

(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2012-154277

(P2012-154277A)

(43) 公開日 平成24年8月16日(2012.8.16)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 4 B 1/22 (2006.01)	F 0 4 B 1/22	3 H 0 7 0
F 0 4 B 11/00 (2006.01)	F 0 4 B 11/00	3 H 0 7 5

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2011-15408 (P2011-15408)
 (22) 出願日 平成23年1月27日 (2011.1.27)

(71) 出願人 000005522
 日立建機株式会社
 東京都文京区後楽二丁目5番1号
 (74) 代理人 110000442
 特許業務法人 武和国際特許事務所
 (72) 発明者 鈴木 基司
 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
 株式会社土浦工場内
 Fターム(参考) 3H070 AA01 BB04 CC03 CC22 DD09
 DD11
 3H075 AA04 BB03 CC03 DA03 DA04

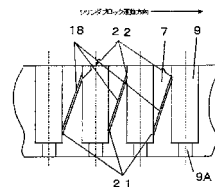
(54) 【発明の名称】 シリンダブロック

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 ポンプの仕事効率を低下させることなく、シリンダ内の圧力の適正化を図り、脈動を抑制することができるピストンポンプ用のシリンダブロックを提供する。

【解決手段】 周方向に間隔を空けて設けられ、ピストンを往復動可能に収納する複数のシリンダ穴9と、各シリンダ穴に連設するシリンダポート9Aとを有し、回転軸の回りに予め定めた一方向へ回転するピストンポンプ用のシリンダブロック7において、互いに隣り合う2つのシリンダ穴を繋ぐ連通路18を設け、連通路の入口21は、回転方向の上流側に位置する一方のシリンダ穴の内周面のうち、上死点にあるピストンの先端よりさらにシリンダポート側の位置に設けられ、連通路の出口22は、回転方向の下流側に位置する他方のシリンダ穴の内周面のうち、下死点にあるピストンの先端よりさらにシリンダポートと反対側の位置に設けられている。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

周方向に間隔を空けて設けられ、ピストンを往復動可能に収納する複数のシリンダ穴と、各シリンダ穴に連設するシリンダポートとを有し、回転軸の回りに予め定められた一方へ回転するピストンポンプ用のシリンダブロックにおいて、

互いに隣り合う2つの前記シリンダ穴を繋ぐ連通路を設け、

前記連通路の入口は、回転方向の上流側に位置する一方のシリンダ穴の内周面のうち、上死点にある前記ピストンの先端よりさらに前記シリンダポート側の位置に設けられ、

前記連通路の出口は、回転方向の下流側に位置する他方のシリンダ穴の内周面のうち、下死点にある前記ピストンの先端よりさらに前記シリンダポートと反対側の位置に設けられる

10

ことを特徴とするシリンダブロック。

【請求項 2】

請求項 1 の記載において、

前記シリンダ穴の内周面には、前記出口を含んで、周方向に延びる溝が形成され、

前記溝の断面は、前記シリンダポート側が深さ方向に向けて急斜面で、前記シリンダポートと反対側が深さ方向に向けて緩斜面となった略半楕円形状を成す

ことを特徴とするシリンダブロック。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】**

20

【0001】

本発明は、ピストンポンプに用いられるシリンダブロックに関する。

【背景技術】**【0002】**

例えば、作業機械に備えられるようなピストンポンプには、従来から以下のような問題があった。即ち、吸入行程で弁板の吸入ポートを介して作動油を吸い込んだシリンダ穴内の圧力は、吐出ポート内の圧力に比べて低圧になる。また、このシリンダ穴内の圧力は、吸入行程を終えピストンが下死点に達するまでの間に、シリンダ穴内の容積が僅かに拡張されて負圧傾向になる。そしてシリンダ穴内に連設されるシリンダポートが吐出ポートと連通し始めるときには、この吐出ポート内の高圧の圧油がシリンダポートを介して低圧のシリンダ穴内に急激に流入（逆流）して大きな圧力変動を生じ、この圧力変動によってピストンに脈動を生じ、斜板等を介してケーシングから振動や騒音が発生してしまう。また、吐出ポートに接続されたホース配管等にも脈動が生じ、ホース配管側からも騒音や振動が発生する。

