(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2018-96331
(P2018-96331A)
(43)公開日　平成30年6月21日(2018.6.21)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F04B 53/18	(2006.01)	F04B	53/18		3H071
F02B 43/00	(2006.01)	F02B	43/00	A	
F02M 21/02	(2006.01)	F02M	21/02	L	
		F02M	21/02	S	

審査請求 未請求　請求項の数 5　ＯＬ　（全 12 頁）

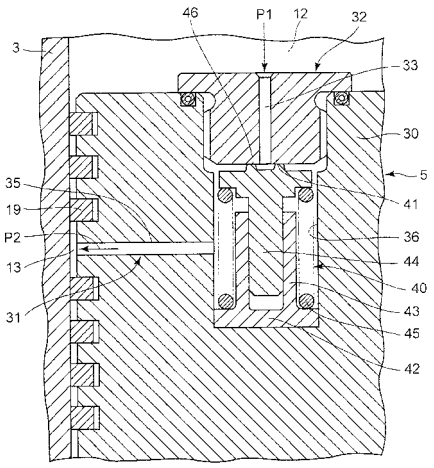
(21)出願番号　特願2016-243713 (P2016-243713)
(22)出願日　平成28年12月15日 (2016.12.15)

(71)出願人　000005902
株式会社三井Ｅ＆Ｓホールディングス
東京都中央区築地５丁目６番４号
(74)代理人　100120639
弁理士　萩島　良則
(72)発明者　高橋　元幸
岡山県玉野市玉３丁目１番１号　三井造船株式会社玉野事業所内
(72)発明者　石原　修二
岡山県玉野市玉３丁目１番１号　三井造船株式会社玉野事業所内

Ｆターム(参考)　3H071 AA01 BB01 CC26 CC28 DD01 DD07 DD08 DD12 DD13 DD16 DD51 DD57

(54)【発明の名称】ピストンポンプ

(57)【要約】　（修正有）
【課題】各ピストンリングの寿命を長くし、ピストンポンプ全体の耐久性を高める。
【解決手段】シリンダ、シリンダライナ（３）、ピストン（５）、シリンダヘッド、シリンダヘッド室、シリンダヘッド室内に配設されるバルブヘッド、シリンダヘッド室とシリンダライナ内とを連通させるバルブヘッド内の吸入路、吸入弁、吐出弁と、複数のピストンリング（１９）と、ピストン内に配設されてシンリダライナの内周部とバルブヘッドの下端部とピストンの上端部とにより画成される吐出室（１２）からシンリダライナの内周部とピストンの外周部と複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングとにより画成されるリング間隙間（１３）までを連通させる連通路（３１）と、ピストンに配設されて吐出室内の被吐出物の圧力を減圧して連通路を介してリング間隙間へ供給する圧力制御弁（４０）とを備える。
【選択図】図２



