特徴とする請求項 4 に記載の流体圧装置。

【請求項 6】

横断面におけるかみあい率は、 $1.95 \sim 1.99$ の範囲であることを特徴とする請求項 5 に記載の流体圧装置。

【請求項 7】

螺旋前進距離は、 $0.5 \sim 2$ の範囲であることを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載の流体圧装置。

10

【請求項 8】

螺旋前進距離は、 $0.85 \sim 1.2$ の範囲であることを特徴とする請求項 7 に記載の流体圧装置。

【請求項 9】

螺旋前進距離は、 $0.95 \sim 0.99$ の範囲であることを特徴とする請求項 8 に記載の流体圧装置。

【請求項 10】

各歯車には少なくとも 13 本の歯が付いていることを特徴とする請求項 1 乃至 9 いずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 11】

20

各歯車には少なくとも 17 本の歯が付いていることを特徴とする請求項 10 に記載の流体圧装置。

【請求項 12】

歯車の歯は、インボリュート輪郭の斜面を有することを特徴とする請求項 1 乃至 8 のいずれかに記載した流体圧装置。

【請求項 13】

前記流体圧装置が歯車ポンプであることを特徴とする請求項 1 乃至 12 のいずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 14】

前記流体圧装置が歯車モーターであることを特徴とする請求項 1 乃至 12 のいずれかに記載の流体圧装置。

30

【請求項 15】

各圧力解放凹部は、歯車のピッチ円に対する共通接線を跨ぎ且つ前記装置の高圧ポートと一端で連通しているスロットであり、前記スロットの他端部には基礎端面があって、その面を超えて、動力入力歯車あるいは出力歯車から離れた接触線の側面全体に配置されている補助スロットが延在していることを特徴とする請求項 1 ～ 14 のいずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 16】

前記流体圧装置は、流体供給凹部が、歯が歯車の各端部での噛合い係合から外れて移動するにつれて歯間の空間と連通できるようになり、歯車の各端部での圧力解放凹部および流体供給凹部が、前記空間による互いの連通を回避するように位置決め形成されており、歯車の一端部の流体供給凹部の、その他端部の流体供給凹部に対する位置決めが、螺旋形前進距離に対応する量だけずれて配置される、というようになる歯車ポンプからなることを特徴とする請求項 1 ～ 15 のいずれかに記載の流体圧装置。

40

【請求項 17】

各流体供給凹部は、歯車を担持する軸用のベアリングを相互接続し、且つ、連繋する圧力解放凹部の基礎端面から螺旋形前進距離に対応する量だけ離隔しているスロットであること特徴とする請求項 16 に記載の流体圧装置。

【請求項 18】

歯車の歯の前縁を収容している歯車の端部での圧力解放凹部の基礎端面の表面は、両歯車

50

の軸を収容する平面に配置されていることを特徴とする請求項 1 に記載の流体圧装置。

【請求項 19】

少なくとも、圧力解放凹部に隣接する流体供給凹部の縁部の効果的部分が、一直線に真っ直ぐで且つ歯車のピッチ円に対する共通接線に対し直角であることを特徴とする請求項 17 または請求項 18 に記載の流体圧装置。

【請求項 20】

少なくとも、歯車の歯の後縁を収容している歯車の端部での流体供給凹部の縁部の効果的部分が、両歯車の軸を収容している平面に配置されていることを特徴とする請求項 19 に記載の流体圧装置。

【請求項 21】

前記流体圧装置は、各々の圧力解放凹部が歯車の各端部で前記モーターの両ポートと連通している、というようにしてなる可逆モーターからなることを特徴とする請求項 1 ～ 20 のいずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 22】

前記流体圧装置は、凹部が、歯車の端部での漏れを最小限にするためにそれ自体は周知の封止板に形成されているようになることを特徴とする請求項 1 ～ 18 のいずれかに記載の流体圧装置。

【請求項 23】

流体圧システムは、少なくとも 10×10^6 Pa (パスカル) の圧力で流体圧作動流体を必要とする流体圧動力装置と、前記装置に流体圧的に連結した、請求項 16, 17, 18, 19, 20 の内のいずれかに記載した歯車ポンプと、前記歯車ポンプを作動して、少なくとも 10×10^6 Pa (パスカル) の圧力まで流体圧流体を加圧するように、前記歯車ポンプに連結された原動機とからなることを特徴とする流体圧システム。

【発明の詳細な説明】

【発明の属する技術分野】

本発明は、相互に噛合う外部はすば歯車を有する流体圧装置に関するものである。この流体圧装置は、回転駆動から加圧流体を産出する歯車ポンプであるとか、加圧流体から回転運動を産出する歯車モーターとかいったものである。

【従来の技術】

多くの従来形の油圧歯車ポンプでは、相互に噛合った外部平歯車を用いている。流体圧流体は、歯間の空間でポンプ・ケーシングに囲まれて、歯車によって入口側から出口側へと運ばれていく。このようなポンプは、協働し合う歯車の歯間にある空間に入り込む歯によって引き起こされる脈動吐出 (pulsating discharge) を産出して、その間にある流体圧流体が排出されるようにする。

【発明が解決しようとする課題】

しかし、このような脈動吐出は圧力表面張力波 (pressure ripple) を引き起こし、それが機械的構成部品の共振を起こし、その結果、雑音が生じることになる。従って、雑音を減らすために、流体の放出を滑らかにすることによって、圧力表面張力波の大きさを減少することが望ましい。