30

【0003】

逆に、吐出行程で吐出ポートを介して作動油を吐出したシリンダ穴内の圧力は、吸入ポート内の圧力に比べて高圧になる。また、このシリンダ穴内の圧力は、吐出行程を終えピストンが上死点に達するまでの間、シリンダ穴内の容積が僅かに縮小されて、さらに高圧になる。そして、シリンダ穴に連設されるシリンダポートが吸入ポートと連通し始めるときには、シリンダ穴内に残った高圧の圧油がシリンダポートを介して吸入ポート内に逆流し、このため吸入ポートからの作動油をスムーズにシリンダ穴内に吸い込むことができず、ポンプ効率が低下しやすい。

40

【0004】

さらに、上述のように吐出ポートからシリンダ穴内に逆流する圧油や、シリンダ穴内から吸入ポート内に逆流する圧油は、シリンダ穴内に、あるいは吸入ポート内に急激に噴出するジェット流を形成し、このジェット流によってシリンダポート、あるいは吸入ポートの内壁部に浸食等を生じさせてしまうことがあり、この点からもポンプ効率が低下しやすい。また、寿命も大幅に低下しやすくなる。

【0005】

上述した問題点を解決するための技術として、例えば特許文献 1 および 2 に記載の技術

50

が公知である。特許文献 1 には、アキシャルピストンポンプの弁板の吐出ポートの一方の端部の前方に吐出口に通じる貫通口を設け、この貫通口の吐出口側に板ばねを設けた構成が開示されている。この構成によれば、板ばねは、シリンダブロックのシリンダ室（シリンダ穴）内の圧力が吐出口の圧力よりも高いときにのみ貫通口を開くので、アキシャルピストンポンプの吐出口の圧力変化を緩和すると共に吐出口からシリンダ室への逆流を防止でき、脈動幅を小さくすることもできる。

【 0 0 0 6 】

また、特許文献 2 には、吸入ポートに対してシリンダブロックの回転方向の上流側の位置に、第 1 および第 2 抜圧孔を有する抜圧ポートが形成された弁板の構成が開示されている。この弁板に設けられた 2 つの抜圧穴のうち一方はドレン排出場所と連通する一方、他方は吸入ポートと連通するように構成されている。この特許文献 2 によれば、ピストン室が吸入ポートに接続されるときに噴流が生じることを防ぐことができ、騒音を防止することができるとともに、弁板の壊食を防ぐことができる。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 7 】

【特許文献 1】特開平 5 - 4 4 6 3 0 号公報

【特許文献 2】特開 2 0 0 7 - 9 8 1 1 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【 0 0 0 8 】

しかしながら、特許文献 1 に記載の技術では、板ばねを用いた構造であるため、この板ばねが振動源となって弁板全体が振動し、この振動が原因で、弁板とポンプケース間や弁板とシリンダブロック間において、フレッチング摩耗が生じる可能性があるといった課題が残されている。また、特許文献 2 に記載の技術では、一方の抜圧穴がドレン排出場所と連通しているので、シリンダ室内の作動油を外部に流出させてしまうことになるため、ポンプの仕事効率を低下させてしまうといった課題が残されている。

【 0 0 0 9 】

本発明は、このような課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、ポンプの仕事効率を低下させることなく、シリンダ内の圧力の適正化を図り、脈動を抑制することができるピストンポンプ用のシリンダブロックを提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

上記の目的を達成するために、本発明は、周方向に間隔を空けて設けられ、ピストンを往復動可能に収納する複数のシリンダ穴と、各シリンダ穴に連設するシリンダポートとを有し、回転軸の回りに予め定めた一方向へ回転するピストンポンプ用のシリンダブロックにおいて、互いに隣り合う 2 つの前記シリンダ穴を繋ぐ連通路を設け、前記連通路の入口は、回転方向の上流側に位置する一方のシリンダ穴の内周面のうち、上死点にある前記ピストンの先端よりさらに前記シリンダポート側の位置に設けられ、前記連通路の出口は、回転方向の下流側に位置する他方のシリンダ穴の内周面のうち、下死点にある前記ピストンの先端よりさらに前記シリンダポートと反対側の位置に設けられることを特徴としている。