【特許請求の範囲】
【請求項１】
内部にシリンダライナ（３）が配設されたシリンダ（２）と、前記シリンダライナ内に往復動可能に挿通されたピストン（５）と、前記シリンダの先端部に取り付けられるシリンダヘッド（７）と、前記シリンダ内の前記シリンダライナと前記シリンダヘッドとの間に画成されるシリンダヘッド室（４）と、前記シリンダヘッド室内に配設されるバルブヘッド（６）と、前記バルブヘッド内に穿設されて前記シリンダヘッド室と前記シリンダライナ内とを連通させる吸入路（１７）と、前記ピストンの吸入行程時に前記吸入路を開弁させると共に前記ピストンの圧縮行程時に前記吸入路を閉弁させる吸入弁（１４）と、被吐出物を外部へ吐出するための吐出路（１０）と、前記ピストンの吸入行程時に前記シリンダヘッドに設けた吐出路を閉弁させると共に前記ピストンの圧縮行程時に前記吐出路を開弁させる吐出弁（１１）と、前記ピストンの外周部に配設される複数のピストンリング（１９）と、前記ピストン内に配設されて前記シンリダライナと前記バルブヘッドと前記ピストンの上端部とにより画成される吐出室（１２）から前記シンリダライナと前記ピストンの外周部と前記複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングとにより画成されるリング間隙間（１３）までを連通させる連通路（３１）と、前記ピストンに配設されて前記吐出室内の被吐出物の圧力（Ｐ１）を減圧して前記連通路を介して前記リング間隙間へ供給する圧力制御弁（４０）とを備えたことを特徴とするピストンポンプ。
【請求項２】
前記圧力制御弁は、前記吐出室（１２）の圧力（Ｐ１）を予め設定された一定圧（ΔＰ）だけ減圧して前記リング間隙間（１３）へ供給する減圧弁（４０）からなることを特徴とする請求項１に記載のピストンポンプ。
【請求項３】
前記減圧弁（４０）は、弁体（４４）と弁座（４１）と前記弁を前記弁座に付勢するばね（４５）とを有し、前記吐出室（１２）内の被吐出物の圧力（Ｐ１）が前記リング間隙間（１３）に対して前記一定圧（ΔＰ）を超えて上昇すると前記ばねの付勢力に抗して開弁する直接作動型の減圧弁であることを特徴とする請求項２に記載のピストンポンプ。
【請求項４】
前記減圧弁（４０）は、前記被吐出物を圧縮行程における最大圧力時に前記被吐出物の前記吐出室（１２）内の圧力の３０～７０％の圧力に減圧して前記リング間隙間（１３）へ供給するように設定されていることを特徴とする請求項２又は３に記載のピストンポンプ。
【請求項５】
前記リング間隙間（１３）は、前記ピストンリングの数が偶数（２ｎ：ｎは１以上の整数）個の場合及び前記ピストンリングの数が奇数（２ｎ＋１：ｎは１以上の整数）個の場合には前記ピストン（５）の先端部（３０）側から数えて第ｎ番目の前記ピストンリングと第（ｎ＋１）番目の前記ピストンリングとの間に形成されることを特徴とする請求項１ないし４のいずれかに記載のピストンポンプ。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、例えば、低温液化ガスなどの沸点が低い低温液体をピストンによりシリンダライナ内に吸入し、このピストンによって高圧で吐出して被供給体へ供給するために使用されて好適な、ピストンポンプに関する。
【背景技術】
【０００２】
従来から、液化天然ガスを燃料とするディーゼル機関は、車両等において使用されてきた。しかしながら、近年、特に重油系燃料を用いる低速ディーゼル機関のＮＯＸ、ＳＯＸ等の排出量を減少させて排出環境性能を向上させるために、高圧の天然ガスを機関のシリンダ内に噴射して燃焼させる高圧ガス噴射型低速２サイクルディーゼル機関の開発が進め

られている。高圧ガス噴射型低速２サイクルディーゼル機関は、比較的大型のディーゼル機関であり、一般的には船舶等に使用される。

【０００３】

一方、船舶等においては、液化ガス供給装置をガス危険区域へ配置することができることが必要であり、そのために安全性に優れた液化ガス供給装置の開発が進められている（例えば、特許文献１参照）。この液化ガス供給装置において、低温の液化天然ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出し、その高圧の液化天然ガスを加熱して気化させる加熱装置へ供給するための昇圧機器として、ピストンポンプが使用される。

【０００４】

この従来のピストンポンプは、例えば、次のような構成を有している（例えば、特許文献２及び３参照）。ピストンポンプのシリンダ内のシリンダライナ、シリンダヘッド室、シリンダライナ内に挿入されるピストン、シリンダヘッド室内に配設されるバルブヘッド、シリンダに取り付けられるシリンダヘッドが配設される。シリンダヘッド室は、シリンダライナとシリンダヘッドとの間のシリンダ内に設けられる。

【０００５】

ピストンは、コントローラにより制御された油圧ポンプなどを駆動源として、クランク機構などの運動変換機構を介して、シリンダライナ内を往復動する。シリンダは液体燃料の供給口を有し、低温の液体燃料がこの供給口を通して比較的低圧でシリンダヘッド室内に導かれる。

【０００６】

ピストンより加圧された液体燃料は、吐出口を通して高圧で外部へ吐出される。シリンダヘッド内には、吐出口に連通する吐出路が軸方向に穿設される。シリンダライナは、バルブヘッド側にバルブ収容室を有し、バルブ収容室内には吸入弁が配設される。ピストンは、シリンダライナ内に図示下方から軸方向に液密に挿入され、その先端領域に複数、例えば７つのピストンリング溝が削成され、各ピストンリング溝にはピストンリングがそれぞれ取り付けられる。

【０００７】

液体燃料の吸入路が、バルブヘッドの外周部から上述の吸入弁の領域にあるシリンダライナ側の端部に連通するように穿設されている。また、バルブヘッドには、シリンダライナ側からシリンダヘッドの吐出路及び吐出口へ連通する吐出路が穿設され、この吐出路内のシリンダライナ側には吐出弁が配設される。

【０００８】

吐出弁は、内部に配設されたばねの付勢力により、シリンダライナ側の先端部がバルブヘッドの出口開口部の近傍の端面に当接することにより閉弁する。吐出弁は、圧縮行程時にピストンが伸長し始めると、出口開口部側からの液体燃料の圧力で開弁すると共に、ピストンの最大伸長位置で、ピストンの先端部が出口開口部を閉鎖すると、出口開口部側から受ける液体燃料の圧力が低下し、内部に配設されたばねの付勢力により閉弁する。