はすば歯車は、移送手段の適用に用いられる歯車ポンプに推奨されてきた。移送手段の適用の例としては、流体が、流体源からそれが使用される場所へと移送される、というものがある。この型のはすば歯車ポンプは、液体が歯間の空間から徐々に均一に排出されて、圧力表面張力波が軽減されるために、平歯車よりもずっと静かであるという傾向にある。このようなはすば歯車ポンプに第一に望まれることは、大量の液体を小型に包み込んだ状態で移送することである。これが、歯車の外径 (歯先円) 及びピッチ円間の比率を最大化し且つ少ない数の歯を使用するのを望ましくさせるのである。歯自体は、歯間の空間にびたりと嵌まるような形状にされており、相互に噛合している歯間を通して出口側から入口側への好ましくない逆流が起こるのを軽減するようにしてある。

比較的低圧で作動したり、粘質流体を取り扱うという移送ポンプに対しては、このような方法は誠に申し分がない。相互に噛合する歯間を通して出口側から入口側へいくらか逆流

10

20

30

40

50

があるかも知れないが、しかし、これは一般的には心配ない。

しかしながら、このような方法は、高圧流体ポンプであるとか、また低粘度の流体を取り扱うにはあまり満足できるものではない。このようなポンプは高度仕様移送ポンプであるが、しかし、それ以上にもっと典型的な動力発生流体圧ポンプであって、つまり、流体圧装置を作動するために流体圧流体が駆動流体として使用されている、というポンプなのである。

このようなポンプは、320バール ($32 \times 10^6 \text{ Pa}$) 迄の圧力で、100バール ($10 \times 10^6 \text{ Pa}$) 以下ではまずあり得ないという圧力を搬送するのに要求されるものであり、その粘度が正常作業温度で20センチストーク ($2 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$) を通常は超えないという低粘度流体を使用する傾向にある。

10

故に、高度仕様利用に対する、更に具体的に言えば、動力適用のための産業用標準歯車ポンプは、平歯車を使用する歯車ポンプである。このような歯車ポンプは逆流に対して優れた密閉性を提供し、雑音があるにもかかわらず、高度仕様利用に対して用いられている。同様な考え方が歯車モーターに関しても当てはまる。この場合に更に追加して考えねばならないことは、開始トルクの問題である。歯車モーターに加圧流体が供給されると、これによって回転するようにし向けられる。平歯車モーターにおいては、噛合い周期全般にわたって発生する変位の瞬間的変動が、ポンプで起こるのと同じように、流動表面張力波を発生して、騒音を誘発し、更には、出力トルクにおいて変動を起こす。

速度が速い場合、トルク変動はそんなに重要なことではないが、流動表面張力波によって発生した騒音は存在する。速度が遅い場合あるいは静止時には、トルク搬送は問題をはらむ。ポンプは静止時には圧力を発生させることができないのに反して、モーターは、停止して加圧流体が供給された時に、全出力トルクを発生する必要がある。平歯車モーターは、この点に関して、始動時の困難性という問題に悩まされるのである。

20

本出願人はついに、或る種のはすば歯車が、歯車ポンプとしても歯車モーターとしても高度仕様利用に対して使うことができ、平歯車を使っている同種の装置を超えた実質的な有利性をもたらすということを解決したのである。どちらの装置に利用しても、雑音を実質的に軽減する効果があり、歯車モーターにおいては、更に優れた始動特性がある。

【課題を解決するための手段】

本発明によれば、入口側と出口側との間のケーシング内で回転するように設置された、外部はすばを有する2つの相互噛合歯車の備わった流体圧装置が提供されるもので、この装置においては、1対の協働歯の全幅にわたって連続的駆動接触が達成された正にその瞬間に、先行歯の前縁がその協働歯との噛合から外れるようになる。

30

歯車が回転するにつれて、連続的駆動接触が、はすばの先端の所で外れ、実質的にその瞬間に、たちまちにして既に次の対の歯車の間に連続的駆動接触は存在するのである。

『実質的にその瞬間に』なる用語は、小偏差は、どちらにしても、次の歯の全面にわたり連続的駆動接触が達成される正にその瞬間に、その協働歯との噛合から外れる先端部では許容される、ということを暗に含んでいることに留意されたい。

歯車の歯は、好ましくはインボリュート輪郭の側面を有する。幾何学的配列は、実質的に連続的駆動接触が、インボリュート生成円から先端まで歯側面を対角線に伸びている、というようになっている。

40

上述のように定義されたこの発明の要件を満たすためには、横断面のかみあい率は、1.5～3の範囲であり、1.85～2.2の範囲であるのが好ましい。最も好ましいのは、横断面のかみあい率が1.95～1.99の範囲にあることである。螺旋進行は、適切には、0.5～2の範囲にあり、好ましくは0.85～1.2の範囲で、最も好ましいのは、1である。横断面のかみあい率は、適切には、螺旋進行を0.8～1.2の範囲で超えていて、好ましいのは、約1の範囲を超えていることである。正確に1でも良いが、1よりも幾分少な目であるのが好ましいことが判っていて、最も好ましくは0.95～0.99である。このことは、歯を受け入れていて、そうして流体の捕獲によって発生される過剰の有害圧力を防止したり、あるいは防止するのを容易にしている量が減少している歯空間において止められた流体を解放するのを助ける上で、極く少量のアンダラップ（重複部