40

【 0 0 1 1 】

また、本発明は、上記構成において、前記シリンダ穴の内周面には、前記出口を含んで、周方向に延びる溝が形成され、前記溝の断面は、前記シリンダポート側が深さ方向に向けて急斜面で、前記シリンダポートと反対側が深さ方向に向けて緩斜面となった略半楕円形状を成すことを特徴としている。

【発明の効果】

【 0 0 1 2 】

本発明によれば、吸入行程から吐出行程に移り変わる際にシリンダ穴内で負圧が生じた

50

場合であっても、連通路を通じて隣り合うシリンダ穴より作動油を吸入し、シリンダ穴内の圧力を減圧することができるから、吐出ポートからシリンダ穴内への作動油の逆流現象を防ぐことが可能となる。さらに、吐出行程から吸入行程に移り変わる際にシリンダ穴内が正圧（高圧）になった場合であっても、連通路を通じて隣り合うシリンダ穴へ作動油を流出させることでシリンダ穴内の圧力を減圧することができるから、シリンダ穴から吸入ポートへの作動油の逆流現象を防ぐことが可能となり、結果として異常な脈動現象を解消できる。さらに、連通路を通じてピストンの摺動面に作動油を供給できるから、シリンダ穴の内周面とピストンの外周面との間の潤滑状態を良好にする保つことができる。

【 0 0 1 3 】

また、本発明によれば、連通路の出口から周方向に延びる溝を設け、その溝の断面形状を、シリンダポート側が深さ方向に向けて急斜面で、シリンダポートと反対側が深さ方向に向けて緩斜面となった略半楕円形状としたから、シリンダ穴内が負圧になった場合であっても、連通路を流れてきた作動油がスムーズに溝内を流れてシリンダ穴の内周面とピストンの外周面との間に油膜を形成することができる。よって、ピストンとシリンダの潤滑状態をより一層良好に保つことができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 1 4 】

【 図 1 】本発明の第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロックが適用された斜板式油圧ポンプの断面図である。

【 図 2 】図 1 に示すシリンダブロックを負荷側から見た側面図である。

【 図 3 】図 2 に示すシリンダブロックを、各シリンダ穴の中心を通る円（破線）に沿って切断して展開した断面のうち、A - A 間の断面を示した図である。

【 図 4 】図 1 に示すシリンダブロックの回転に伴うピストンとシリンダ穴との位置関係を示した図である。

【 図 5 】図 4 の (i) と (a) においてシリンダ穴内の作動油の流れを説明するための図である。

【 図 6 】図 4 の (d) と (e) においてシリンダ穴内の作動油の流れを説明するための図である。

【 図 7 】図 2 に示すシリンダ穴を B 方向から見た外観図である。

【 図 8 】本発明の第 2 の実施の形態例に係るシリンダブロックの断面の一部を展開した図である。

【 図 9 】図 8 に示すシリンダ穴を B 方向から見た外観図である。

【 図 1 0 】図 9 の X - X 断面図である。

【 図 1 1 】(a) は図 9 の Y - Y 断面図であり、(b) は連通路と溝の断面形状の関係を説明するための要部拡大断面図であり、(c) は溝の断面図である。

【 図 1 2 】本発明の第 3 の実施の形態例に係るシリンダブロックの断面の一部を展開した図である。

【 図 1 3 】図 1 2 に示すシリンダ穴を B 方向から見た外観図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 1 5 】

以下、本発明の第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロックを斜板式油圧ポンプに適用した例について、図 1 ~ 図 7 を参照しながら説明する。なお、本発明は、この斜板式油圧ポンプだけでなく、例えば、斜軸式、ラジアルピストン式等のピストンポンプに対しても適用可能であることは言うまでもない。

【 0 0 1 6 】

図中において、符号 1 は、斜板式油圧ポンプのケーシングである。このケーシング 1 は、軸方向の一端側が開放した有底筒状のケーシング本体 1 A と、このケーシング本体 1 A の開放した端部を塞ぐリアケーシング 1 B とから構成されている。そして、ケーシング本体 1 A にリアケーシング 1 B を取り付けると、ケーシング 1 の内部には、密閉された収容空間が形成されるようになる。この収容空間内に、斜板式油圧ポンプを構成する各種部品