【０００９】

上述の従来のピストンポンプにおいて、吸入行程時にピストンが図示下方へ縮退し始めると、バルブ収容室内などが極低圧となり、この時に発生する吸引力によって、低温の液体燃料が吸入路と吸入弁とを介してシリンダライナ内に吸入される。

【００１０】

また、圧縮行程においてポンプピストンが伸長し始めると、圧力ばねの付勢力により吸入弁が閉弁する一方、上述のように吐出弁が開弁する。これにより、シリンダライナ内に吸入された液体燃料が高圧で吐出路及び吐出口を介して外部へ吐出される仕組みである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【００１１】

【特許文献１】特開２０１２－１７７３３３号公報
【特許文献２】特許第５５１９８５７号公報

【特許文献３】特開２０１２－２２２４号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【００１２】
上述のように、従来のピストンポンプは、ピストンの先端領域に複数、例えば図５に示すように、７つのピストンリング溝１０１が削成され、各ピストンリング溝１０１にはピストンリング１０２がそれぞれ取り付けられる。すなわち、７つのピストンリング１０２が共働して高圧の液体燃料から受ける圧力を分散させて均等に受けるようにし、７つのピストンリング１０２の全体で液密性を維持するように設計される。
【００１３】
しかしながら、図５に示すように、７つのピストンリング１０２が取り付けられていても、実際には、高圧の液体燃料は主に高圧側の、すなわちピストンの先端部側の高々３つ程度のピストンリングによってシールされ、残りの基部側の４つのピストンリングは、これら高圧側のピストンリングが摩耗等によってその機能を失ったときに、初めてシールとしての機能を発揮するようになる。
【００１４】
ここで、ピストンリングの寿命は、一般的には、ピストンリングのリング間の差圧によって生じる角部の摩耗、シリンダライナとの摺動による摺動面の摩耗、また、１つのピストンリングが例えば２つのピストンリング体が軸方向に重ねられて形成されている場合には、それらの合わせ面の相対すべりによる摩耗などにより決定される。
【００１５】
そして、これらの各部の摩耗量は各ピストンリングに軸方向に加わる作動圧力に依存し、隣接する２つのピストンリング間の圧力差が大きくなる程、ピストンリングの寿命は短くなる。すなわち、従来のピストンポンプにおいては、先端部側の３つのピストンリングや、基部側の４つのピストンリングの寿命が、実際には局所的に加わる高い作動圧力によってそれぞれ極端に短くなり、ピストンポンプ全体としてのピストンリングの寿命が、想定されているものよりも格段に短くなるという問題がある。
【００１６】
本発明はこのような問題を解決するためになされたもので、隣接するピストンリングの間の圧力差を小さくして各ピストンリングの寿命をそれぞれ可能な限り長くし、以ってピストンポンプ全体の耐久性を著しく高めるようにした、ピストンポンプを提供することを課題とする。
【課題を解決するための手段】
【００１７】
上述の課題を解決するために、本発明のピストンポンプは、内部にシリンダライナが配設されたシリンダと、シリンダライナ内に往復動可能に挿通されたピストンと、シリンダの先端部に取り付けられるシリンダヘッドと、シリンダ内のシリンダライナとシリンダヘッドとの間に画成されるシリンダヘッド室と、シリンダヘッド室内に配設されるバルブヘッドと、バルブヘッド内に穿設されてシリンダヘッド室とシリンダライナ内とを連通させる吸入路と、ピストンの吸入行程時に吸入路を開弁させると共にピストンの圧縮行程時に吸入路を閉弁させる吸入弁と、被吐出物を外部へ吐出するための吐出路と、ピストンの吸入行程時にシリンダヘッドに設けた吐出路を閉弁させると共にピストンの圧縮行程時に吐出路を開弁させる吐出弁と、ピストンの外周部に配設される複数のピストンリングと、ピストン内に配設されてシンリダライナとバルブヘッドとピストンの上端部とにより画成される吐出室からシンリダライナとピストンの外周部と複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングとにより画成されるリング間隙間までを連通させる連通路と、ピストンに配設されて吐出室内の被吐出物の圧力を減圧して連通路を介してリング間隙間へ供給する圧力制御弁とを備えたことにある。
【００１８】
このように、本発明のピストンリングは、ピストン内に配設されてシンリダライナとバ

ルブヘッドとピストンの上端部とにより画成される吐出室から、シンリダライナとピストンの外周部と複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングとにより画成されるリング間隙間までを連通させる連通路と、ピストンに配設されて吐出室内の被吐出物の圧力を減圧して連通路を介してリング間隙間へ供給する圧力制御弁とを備えたことにより、複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングの間に形成されるリング間隙間に、圧力制御弁により減圧された被吐出物によって一定の圧力をかけることができ、連通路の出口が開口するリング間隙間よりも先端部側のピストンリングに対して、吐出室内の被吐出物の圧力よりも低い背圧をかけることができる。