50

分 (underlap) : 液体が流れるようなかさなりの状態) が望ましい、ということを示唆しているのである。適切には、アンダラップは、止められた流体の解放を許容する程度のものであって、装置が設計されている速度範囲内で出口側から入口側へ流体の逆流を許すに十分なほど長く持続するものではない。

たとえ非常に低い粘度のものでも、流体圧流体の流体力学的特質としては、非常に少量のアンダラップは出口側から入口側への流体圧流体の実質的な逆流を起こさせない、というものである。

逆流は、明らかに歯車ポンプの容積測定上の能率に悪影響があろうが、しかしまた、圧力表面張力波の振幅に悪影響を与え、それ故に、歯車ポンプや歯車モーターの雑音発生にも悪影響を与えようと考えられる。

従って、非常に極く小程度のアンダラップを有する本願発明の実施態様においては、先行歯がその協働歯との係合から外れたわずか短時間後に、1 対の噛合する歯の全幅にわたって連続的駆動接触が達成される。このことは、隣り合う 2 対の噛合する歯を横切る駆動接触の 2 本の連続線は決して存在しないので、流体の捕獲は生じない、ということの意味する。

相互噛合歯車における歯の数は接触比によって決定される。好ましくは、この数は、外側径及びピッチ円径間に最大限の比率を与えるために最小限にして、これによって、面幅単位当たりの変位を最大にする。しかしながら、所望の接触比を達成する必要性があるために、平歯車流体装置における典型的な数よりも歯の数が多くなる結果となる。平歯車流体装置自体においては、歯の数がより多いほうが圧力表面張力波の振幅を軽減するのに役立つ。実際には、個々の歯車は好ましくは少なくとも 13 個、好ましくは少なくとも 17 個の歯車歯を有する。

適切には、1 回転当りの流体変位は 5 から 500 ml、好ましくは、15 から 300 ml である。

上述に限定したような流体圧装置においては、歯間の減少した空間から装置の出口側へと、1 つの歯がその空間に入り込むにつれて、流体が逃げられるようにするために、噛合する対になる歯車の各端部において歯が噛合状態に入るにつれて、圧力解放凹部が、歯間の空間と連通することができるようになっていて、歯車の他端部における圧力解放凹部の変位に対して、歯車の一端部におけるその変位が、螺旋進行に応じた量だけずれることになる。このような凹部は「全くアンダラップがもたらされていない、すなわち、隣接する 2 対の相互噛合歯の全幅にわたって常時連続的駆動接触が存在する」という実施例においては、重要と考えられる。また、このような凹部は、少量のアンダラップがもたらされている実施例においても望ましいと考えられる。もしこのような凹部がもたらされていなければ、アンダラップは、流体の出口から入口への実質的な逆流の危険を防止するに足るだけ十分に大きくてはならないのは確かである。

好ましくは、各々の圧力解放凹部は、歯車のピッチ円に対して共通接線を跨いで装置の高圧ポートと一端で連通しているスロットであり、前記スロットの他端部は基礎端面を有し、その基礎端面を超えて、動力入力歯車あるいは出力歯車から離れている接触線の側に全体的に配置された補助スロットが延在するようになっている。

米国特許明細書第 4548562 号は、はすば歯車ポンプに関するものであり、ポンプ効率を減少させ且つポンプ内の望ましくない流体圧力並びにポンプの雑音を引き起こす流体ロックを回避するために、噛合うポンプ歯車の各軸側に末端板を使用し、歯車歯空間に捕獲された流体が放出されるようにするために末端板に凹部をもたらし、こうして、その空間と隣接するポートとの間の連通を提供する、ということは普遍的なやり方である、と述べている。この特許は、噛合う歯車歯の歯空間に捕獲された流体における圧力の増加を防止する圧力解放を提供する。この米国特許明細書は、圧力解放凹部と共に末端板を使用する必要性を除去することを目的としているものであるが、しかしそれでもなお、この特許の第 4 図では、もはや必要とされないはずと言われる周知の凹部が図示されている。しかし、これらが螺旋進行に相当する量だけ端から端へずれているということを示すものは何もないし、これらは単純な四角端部の形状を有している。

10

20

30

40

50

本発明の流体圧装置が歯車ポンプである時には、圧力解放凹部に加えて、歯がその空間を離れるにつれてポンプの入口側から歯間の拡大空間に流体が流れ込むようにするために、好ましくは、噛合している対の歯車の各端部において歯が噛合から外れ出るに従って歯間の空間と連通することのできる流体供給凹部をも備えるようにしてあり、歯車の各端部における圧力解放凹部および流体供給凹部は前記空間によって互いに連通するのを回避するように形成され位置づけられていて、歯車の他端部に対し歯車の一端部の流体供給凹部が螺旋進行に相当する量だけずれるようになっている。

好ましくは、各流体供給凹部は、歯車を把持しているシャフト用のベアリングを相互接続し、且つ、螺旋進行に相当する量だけ連携した圧力解放凹部の基礎端面の末端面から離隔したスロットである。