10

20

30

40

50

が装着されている。以下、収容空間内に装着される各種部品について説明する。

【0017】

符号2は斜板であって、その表面には、後述する各シュー12が摺接する摺動面が形成されている。符号3は、リアケーシング1Bの内側面に固定される弁板である。この弁板3には、円弧状に切り欠いて形成された吐出ポート4Aと吸入ポート4Bとが左右対称に設けられており、吐出ポート4Aは、リアケーシング1Bに設けられた排出通路と、吸入ポート4Bは、リアケーシング1Bの供給通路とそれぞれ連通している。また、符号5は、ケーシング1に各軸受を介して回転可能に支持される回転軸である。この回転軸5は斜板2、弁板3の中央部を貫通し、その一端5A側は、ケーシング1から外方に突出している。なお、回転軸5の一端5Aは、図示しないモータやエンジンの駆動軸とカップリングを介して接続されている。

10

【0018】

符号7は、スプライン8を介して回転軸5に連結されたシリンダブロックを示しており、このシリンダブロック7はケーシング1内に位置して一側面が斜板2と対向するように配設され、他側面は弁板3に摺接している。符号9は、シリンダブロック7に軸方向に穿設されたシリンダ穴である。シリンダ穴9は、回転軸5を中心とする同一の円周上に一定の間隔をもって複数(具体的には9個)配設されている。これら複数のシリンダ穴9のそれぞれには、一端側に開口端が形成されると共に、他端側に弁板3の吐出ポート4Aおよび吸入ポート4Bに連通するシリンダポート9Aが形成されている。

20

【0019】

また、符号10は、各シリンダ穴9内に往復動可能に挿嵌されたピストンである。各ピストン10は内部が中空に形成されており、シリンダ穴9内でピストン10が往復動動作することにより、シリンダ穴9内の作動油が加圧される。符号15は、斜板2とシリンダブロック7との間に配設されたリテーナである。このリテーナ15は、環状に形成されており、その中央の挿嵌穴の周囲には、シリンダブロック7側からばね17によって付勢された押え部材が当接している。なお、リテーナ15には、複数個のシュー支持穴が周方向に一定間隔をもった円形穴として形成されている。そして、各シュー12が各シュー支持穴内にそれぞれ取り付けられると、各シュー12の摺接部14は、ばね17の付勢力によって斜板2側へ押圧されるようになる。

30

【0020】

また、図3, 4等に示す符号18は、シリンダブロック7の互いに隣り合う2つのシリンダ穴9を繋ぐ連通路である。この連通路18は、回転方向の上流側(図4における左側)に位置する一方のシリンダ穴9の内周面のうち、上死点にあるピストン10の先端よりさらにシリンダポート9A側の位置(即ち、図4における領域D)に設けられた入口21と、回転方向の下流側(図4における右側)に位置する他方のシリンダ穴9の内周面のうち、下死点にあるピストン10の先端よりさらにシリンダポート9Aと反対側の位置(即ち、図4における領域C)に設けられた出口22と有しており、シリンダ穴9内にある作動油は、入口21から出口22へと流れてシリンダ穴9間を流動することができるようになっていいる。ここで、領域Cは、ピストン10の往復動の際にシリンダ穴9の内周面とピストン10の外周面とが常時接触する領域であり、領域Dは、ピストン10の往復動の際にシリンダ穴9の内周面とピストン10の外周面とが常時接触しない領域であると言うこともできる。

40

【0021】

なお、この連通路18は、作動油が所定の圧力まで加圧されることの妨げとならない程度に微小な直径(例えば、数ミリメートル)で形成されている。また、連通路18の入口21および出口22の角部は、キャピテーション等の発生を抑えるために、面取りが施されている。