【００１９】

したがって、連通路の出口が開口するリング間隙間よりも先端部側の各ピストンリングに対する作動差圧をそれぞれ減少させることができ、これらの各ピストンリングの寿命を大幅に延ばすことができる。

【００２０】

一方、連通路の出口が開口するリング間隙間よりも基部側のピストンリングについては、先端部側のピストンリングの寿命が失われた段階で一気に高い圧力が加わるのではなく、最初から低い圧力をかけて、ピストンホンプの複数のピストンリングが受ける作動圧力を分散させて可能な限り均等になるようにし、以ってこれら複数のピストンリングが共働してシールとして作動するようにして、複数のピストンリングの全体で液密性を維持するようにしたから、ピストンポンプ全体の耐久性を著しく高めることができる。

【００２１】

上記ピストンポンプにおいて、圧力制御弁は、吐出室の圧力を予め設定された一定圧だけ減圧してリング間隙間へ供給する減圧弁からなることが望ましい。本ピストンポンプの減圧弁は、シリンダライナ内を往復動するピストンに配設されるものであるから、構造が極力簡易なものであることが望ましい。上記ピストンポンプにおいて、圧力制御弁を吐出室の圧力に対して予め設定された一定圧だけ減圧して上記リング間隙間へ供給する減圧弁としたから、構造的にも極めて簡易である。

【００２２】

上記ピストンポンプにおいて、減圧弁は、弁体と弁座と弁を弁座に付勢するばねとを有し、吐出室内の被吐出物の圧力がリング間隙間に対して上記一定圧を超えて上昇するとばねの付勢力に抗して開弁する直接作動型の減圧弁であることが望ましい。直接作動型の減圧弁は、構造が簡易でありピストンに容易に配設することができると共に、極めて応答性に優れた減圧弁であるから、高圧下でのピストンの繰り返しの往復動にもかかわらず、最適に減圧された被吐出物の圧力を上記リング間隙間へ確実に供給することができる。

【００２３】

上記ピストンポンプにおいて、減圧弁は、被吐出物を圧縮行程における被吐出物の吐出室内の最大圧力の３０～７０％の圧力に減圧してリング間隙間へ供給することが望ましい。このように、減圧弁は、被吐出物を圧縮行程における被吐出物の最大圧力の３０～７０％の圧力に減圧して上記リング間隙間へ供給することにより、特にピストンリングについて摩耗等の可能性が最も高くなる圧縮行程における被吐出物の最大圧力時に、複数のピストンリングに加わる作動差圧が均一化され、これら複数のピストンリング全体で液密性を維持することができるようになる。これにより、各ピストンリングの寿命を大幅に延ばすことができ、ピストンポンプ全体の耐久性を一段と高めることができる。

【００２４】

上記ピストンポンプにおいて、リング間隙間は、ピストンリングの数が偶数（２ｎ：ｎは１以上の整数）個の場合及びピストンリングの数が奇数（２ｎ＋１：ｎは１以上の整数）個の場合にはピストンの先端部側から数えて第ｎ番目のピストンリングと第（ｎ＋１）番目のピストンリングとの間に形成されることが望ましい。

【００２５】

このように、ピストンリングの数が偶数（２ｎ：ｎは１以上の整数）個の場合には、それら中央のリング間隙間へ、また、ピストンリングの数が奇数（２ｎ＋１：ｎは１以上の

整数）個の場合には、中央よりも１つ先端部側のリング間隙間へ減圧された被吐出物の圧力を供給することにより、複数のピストンリングに加わる作動差圧がより均一化され、これら複数のピストンリング全体で液密性を維持することができるようになる。これにより、各ピストンリングの寿命をさらに延ばすことができ、ピストンポンプ全体の耐久性を一層と高めることができる。

【発明の効果】

【００２６】

本発明のピストンポンプは、内部にシリンダライナが配設されたシリンダと、シリンダライナ内に往復動可能に挿通されたピストンと、シリンダの先端部に取り付けられるシリンダヘッドと、シリンダ内のシリンダライナとシリンダヘッドとの間に画成されるシリンダヘッド室と、シリンダヘッド室内に配設されるバルブヘッドと、バルブヘッド内に穿設されてシリンダヘッド室とシリンダライナ内とを連通させる吸入路と、ピストンの吸入行程時に吸入路を開弁させると共にピストンの圧縮行程時に吸入路を閉弁させる吸入弁と、被吐出物を外部へ吐出するための吐出路と、ピストンの吸入行程時にシリンダヘッドに設けた吐出路を閉弁させると共にピストンの圧縮行程時に吐出路を開弁させる吐出弁と、ピストンの外周部に配設される複数のピストンリングと、ピストン内に配設されてシンリダライナとバルブヘッドとピストンの上端部とにより画成される吐出室からシンリダライナとピストンの外周部と複数のピストンリングの任意の隣接する２つのピストンリングとにより画成されるリング間隙間までを連通させる連通路と、ピストンに配設されて吐出室内の被吐出物の圧力を減圧して連通路を介してリング間隙間へ供給する圧力制御弁とを備える。