10

同様に好ましくは、歯車の歯の先端を含んでいる歯車の端部での圧力解放凹部の基礎端面の末端面は、双方の歯車の軸を含む面に配置されている。

好ましくは、少なくとも、圧力解放凹部に隣接する流体供給凹部の縁部の効果部分は一直線で、歯車のピッチ円に対する共通接線に対し直角である。

同様に好ましくは、少なくとも、歯車の歯の追従する端部を含む歯車の端部における流体供給凹部の縁部の効果的部分は、双方の歯車の軸を含む面に配置されている。

本流体圧装置が歯車ポンプである場合、噛み合って一對になる歯車は、好ましくは、圧力解放凹部および流体供給凹部が形成された浮遊圧力負荷末端封印板の間に保持される。適切なバックアップ装置付きのエラストマー封印板の裏面にある溝に施して、加圧流体を受ける区域を隔離し、封印によって限定された区域および形状が封印板と相互噛合歯車の末端面を直角に接触させるように配置されているので、全体的な閉鎖力が、装置のケーシング内の圧力によって発生される分離力よりも若干量だけ大きくなる。

20

本発明による流体圧装置においては、歯車を反対方向へ強力に推し進める軸方向の力が発生される。この軸方向の力に対向し、封印効果に悪影響を及ぼす転覆偶力（チップング・モーメント）を打ち返すために、一方の封印板の下部と他方の封印板の上部とに特別の付加領域が設けられている。

好ましくは、この付加領域が設けられた封印板の作業面、並びに、それと接触する歯車の表面は、例えば表面硬化加工／研磨の加工などによって処理されて、作業中に磨耗抵抗流体力学的薄膜を提供するために、流体圧流体を保持するための微小空洞をもたらす。

流体圧装置が可逆ポンプである時は、各々の圧力解放凹部は、歯車の各端部でモーターの双方のポートと連通する。

30

歯車モーターは双方向に回転することができるのが望ましい。それ故に、歯車ポンプの上述した封印板負荷の形態は使用されない。封印板負荷の改良型は、どのポートが圧力下にあるかに関係なく、同程度の圧力負荷を提供するのに使用される。そのような、型の圧力板は、かなり長期間にわたって平歯車で使用されて来たとし、はすば歯車モーターにも同等に応用可能である。

歯車モーターに、圧力負荷をかけられた浮遊封印板を使用するのは不都合である。モーターは回転が始まる前に加圧されるので、歯車の末端面に対して負荷された浮遊板は、力学的薄膜潤滑を発生するのに十分な速度が達成されるまで、出力トルクを減少する。もし高始動トルクが必要条件である場合には、このようにトルクが減少することはゆゆしき事である。

40

このようなことから、歯車ハウジング内において封印板がその周縁にわたって支持されている場合には、これは都合がよい。更に、封印板は重要な箇所において圧力負荷がかけられ得るので、内部圧力による歯車表面からの変形が防止される。それ故に、制御された内部軸方向間隙がもたらされていて、容積測定効率が過剰に減少することなく、始動時の遅滞を除去する。

このような技術は平歯車モーターで首尾よく使用されてきており、はすば歯車モーターにも同程度に応用可能である。

ここに記載されたはすば歯車ポンプおよびモーターには、平歯車ポンプおよびモーターと同様なやり方でスリーブバッシング型ベアリングあるいは耐摩擦ローラー・ベアリングが

50

設置され得る。

歯車上の軸方向の力に対抗すべく設計しなければならないのを回避するためには、それぞれのシャフト上で軸方向に離隔したやまば歯車を使用することが可能であろう。しかしながら、このようなやまば歯車はそれ自体の設計上の問題を持ち出すことになろうし、本発明によれば可能ではあるが、しかしなお、やまば歯車を使用するのは好まれない。

適切には本発明の装置は、歯車ポンプの場合あるいは歯車ポンプで駆動される場合、歯車モーターの場合であれば、少なくとも 100 バール ($10 \times 10^6 \text{ Pa}$) の、好ましくは、少なくとも 220 バール ($22 \times 10^6 \text{ Pa}$) の、典型的には、 320 バール ($32 \times 10^6 \text{ Pa}$) までの、あるいはそれ以上の圧力で、流体圧流体を供給するのに使用される。

10

本願発明は、以下に添付した図面を参考しながら、実施例を挙げて更に説明する。

【図面の簡単な説明】

図 1 は、概略平面図に於ける歯車ポンプの断面を示す。

図 2 は、図 1 の歯車ポンプで使用される歯車および封印板の分解斜視図である。

図 3 は、ポンプの、互いに噛合する 2 つの歯車の歯の先端面を含む端部からの、概略図である。

図 4 は、歯の終端を含む前記歯車の端部における同様な図である、

図 5 は、両端部での高圧力および低圧力スロットを示す、前記歯車の噛合部の、歯の先端面を含む前記歯車の端部における拡大視略図。

図 6 は、図 3 および図 4 とほぼ同等の縮尺の、歯車の歯の先端面を含む歯車の端部に対する封印板の内面図であり、封印板の溝は、図 3 及び図 5 に示されたものと同様であるが、全くの同一ではない。

20

図 7 は、図 6 に対応する、歯車の歯の終端面を含む歯車の端部に対する封印板の内面図であり、封印板の溝は、図 3 及び図 5 に示されたものと同様であるが、全くの同一ではない。

【発明の実施の形態】

図 1 に示すように、歯車ポンプは、ボルト止めされた構成部品 4, 6 によって作られたはすば歯車 8, 10 を保持するためのケーシング 2 からなる。はすば歯車 8 及びはすば歯車 10 は、それぞれ各シャフトに固定され、はすば歯車 8 のシャフトの突出部 12 がモーターによって駆動され得るように、歯車 8 のシャフトは延長している。数字 8, 10 で示してある個々ののはすば歯車（以下歯車という）の形態には、2 つの封印板 14 と 16 が装着されている。封印板 14 は歯車 8, 10 の型端において、ケースと平行面の間を密封している。封印板 14 は歯車 8, 10 の片端において、ケーシング 2 と平行面の間を密封している。封印板 16 は歯車 8, 10 の他端においてケーシングと平行面の間を密封している。歯車の歯はケーシング 2 の内側で僅差許容範囲で合致するように配置されている。歯車を回転させることによって、歯車が、ケーシング 2 によって歯車の歯の間の空間に捕獲された流体を、入口側または吸入側から、出口側又は圧力側へと、移動させる。