【0022】

このように構成された斜板式油圧ポンプは、エンジンやモータからの回転力を回転軸5に伝達し、シリンダブロック7を回転させ、シリンダブロック7が回転することによりシ

50

リンダ穴 9 に挿嵌されたピストン 10 も往復運動する。ピストン 10 の後端にあるシュー 12 が斜板 2 の上を滑り、ピストン 10 は、シリンダ穴 9 内で斜板 2 側へ押されて移動する（図 4 の（a）～（e）参照）。この時、シリンダ穴 9 内の容積は拡大するように作用するので、シリンダ穴 9 内に弁板 3 の吸入ポート 4 B から作動油が供給される（吸入行程）。引き続き回転軸 5 を回転させることにより、次第に、ピストン 10 はシリンダ穴 9 内で弁板 3 側に押されて移動する（図 4 の（e）～（i）参照）。この時、シリンダ穴 9 の容積は縮小するように作用するので、シリンダ穴 9 内より弁板 3 の吐出ポート 4 A を通り作動油が吐き出される（吐出行程）。

【0023】

ここで、連通路 18 が設けられていないとすると、弁板 3 の吐出ポート 4 A と吸入ポート 4 B の間は離れているため、図 4 の E の範囲と F の範囲では、作動油はシリンダ穴 9 内に閉じ込められたままとなる。そのため、図 4 の E の範囲では、ピストン 10 が下死点である図 4（e）の位置まで変位することでシリンダ穴 9 内に負圧が生じ、図 4 の F の範囲では、ピストン 10 が上死点である図 4（i）の位置まで変位することでシリンダ穴 9 内に正圧が生じてしまうことになる。ところが、本実施形態では、隣り合うシリンダ穴 9 間が連通路 18 で繋がれているため、上記した負圧や正圧を抑えることができる。これについて、図 5, 6 を参照しながら、以下に詳しく説明する。

【0024】

まず、図 4 の F の範囲における動作について、図 5 を用いて説明する。F の範囲では、先に述べたように、ピストン 10 が上死点へと変位することにより、図 5 の（i）に示すシリンダ穴 9 内の圧力は上昇する。この時、圧力が上昇した図 5（i）のシリンダ穴 9 内の作動油は、入口 21 から連絡通 18 内を流れていき、シリンダブロック 7 の回転方向（シリンダブロックの運動方向）における下流側のシリンダ穴 9、即ち、図 5 の（a）に示すシリンダ穴 9 の出口 22 から流れ出て、シリンダ穴 9 の内周面とピストン 10 の外周面の間の僅かな隙間に入り込む。そのため、図 5（i）のシリンダ穴 9 内の圧力上昇が緩和され、シリンダ穴 9 内は適正な状態に保たれる。

【0025】

次に、図 4 の E の範囲について図 6 を用いて説明する。E の範囲では、先に述べたように、ピストン 10 が下死点へと変位することにより、シリンダ穴 9 内で負圧が生じる（図 6 の（e）の状態）。この状態では、図 6 の（d）に示すシリンダ穴 9 内の圧力の方が、同図（e）に示すシリンダ穴 9 内の圧力よりも大きいため、隣り合うシリンダ穴 9 のうち、シリンダブロック 7 の回転方向（シリンダブロックの運動方向）における上流側のシリンダ穴 9 にある作動油は、入口 21 から連通路 18 を流れていき、下流側のシリンダ穴 9 の出口 22 へと流れ出て、シリンダ穴 9 内の内周面とピストン 10 の外周面との間の僅かな隙間に入り込む。そのため、図 6（e）のシリンダ穴 9 内の負圧が緩和され、シリンダ穴 9 内は適正な状態に保たれる。

【0026】

このように、第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロック 7 は、連通路 18 により、隣り合うシリンダ穴 9 内の圧力変動が緩和されるので、油圧ポンプの仕事効率は低下することはない。また、圧力変動を抑えることができるから、これに起因して起こる振動や騒音も防止される。加えて、第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロック 7 によれば、シリンダ穴 9 とピストン 10 との間の潤滑状態は良好に保たれるから、寿命の低下を防止することもできる。

【0027】

次に、第 2 の実施の形態例に係るシリンダブロックについて、図 8～図 11 を参照しながら説明するが、第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロックと同一の構成については、同一の符号を付して、その説明は省略する。

【0028】

図 8 および図 9 に示すように、第 2 の実施の形態例に係るシリンダブロック 107 は、連通路 18 の出口 22 を含んでシリンダ穴 9 の内周面に沿って溝 119 が周方向に一周形