【００２７】

したがって、隣接するピストンリングの間の圧力差を小さくして各ピストンリングの寿命をそれぞれ可能な限り長くし、以ってピストンポンプ全体の耐久性を著しく高めることができる、という優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【００２８】

【図１】本発明に係るピストンポンプを示す軸方向断面図である。

【図２】図１のピストンの要部を示す軸方向断面図である。

【図３】図２の各ピストンリングの詳細を示す軸方向断面図である。

【図４】図２の各ピストンリングが受ける圧力分布を示す図である。

【図５】従来のピストンポンプの各ピストンリングが受ける圧力分布を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【００２９】

本発明に係るピストンポンプを実施するための形態を、図１ないし図４を参照して詳細に説明する。

【００３０】

図１は、本発明の一例としてのピストンポンプであり、例えば、船舶等に使用されるもので、高圧の液化天然ガス（被吐出物）を噴射して燃焼させる高圧ガス噴射型低速２サイクルディーゼル機関の液化ガス供給装置に使用されるピストンポンプ１を示す。このピストンポンプ１は、供給された低温の液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出し、加熱装置へ供給する。加熱装置は、低温の液化ガスを加熱して気化させる。

【００３１】

図１に示すように、ピストンポンプ１には、内部にシリンダライナ３が液密に配設されたシリンダ２と、シリンダライナ３の基部側からシリンダライナ３内を液密に往復動可能に挿通されたピストン５と、シリンダ２の先端部に液密に取り付けられるシリンダヘッド７と、シリンダ２内のシリンダライナ３とシリンダヘッド７との間に画成されるシリンダヘッド室４と、シリンダヘッド室４内に配設されるバルブヘッド６と、バルブヘッド６内に穿設されてシリンダヘッド室４とシリンダライナ３内とを連通させる複数の吸入路１７とが配設される。

【００３２】
吸入路１７の出口に、吸入弁１４が配設されている。吸入弁１４は、例えば、図示しない平板リング状に形成されたバルブプレートと、このバルブプレートを閉弁側へ付勢するばねとからなる。吸入弁１４は、ピストン５の吸入行程時に吸入路１７を開弁させると共に、ピストン５の圧縮行程時に吸入路１７を閉弁させる。
【００３３】
バルブヘッド６の内部に吐出弁１１が配設される。吐出弁１１は、ピストン５の吸入行程時にシリンダヘッド７に設けた吐出路１０を閉弁させると共に、ピストン５の圧縮行程時に吐出路１０を開弁させる。なお、吐出弁１１はシリンダヘッド７内に配設される場合もある。
【００３４】
シリンダヘッド室４は、シリンダライナ３とシリンダヘッド７との間のシリンダ２内に、周方向の３６０°にわたり連通するように設けられている。ピストン５は、いずれも図示しないコントローラにより制御された油圧ポンプなどを駆動源として、クランク機構などの運動変換機構を介してシリンダライナ３内を往復動する。シリンダ２は液体燃料の供給口８を有し、低温の液体燃料がこの供給口８を介して比較的低圧でシリンダヘッド室４内へ供給される。
【００３５】
ピストン５より加圧された低温の液体燃料は、シリンダヘッド７の吐出口９を介して高圧で外部へ吐出される。シリンダヘッド７内には、シリンダヘッド７の吐出口９に連通する１つの吐出路１０が軸方向に穿設されている。
【００３６】
ピストン５は、その先端領域に複数の、例えば７つのピストンリング溝１８が削成され、それぞれにピストンリング１９が取り付けられる。すなわち、例えば７つのピストンリング１９（複数）が配設される。
【００３７】
図３に示すように、各ピストンリング１９は、２つのピストンリング体１９ａが軸方向に重ねられて形成されており、ピストンリング溝１８内には、これら２つのピストンリング体１９ａを半径方向外側へ付勢してシリンダライナ３へ押圧するためのばね１９ｂが配設されている。
【００３８】
２つのピストンリング体１９ａはそれぞれＣ字型に形成され、Ｃ字型の開口部、すなわち合口部は相互に円周方向にずらして、例えば相互に１８０°だけずらして配設される。これにより、各ピストンリング１９の２つのピストンリング体１９ａの合口部が軸方向に貫通することによって起こる、液体燃料の洩れを防止している。
【００３９】
バルブヘッド６には、ピストン５側の端面からシリンダヘッド７の吐出路１０へ連通する出口開口部２１が穿設される。吐出弁１１は外周部に複数の流入孔を有する一方、先端部には流入孔が形成されていないから、この先端部が、内部のばねの付勢力によって出口開口部２１の近傍の、バルブヘッド６側の端面に当接することにより閉弁する。
【００４０】
吐出弁１１は、圧縮行程時にピストン５がバルブヘッド６側へ伸長し始めると、ピストン５側からの液体燃料の圧力によって、内部のばねの付勢力に抗して開弁すると共に、ピストン５の最大伸長時に、ピストン５の最先端部３０がバルブヘッド６の出口開口部２１に当接することにより出口開口部２１が塞がれるため、出口開口部２１側から液体燃料によって受ける圧力が急激に低下して、内部のばねの付勢力によって、バルブヘッド６の出口開口部２１の近傍のシリンダヘッド７側の端面に当接して、再び閉弁する。
【００４１】
図２に示すように、ピストン５の先端部３０の内部に、シンリダライナ３の内周部とピストン５の先端部３０と図１に示すバルブヘッド６の下端部とにより画成される吐出室１