30

歯車及び封印板については、図 2 を参照して詳細に説明する。

図 2 に示すように、歯車 8, 10 は 18 本の外部歯を有するはすば歯車である。螺旋進行度は正確に 1 であり、そのため各歯の先端 18 は先行歯の後端 20 と並列する。横断面のかみあい比率は 2 よりやや少ない。両端とも同形であり、歯車の軸の中心側に位置する円弧状の、狭い上方平面もしくは先端において切断された、螺旋状の輪郭の斜面を有する。歯間の底面若しくは根底は汚染防止のため一定の隙間を有する。

40

この実施例の螺旋進行及びかみあい率は、稼働中のほとんどの場合、互いに噛合する歯の全幅にわたって、連続した駆動接触および連続した密封が存在する。接触線は、渦巻発生円から先端面に歯車の歯の側面にわたって傾斜して通じている。一方の歯車が回転するにつれ、連続した密封が、適切な歯の先端において破れる。この瞬間、完全ではないがほとんど連続した駆動接触が、後続の対になる歯の全幅にわたって存在する。実際のところ、この瞬間に、それら歯の後退に隣接して小さい隙間が生ずる。しかし、その隙間は回転が進むにつれすぐに消失し、そのため互いに噛合する歯車の歯にわたる、連続した駆動接触

50

および連続した密封が存在する。そのため、設計上、非常に小さいアンダラップが存在する。これは、歯がこの空間へ移動するにつれて、歯間の減少する空間に捕獲された流体を解放する目的のために存在するのである。もしこのアンダラップが存在しない場合には、かみあい比率が高くなるため（例えば2.2）、稼働中のどの瞬間にも、隣接した対になる歯を超えて、連続した2本の接触線が存在することになる。

連続した駆動接触が1組の歯形によってなされた瞬間に、連続的な接触駆動が失われるような設計を考えることもできる。これはアンダラップなしのシステムであろう。しかし、このような精度で設計や製造することはありそうもなく、不経済であると考えられる。実用上、ごく小さいアンダラップを与えることはかなり満足すべき事と考える。たとえ粘性が非常に低くとも、流体圧流体の流体力学的性質により、このような少量のアンダラップによって、出力側より入力側への流体の重大な逆流が生じることはほとんどあり得ない。流体が、歯間に減少する隙間をおくようにさせることで充分である。

実際は、歯車が互いに噛合するにつれて生ずる、歯間の隙間に流体を開放させる際、アンダラップのみに依存することは可能であろう。しかし、この実施例においては、さらなる流体の供給が、それら流体が解放するようにさせる。この流体の供給は封印板14、16によって達せられる。

これら封印板14、16は既知のものであり、詳細な説明はしない。簡単に言って、これらは浮遊圧力負荷封印板である。背後に適当な支持部を配置した弾性封印材は、封印板の背後に、加圧された流体が供給される領域を隔離する封印板の後部に位置する溝22に受け入れられ、弾性封印材によって形成された領域及び形状は、互いに噛合する歯車の後端と封印板を直角に接触させるように配置されるので、全体の保密封力は、ポンプケーシング中の加圧流体によって生じる分離圧力よりもほんの少し大きい。その結果として、歯車接触面にわたる流体漏れは最小まで減少する。

はすば歯車の使用のため、軸方向の力が対をなす歯車内に生じ、それが歯車を図2の矢印で示される反対方向に回転させようとする。これら軸方向力に対

抗するため、余分の付加領域が封印板14下部と封印板16上部に設けられている。これは、封印効果に悪影響を及ぼす転覆偶力が生じないようにする目的で設けられている。

封印板の内側表面上に、流体圧流体が歯間の空間中を流動可能なように、図2に図示しない凹部が形成される。これら凹部は以下に詳細が示される。

封印板の作動表面及び歯車歯の隣接する表面は、表面硬化作業／研磨作業によって処理され、流体圧流体を保持するための小さな凹部が形成されている。この凹部は、ポンプが作動中には流体圧流体の薄膜を形成し、磨耗を防止している。

図面に示されたタイプのポンプは、動力発生タイプの流体ポンプに要求される高圧でのオペレーションにたやすく対応することができる。もちろん流体移動の目的に使用することができるが、本質的には重要ではないが、この場合にはポンプの逆流がないことが有利である。実際ここに示す流体ポンプは、通常の動作温度において粘性が20 c s ($2 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$) を頻繁に超えないような非常に粘性が低い流体圧流体を使用した場合にも、320 バール ($32 \times 10^6 \text{ Pa}$) まで、もしくは恐らくそれ以上の高圧のもとで動作することが可能であろう。典型的な場合、2000 rpmで回転し、一回転につき300 mlの液体を流動させる。その動力出力は500 hpにもなり得る。

そのようなポンプは高い効率で動作することがわかっているが、きわめて顕著に圧力表面張力波が減少し、またそのため雑音の発生もきわめて低い。典型的には、圧力表面張力波の振幅は、精度が最高に役立つ水準に達して製造された同程度のサイズの最新型平歯車が発生する振幅の約4分の1である。