10

20

30

40

50

成されている点に大きな特徴がある。この溝 119 は、図 10 および図 11 に示すように、断面形状が、略半楕円形状を成している。より詳細には、溝 119 の断面は、図 11 (c) に示すように、最も深い部位からシリンダポート 9A 側 (同図において下側) が深さ方向に向けて急斜面で、シリンダポート 9A と反対側 (同図において上側) が深さ方向に向けて緩斜面となった略半楕円形状となっている。そして、図 11 (b) に示すように、溝 119 の緩斜面とシリンダ穴 9 の内周面とで成す角度は、連通路 18 がシリンダ穴 9 に進入する角度 と略同一に形成されている。

【0029】

このように構成された第 2 の実施の形態例に係るシリンダブロック 107 によれば、シリンダ穴 9 の内周面に溝 119 を形成することにより、次のような効果を得ることができる。即ち、斜板式油圧ポンプのピストン 10 とシリンダ穴 9 の間で最も過酷な摺動状態になるのは、ピストン 10 がシリンダ穴 9 から抜け出す動作時 (吸入行程時) で、シリンダ穴 9 内で負圧が生じるためにピストン 10 とシリンダ穴 9 の内周面との間で油膜が薄くなる現象が生じる。このとき、負圧となったシリンダ穴 9 内に作動油が連通路 18 を介して流入してくるが、溝 119 の断面が図 11 に示すような形状となっていることにより、作動油は、連通路 18 の出口 22 が溝 119 と合流する部分において、大きな抵抗を受けることなく図 11 (b) の矢印の方向に沿ってスムーズに溝 119 内を流れ、シリンダ穴 9 の内周面とピストン 10 との間に油膜を形成することができる。よって、シリンダ穴 9 内が負圧になっても、シリンダ穴 9 とピストン 10 との間の潤滑状態は良好に保たれる。

【0030】

次に、第 3 の実施の形態例に係るシリンダブロックについて、図 12 および図 13 を参照しながら説明するが、第 1 の実施の形態例に係るシリンダブロックと同一の構成については、同一の符号を付して、その説明は省略する。

【0031】

図 12 および図 13 に示すように、第 3 の実施の形態例に係るシリンダブロック 207 は、連通路 18 の出口 22 を含んでシリンダ穴 9 の内周面に沿って溝 219 が周方向に所定の長さ (具体的には、略 1/4 周の長さ) だけ形成されている点に大きな特徴がある。なお、この溝 219 の断面形状は、第 2 のシリンダブロック 107 に形成された溝 119 (図 10 および図 11 参照) と同じであるため、ここでの説明は省略する。

【0032】

このように構成された第 3 の実施の形態例に係るシリンダブロック 207 によれば、シリンダ穴 9 の内周面に溝 219 を形成することにより、第 2 の実施の形態例に係るシリンダブロック 107 と同様に、シリンダ穴 9 の内周面とピストン 10 との間に油膜を形成することができる。よって、シリンダ穴 9 内が負圧になっても、シリンダ穴 9 とピストン 10 との間の潤滑状態は良好に保たれることとなる。

【0033】

なお、溝 119, 219 の断面形状のうち、急斜面は摺動面に対してほぼ直角する面 (つまりほぼ直角に立ち上がる面) として構成することができ、これによって断面が鋸歯状に近い形状とすることができる。

【符号の説明】

【0034】

- 5 回転軸
- 7, 107, 207 シリンダブロック
- 9 シリンダ穴
- 9A シリンダポート
- 10 ピストン
- 18 連通路
- 21 入口
- 22 出口
- 119, 219 溝