２から、シンリダライナ３の内周部とピストン５の外周部とにより画成される隙間であって、ピストン５の先端部３０から数えて第３番目ピストンリング１９と第４番目のピストンリング１９との間に形成されるリング間隙間１３までを連通させる連通孔（連通路）３１が配設される。

【００４２】

連通孔３１は、プラグ３２に配設されたプラグ連通孔３３と、ピストン５に配設されたピストン連通孔３５と、ピストン５の半径方向の中心部に設けられてピストン５の吐出室１２側から基部側へ軸方向に延びる有底内円柱状の凹部からなるバルブ収容室３６とにより形成される。バルブ収容室３６の内部に、減圧弁（圧力制御弁）４０が配設される。ピストン連通孔３５は、バルブ収容室３６からピストン５の半径方向外側へ延び、１つ又は複数個が配設される。

【００４３】

プラグ３２は、ピストン５のバルブ収容室３６に吐出室１２側から液密に螺合して取り付けられ、プラグ連通孔３３が、その半径方向の中心部に軸方向に貫通して配設されている。プラグ３２のプラグ連通孔３３の出口の外周部に、減圧弁４０の弁座４１が形成される。

【００４４】

減圧弁４０は、プラグ３２側が開口すると共に軸方向に延びる有底円筒状の弁体支持部４３をその中心部に有する弁基部４２と、この弁体支持部４３に軸方向に摺動自在にプラグ３２側から挿入される弁体４４と、上述の弁座４１と、この弁体４４を弁座４１側へ付勢するコイルばね４５とにより形成される。弁体４４の弁座４１側には、この弁座４１を取り囲むように着座するリング状の弁部４６が突設されている。

【００４５】

減圧弁４０は、ピストン５の吐出室１２内の液体燃料の圧力（Ｐ１）を一定圧（ΔＰ）だけ減圧して低い圧力（Ｐ２）にして、上述のリング間隙間１３へ供給する。詳細には、減圧弁４０は、圧縮行程における最大圧力時に、液体燃料の圧力の３０％～７０％の圧力に、好ましくは４０％～６０％の圧力に、最も好ましくは５０％前後の圧力に減圧して、ピストン５の先端部３０側から数えて第３番目のピストンリング１９と第４番目のピストンリング１９との間に形成されるリング間隙間１３へ供給するように設定されている。

【００４６】

ここで、圧縮行程における最大圧力時に液体燃料の圧力を５０％に減圧してリング間隙間１３へ供給する場合、例えば、最大圧力の４０ＭＰａが２０ＭＰａまで減圧されて、ピストン５の先端部３０から数えて第３番目ピストンリング１９と第４番目のピストンリング１９との間のリング間隙間１３へ供給される。

【００４７】

したがって、最も摩耗等の可能性が高くなる圧縮行程における液体燃料の最大圧力時に、図４に示すように、７つのピストンリング１９に加わる作動差圧が均一化され、これら７つのピストンリング１９の全体で液密性を確保することができる。これにより、各ピストンリング１９の寿命を大幅に延ばすことができ、ピストンポンプ１全体の耐久性をさらに高めることができる。