図3～図7を参照する。これらの図面では、螺旋進行度は正確に1であることを示すために、駆動側となる動力入力歯車8上の一連の歯車歯30、31、32、33、及び、駆動される方の出力歯車10上の一連の相互噛合する歯40、41、42、43には、その前縁においては末尾に符号Aを、その後縁においては末尾に符号Bが付けられている。前記歯車のピッチ円に対する共通接線は符号50で示されており、接触線、すなわち、前記歯車の歯がそれに沿って次第に互いに駆動接触する線は符号52で示されている。歯車8が

10

20

30

40

50

、原動機によって矢印 5 4 の方向へ回転されると、歯車 1 0 を矢印 5 6 の方向へ駆動するようになる。前記歯車のこの回転が、ケーシング 2 によって捕獲されて歯間の空間にある流体圧流体を、歯車が、ケーシング 2 の入口ポートと連通する吸入側若しくは低圧力領域 5 8 から、ケーシング 2 の出口ポートに連通する高圧領域 6 0 まで運ぶ、ということを引き起こすのである。歯車 8 および歯車 1 0 の両方の軸を有する平面は、符号 6 2 で示されている。

溝 2 2 に加え、封印板 1 4 および 1 6 のそれぞれには、また、歯車 8 および歯車 1 0 に隣接するその表面上に、圧力解放凹部および流体圧流体が備えられていて、これらが前記歯車の各端部における噛合領域の歯間の空間と連通している。以下に説明するように、前記凹部は、噛合する歯車 8 と歯車 1 0 の縮小する歯空間に捕獲された流体の圧力が増加するのを非常に効果的に防止すると共に、噛合する歯車 8 および 1 0 の拡大している歯空間を連続的に次々と充填するのを促進しながら、その一方で、前記空間によって互いに連通するのを回避し、前記歯車の一端部での凹部の、その他端部での凹部に対する変位は、螺旋進行度に応じた量だけずれることになる、というように形成され位置づけられている。それ故、歯車歯の前縁を含む歯車 8 および 1 0 の端部における封印板 1 6 の凹部というのは、圧力解放スロット 7 0 と流体供給スロット 7 2 とから成り、また、歯車歯の後縁を含む歯車 8 および 1 0 の端部における封印板 1 4 の凹部というのは、圧力解放スロット 7 0 と流体供給溝 7 6 とからなる。図 5 からもっとも良く分かる通り、スロット 7 0 は、歯車 8 及び 1 0 のピッチ円に対する共通接線 5 0 を跨ぎ、一端でポンプの出口ポートに連通しており、前記スロットの他端部には、平面 6 2 に配置された基礎端面 7 8 があり、この端面を超えて、駆動側の動力入力歯車 8 から離れた接触線 5 2 の側の前面に配置された補助スロットもしくは「ノーズ」8 0 が延在している。同様な方法ではあるが、螺旋前進から生ずる前述したずれのせいにより著しく異なる配置と形状で、スロット 7 4 は、歯車 8 及び 1 0 のピッチ円に対する共通接線 5 0 を跨ぎ、一端でポンプの出口ポートに連通しており、前記スロットの他端部には、平面 6 2 に配置された基礎端面 8 2 があり、この端面を超えて、駆動側の動力入力歯車 8 から離れた接触線 5 2 の側の前面に配置された補助スロットもしくは「ノーズ」8 4 が延在している。スロット 7 2 は、歯車 8 及び歯車 1 0 を把持するシャフトのベアリングと連通する封印板 1 6 の穴 8 6 と相互接続しており、スロット 7 0 に隣接する縁部 8 8 は、一直線であって共通接線 5 0 と直角をなし、スロット 7 0 の基礎端面 7 8 の後端面から螺旋進行度に相当する量だけ離隔している。同様な方法ではあるが、少なくとも、螺旋前進から生ずる前述したずれのせいにより著しく異なる配置で、スロット 7 6 は、ポンプベアリングと連通する封印板 1 4 の穴 8 9 と相互接続しており、少なくともスロット 7 4 に隣接するその縁部の効果的部分 9 0 は、一直線であって共通接線 5 0 と直角をなし、スロット 7 4 の基礎端面 8 2 の後端面から螺旋進行度に相当する量だけ離隔していて、平面 6 2 内に配置されている。

スロット 7 0, 7 2, 7 4 及び 7 6 の相関的形状及び配置のために、噛合領域の歯空間は、適宜に、低圧領域 5 8 とでも高圧領域 6 0 とでも、最大限可能な程度にまで連通することができるが、一方、前記歯空間による前記領域間の直接的な連通だけは回避されるようになっている。例えば、図 3 乃至図 5 に示されているように、一对の協働する歯 3 2 や 4 2 の後縁において、その対になる協働歯 3 2 及び 4 2 の全幅にわたって連続的な駆動接触を完全に行なうように、係合が確立され、それと同時に、協働する歯 3 2 及び歯 4 2 の歯全幅にわたる連続的な駆動接触を解くようにするために、先行する歯 3 1 の前縁が、それと協働する歯 4 1 との噛合からまさに外れようとする時に、(歯 3 1 及び歯 4 2 間のゆるみによって相互接続される) 前記歯間の螺旋空間は、その瞬間だけ、スロット 7 0, 7 2, 7 4, 7 6 によって決して逃がされない。その瞬間の前には、歯間の減少する空間は圧力解放スロットへ逃げ込むことができたのである。その瞬間の後には、歯間の拡大する空間は、流体供給溝からの流体圧流体を受け入れることができるようになる。この結果、歯間の螺旋空間は、これら空間がそれぞれ減少したり拡大した時に、非常に効率良く空になったり充填したりすることができるようになる。このことが、静かな作動状態、空洞現象ダメージの最小限化ということに至り、且つまた、ポンプの流体圧流体の設計した変位を