10

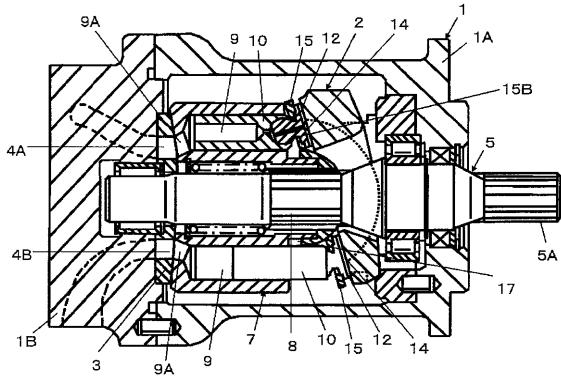
20

30

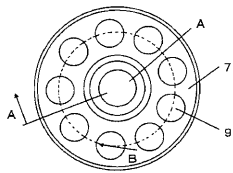
40

50

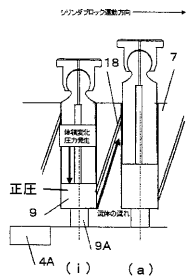
【 図 1 】



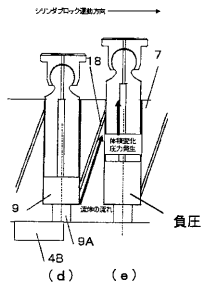
【 図 2 】



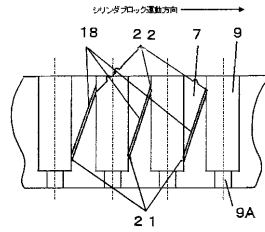
【 図 5 】



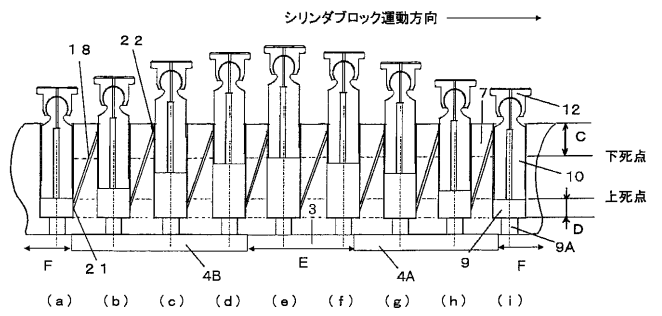
【 図 6 】



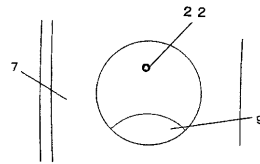
【 図 3 】



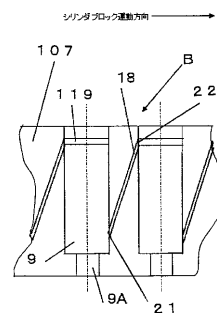
【 図 4 】



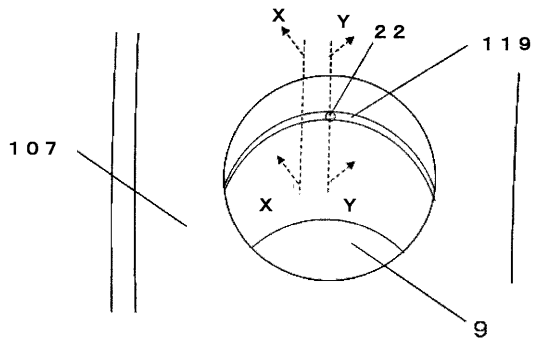
【 図 7 】



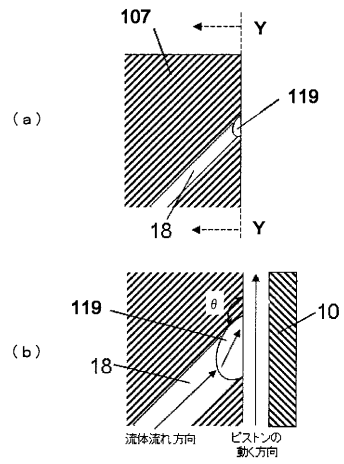
【 図 8 】



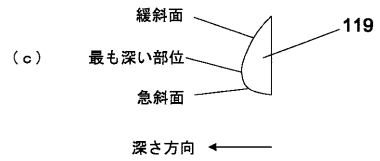
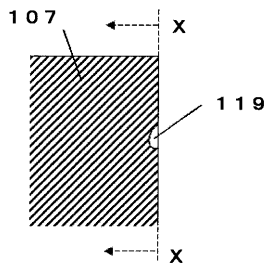
【図 9】



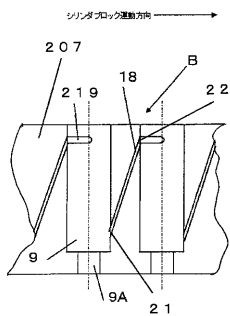
【図 11】



【図 10】



【図 12】



【図 13】