【００４８】

減圧弁４０は、弁体４４と弁座４１と、この弁体４４を弁座４１に付勢するコイルばね４５とからなり、ピストン５の吐出室１２内の液体燃料の圧力（Ｐ１）が、ピストン５の先端部３０から数えて第３番目ピストンリング１９と第４番目のピストンリング１９との間のリング間隙間１３の圧力を一定圧（ΔＰ）だけ超えて上昇すると、コイルばね４５の付勢力に抗して開弁する直接作動型の減圧弁である。

【００４９】

直接作動型の減圧弁４０は、構造が簡易でありピストン５内に容易に配設することができると共に、極めて応答性に優れているから、高圧下でのピストン５の繰り返しの往復動にもかかわらず、最適に減圧された圧力（Ｐ２）を上述のリング間隙間１３へ確実に供給

することができる。

【００５０】

なお、減圧弁４０は必ずしも直接作動型の減圧弁に限定されるものではなく、他の作動形式の減圧弁であってもよいことは勿論である。また、減圧弁は圧力制御弁の一種であり、ピストン５の吐出室１２内の液体燃料の圧力（Ｐ１）を低めてリング間隙間１３へ低圧の圧力（Ｐ２）を供給する装置は、必ずしも減圧弁に限定されるものではなく、他の方式の圧力制御弁でもよい。

【００５１】

上述のように、本発明のピストンポンプ１は、シンリダライナ３の内周部とバルブヘッド６の下端部とピストン５の先端部３０とにより画成される吐出室１２から、シンリダライナ３の内周部とピストン５の外周部とピストン５の先端部３０から数えて第３番目のピストンリング１９と第４番目のピストンリング１９とにより画成されるリング間隙間１３までを連通させる連通孔３１と、シリンダライナ５の吐出室１２内の液体燃料の圧力を減圧して、連通孔３１を介して上述のリング間隙間１３へ供給する減圧弁４０とを備えたことにより、減圧された液体燃料によってリング間隙間１３へ一定の圧力をかけることができ、連通孔３１の出口が開口するリング間隙間１３よりもピストン５の先端部３０側のピストンリング１９に対して一定の背圧をかけることができる。

【００５２】

したがって、連通孔３１の出口が開口するリング間隙間１３よりもピストン５の先端部３０側の３つのピストンリング１９の作動差圧を減少させることができ、これらの３つのピストンリング１９の寿命を大幅に延ばすことができる。

【００５３】

この一方、連通孔３１の出口が開口するリング間隙間１３よりも基部側の４つのピストンリング１９に関しては、ピストン５の先端部３０側のピストンリング１９の寿命が失われた段階で一気に高い圧力（Ｐ１）が加わるのではなく、最初から低い圧力（Ｐ２）をかけて、７つのピストンリングが高圧の液体燃料から受ける圧力を分散させて可能な限り均等になるようにし、ピストンリング１９の全体で液密性を維持するようにしたから、ピストンポンプ１全体の耐久性を著しく高めることができる。ここで、ピストン５の最基部側の１つのピストンリング１９は、図４に示すように、補助リングとして作動する。

【００５４】

なお、ピストンリング１９の数が偶数２ｎ〔ｎは１以上の整数〕個の場合、及び、上述のようにピストンリング１９の数が本ピストンポンプ１のように奇数（２ｎ＋１）〔ｎは１以上の整数〕個の場合には、いずれもピストン５の先端部３０側から数えて第ｎ番目のピストンリング１９と第（ｎ＋１）番目のピストンリング１９との間に形成される隙間を上述のリング間隙間１３とすることが望ましい。

【００５５】

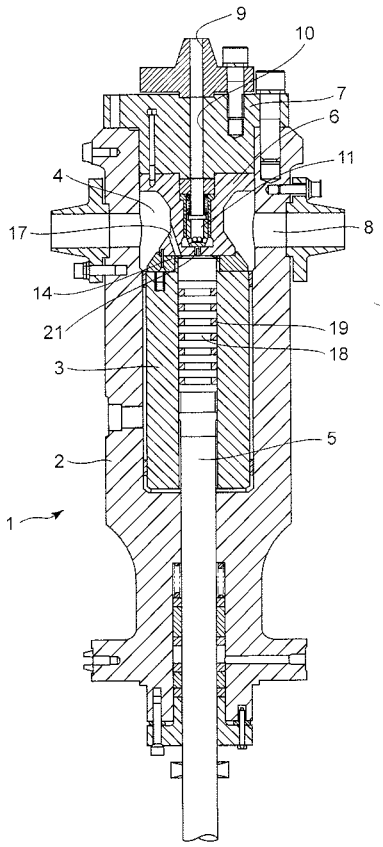
このように、ピストンリング１９の数が偶数（２ｎ：ｎは１以上の整数）個の場合には、それらピストンリング１９の中間部の隙間へ、また、ピストンリング１９の数が奇数（２ｎ＋１：ｎは１以上の整数）個の場合には、それらピストンリング１９の中間部よりも１つピストン５の先端部３０側のリング間隙間１３へ、それぞれ減圧された液体燃料の圧力（Ｐ２）をかけることにより、これら複数のピストンリング１９に加わる作動差圧がより均一化され、複数のピストンリング１９の全体で液密性を維持することができるようになる。これにより、各ピストンリング１９の寿命をさらに延ばすことができ、ピストンポンプ１全体の耐久性を一段と高めることができる。