10

20

30

40

50

持続する、ということに至らしめるのである。上述したように構成された歯車ポンプの出口ポートに設置した圧力センサーは、圧力表面張力波と連携した圧力高調波の著しい減少を示した。

所望とあれば、封印板 14 および封印板 16 を省いて、スロット 70, 72, 74, 76 をポンプケーシングに直接形成することもできる。

この発明は、どちらかのポートが一時的に高圧流体圧流体に対する入口を構成する、という可逆歯車モーターにも広く適用し得る。このような他の操作方式に順応するために、各々の圧力解放凹部は、歯車の各端部においてモーターの両方のポートに連通するような配置にされている。

本願発明においては、かみあい比率が高い、ということが重要と考えられ、少なくとも 1.5、更に好ましくは、少なくとも 1.85 が好ましいと考えられる。このことは、つまり、最新の平歯車ポンプで通例となっている数よりも更に多い数の歯を使う、ということの意味する。最新の平歯車ポンプと比較して、ピッチ円の直径に関して外径（歯先円）の縮小が必要となり、それ故に、同じピッチ円直径の、典型的な最適平歯車ポンプのものと比較して恐らく約 30% 程度、歯車の面幅単位の変位の縮小が必要となろう。しかしながら、外径を減少させたために、本発明によるはずば歯車を使用した歯車ポンプの歯底直径を最適の最新平歯車ポンプの歯底直径よりも大きくすることができる。したがって、歯車は大きな直径のシャフトを利用できるようになり、最適の最新型平歯車ポンプと比較すると、堅さに強度を増す。堅さ強度の増加は、それぞれの直径の 3 乗に比例する。結果は、最大許容耐久圧を超えないようにして、更に幅広の（すなわち、封印板間の端から端まで）はすば歯車が可能になる、ということである。このことが、少なくとも部分的に、そして恐らくは全体的に、面幅単位当たりの変位の減少を補うのである。

この発明のはすば歯車ポンプは、流体出口側に減圧表面張力波をもたらすことのみならず、入口側からの流体摂取に関する利点をも提供する、と考えられる。平歯車は入口側に圧力表面張力波を起こすが、これは、はすば歯車を使用することによって減少される。平歯車は更にまた、特に高速においては、時には入口側が加圧される程に、流体圧流体の流動というやっかいなことに悩まされる。

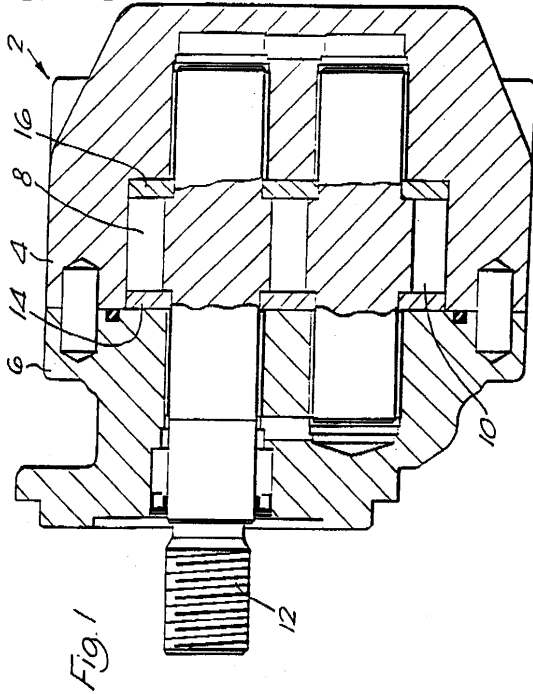
本発明に従ったはずば歯車を使用すれば、高速であっても、流動性は問題となるとは思われない。

前述したような歯車モーターへの本願発明の適用も考察される。

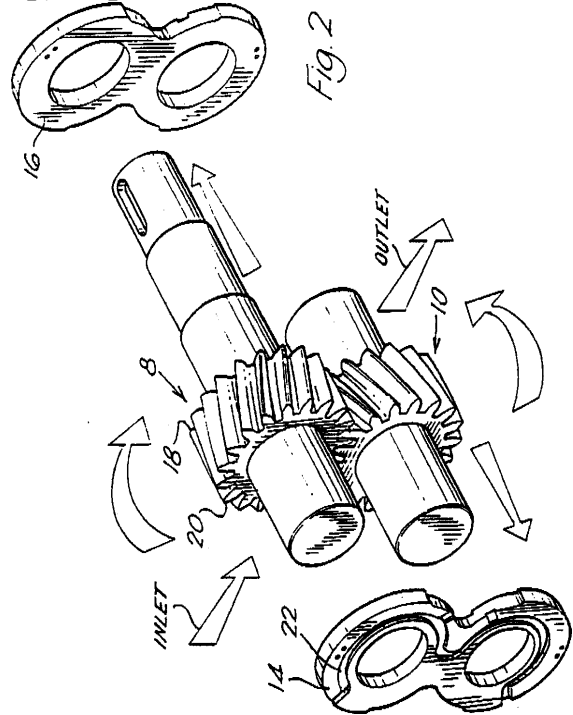
本願明細書の読者の方々には、本願に関する明細書と同時にあるいはそれ以前に提出され、かつ本願明細書で公開されている、全ての文書に注意を向けられたい。これら全ての文書は参考に本願の中に取り入れられている。