【００５６】

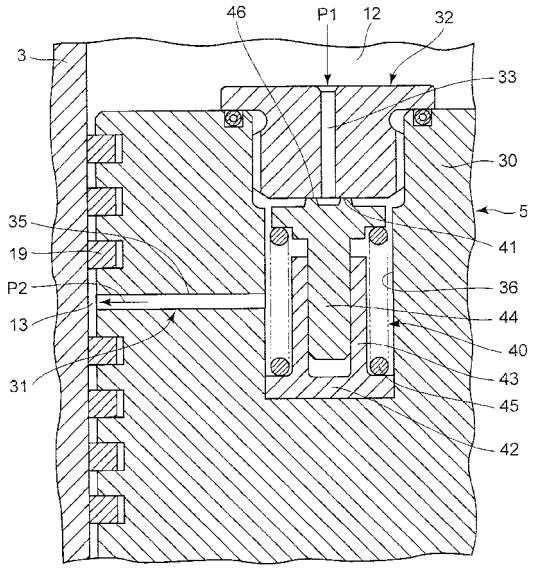
なお、上述のピストンポンプ１は一例にすぎず、本発明の趣旨に基づいて種々の変形が可能であり、それらを本発明の範囲から除外するものではない。例えば、ピストンポンプの中には、ピストンの先端部に、圧縮行程の最終段階でバルブヘッドの出口開口部に挿入される突起を有するものもあるが、その場合には吐出室からリング間隙間までを連通させる連通孔の入口開口部を、例えばピストン先端部の突起の周囲などに設けるようにすれば

、本ピストンポンプ１と同様のピストンポンプを形成することもできる。
【産業上の利用可能性】
【００５７】
本発明のピストンポンプは、上述の低温の液体燃料用のピストンポンプとしてのみならず、一般のピストンポンプとしても広く利用可能である。
【符号の説明】
【００５８】
１　ピストンポンプ
２　シリンダ
３　シリンダライナ
４　シリンダヘッド室
５　ピストン
７　シリンダヘッド
６　バルブヘッド
８　供給口
９　吐出口
１０　吐出路
１１　吐出弁
１２　吐出室
１３　リング間隙間
１４　吸入弁
１７　吸入路
１８　ピストンリング溝
１９　ピストンリング
１９ａ　ピストンリング体
１９ｂ　ばね
２１　出口開口部
３０　先端部
３１　連通孔（連通路）
３２　プラグ
３３　プラグ連通孔
３５　ピストン連通孔
３６　バルブ収容室
４０　減圧弁（圧力制御弁）
４１　弁座
４２　弁基部
４３　弁体支持部
４４　弁体
４５　コイルばね
４６　弁部
Ｐ１，Ｐ２，ΔＰ　圧力

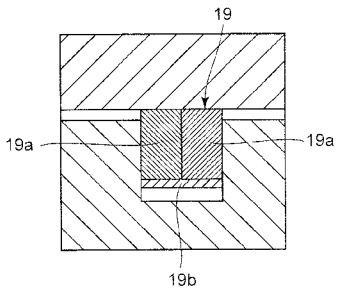
【図１】


9
10
7
6
11
4
17
8
14
21
19
18
3
5
2
1

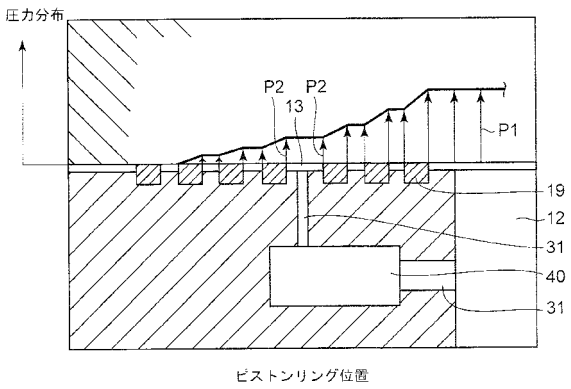
【図２】


46
P1
12
32
3
33
30
5
35
41
19
P2
36
44
13
40
31
43
45
42

【図３】


19
19a
19a
19b

【図４】


圧力分布
P2
P2
13
P1
19
12
31
40
31
ピストンリング位置

【図５】