この明細書（これに添付した請求範囲、要約書、及び図面を含む）に開示された個々の特徴は、特に明記されていない限り、同様の、同等のあるいは同類の目的を果たす代替の特徴と置き換えられ得る。したがって、ここに開示された各々の特徴は、特に明記されない限り、一般的な一連の同等の若しくは同様な特徴の単なる一例にすぎない。

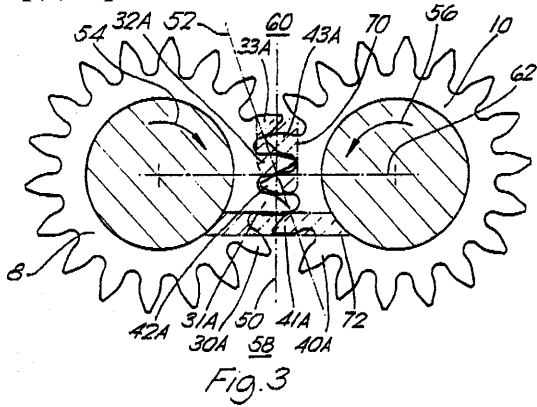
【図 1】



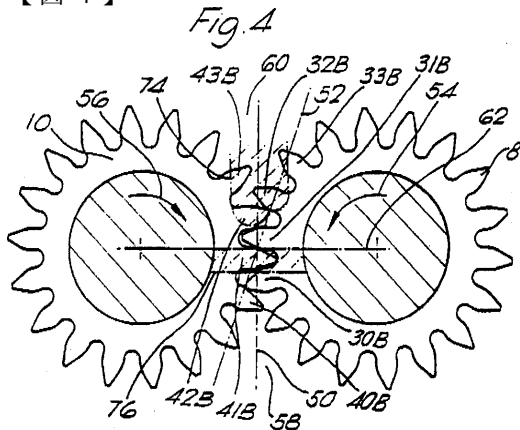
【図 2】



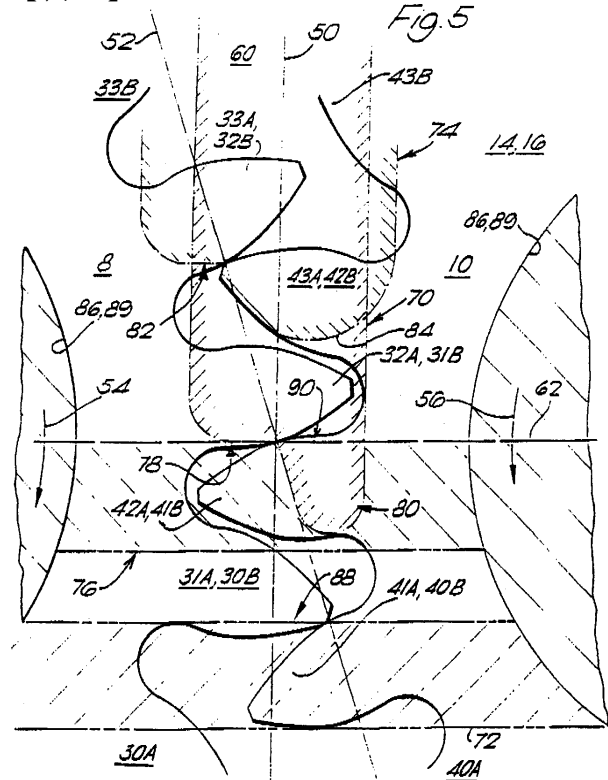
【図 3】



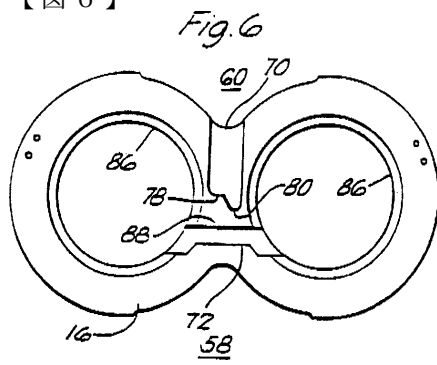
【図 4】



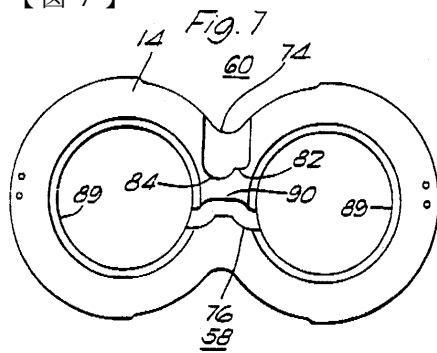
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

- (72)発明者 サイクス, ジェレミー アーサー
イギリス国 エスピー5 2エーエス サリスバリー ランドフォード リンドハースト ロード
(番地無し) セプテンバー コティジ
- (72)発明者 ピーチ, リチャード ガイ
イギリス国 ビーエッチ14 9エヌダブリュー ドーセット プール パークストーン バーチ
ウッド ロード 1

審査官 尾崎 和寛

- (56)参考文献 特開平02-095789 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 2/18

F03C 2/08

F04C 15/00