

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5974078号
(P5974078)

(45) 発行日 平成28年8月23日(2016.8.23)

(24) 登録日 平成28年7月22日(2016.7.22)

(51) Int.Cl. F 1
B 2 5 D 9/18 (2006.01) B 2 5 D 9/18

請求項の数 12 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2014-503631 (P2014-503631)	(73) 特許権者	398056193
(86) (22) 出願日	平成24年4月3日(2012.4.3)		アトラス コブコ ロック ドリルス ア
(65) 公表番号	特表2014-510646 (P2014-510646A)		クチボラダ
(43) 公表日	平成26年5月1日(2014.5.1)		スウェーデン国 エスイー-701 91
(86) 国際出願番号	PCT/SE2012/050365		エレブル(番地なし)
(87) 国際公開番号	W02012/138287	(74) 代理人	100064388
(87) 国際公開日	平成24年10月11日(2012.10.11)		弁理士 浜野 孝雄
審査請求日	平成27年3月31日(2015.3.31)	(72) 発明者	ペテルソン, マリア
(31) 優先権主張番号	1100252-4		スウェーデン国 エス-715 92 ス
(32) 優先日	平成23年4月5日(2011.4.5)		トラ メレサ, ビテイング 720
(33) 優先権主張国	スウェーデン(SE)	審査官	齊藤 彬

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 岩盤及びコンクリートの機械掘り用装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

岩盤及びコンクリートの少なくとも一方の機械掘り用装置に用いられる流体力衝撃機構であって、

シリンダーボア(115、215)を備えた機械ハウジング(100、200)と、
シリンダーボア(115、215)内で動くように装着され、しかも動作中に機械ハウジング(100、200)に対してそれぞれ往復動して岩盤及びコンクリートの少なくとも一方の機械掘り用装置に接続可能な工具(155、255)に直接又は間接に衝撃を供給するように設けられたピストン(145、245)とを有し、

ピストン(145、245)が、ピストン(145、245)と機械ハウジング(100、200)との間に形成した第一の駆動チャンバー(120、220)及び第二の駆動チャンバー(105、221)を分割する駆動部(165、265)を備え、

これらの駆動チャンバーが、動作中、加圧下の駆動媒体を含むように構成され、

さらに、機械ハウジング(100、200)が、シリンダーボア(115、215)内に開放しかつ動作中に駆動媒体を含むように構成されるチャンネルを備え、

前記チャンネルが、シリンダーボア(115、215)内におけるピストン(145、245)の動きによって、駆動チャンバーの一つを開閉し、該駆動チャンバーがピストンの往復動を維持するため周期的に交番する圧力を得るようにされ、

前記チャンネル中の第一のチャンネルが、ピストン(145、245)が第一の方向切替位

置にある時に、一方の駆動チャンバー内に該第一チャンネルの軸線方向に開口して駆動媒体を一方の駆動チャンバーに供給する開口を有し、

前記チャンネル中の第二のチャンネルが、ピストン（１４５，２４５）が第二の方向切替位置にある時に、他方の駆動チャンバー内に該第二チャンネルの軸線方向に開口して駆動媒体を他方の駆動チャンバーから排出する開口を有し、

これらの開口の位置が、一方の駆動チャンバーに第一チャンネルの開口が開いて一方の駆動チャンバーから駆動媒体を供給している時に他方の駆動チャンバーにある前記開口を閉じ、他方の駆動チャンバーに第二チャンネルの開口が開いて他方の駆動チャンバーから駆動媒体を排出する時に一方の駆動チャンバーにある前記開口を閉じるように調整され、

該開口間のピストンの動きが、該駆動チャンバーの容積の圧縮又は膨張中続き、

上記開口と開口との間の間隔に沿って圧力がゆっくり変化するように前記容積が適合される流体力衝撃機構において、

第一及び第二の駆動チャンバーの総容積 V が、衝撃機構に推奨された最大圧力 p の二乗に逆比例し、そして $5.3 \sim 21.0$ の範囲の値をもつ比例定数 k をもって、

工具（１５５、２５５）に対して衝突するピストンのエネルギー E と駆動媒体の圧縮率の係数との積に比例するように寸法決めされていること

を特徴とする流体力衝撃機構。

【請求項 2】

比例定数 k が、 $6.2 < k < 11$ の範囲にあることを特徴とする請求項 1 記載の流体力衝撃機構。

【請求項 3】

比例定数 k が、 $7.0 < k < 9.5$ の範囲にあることを特徴とする請求項 1 記載の流体力衝撃機構。

【請求項 4】

駆動チャンバーの第一の駆動チャンバーの容積が第二の駆動チャンバーの容積より大きいことを特徴とする請求項 1～3 のいずれか一項記載の流体力衝撃機構。

【請求項 5】

駆動チャンバーの一方が、本質的に完全なストロークサイクル中、一定圧力にあることを特徴とする請求項 1～4 のいずれか一項記載の流体力衝撃機構。

【請求項 6】

前記二つの駆動チャンバーが交互に圧力下に設定されることを特徴とする請求項 1～3 のいずれか一項記載の流体力衝撃機構。

【請求項 7】

チャンバーの容積が、シリンダーボア（１１５、２１５）のまわりに対称的にのびていることを特徴とする請求項 1～6 のいずれか一項記載の流体力衝撃機構。

【請求項 8】

チャンバーの容積が、シリンダーボア（１１５、２１５）のまわりに同心的にのびていることを特徴とする請求項 1～7 のいずれか一項記載の流体力衝撃機構。

【請求項 9】

交互の圧力をもつ駆動チャンバーがシリンダーボア（１１５、２１５）の伸張方向にのびていることを特徴とする請求項 5 記載の流体力衝撃機構。

【請求項 10】

請求項 1～9 のいずれか 1 項記載の衝撃機構を有することを特徴とする削岩機。

【請求項 11】

請求項 10 記載の削岩機を有することを特徴とする削岩装置。

【請求項 12】

請求項 1～9 のいずれか 1 項記載の衝撃機構を有することを特徴とする流体力破碎機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、岩盤及びコンクリートの少なくとも一方を機械掘りする装置に用いられる“スライドレス”又は“バルブレス”として知られた形式の流体力衝撃機構、及びかかる衝撃機構を備える掘削及び破砕用装置に関する。

【背景技術】

【0002】

岩盤又はコンクリートの機械掘りに用いられる装置は、衝撃型、回転型や回転させながら衝撃する型のものなど種々利用できる。かかる装置の構成要素である衝撃機構が流体力で駆動されることは周知である。機械ハウジングにおけるシリンダーボア内で動くように設けられたハンマーピストンは交互の圧力を受けてシリンダーボア内で往復動するようにされている。交互の圧力は、ほとんどの場合、通常摺動型の別個の切換え弁を介して得られ、そしてハンマーピストンとシリンダーボアとの間に形成した二つの駆動チャンバーの少なくとも一方を、加圧下の駆動流体、通常液圧流体の入った機械ハウジングにおけるラインと、機械ハウジング内の駆動流体用の排出ラインとに交互に接続する、シリンダーボア内のハンマーピストンの位置によって制御される。このようにして、衝撃機構の衝撃頻度に相当する周期性をもつ周期的に換る圧力が生じる。

【0003】

また、知られているように、30年以上の間、しばしば“バルブレス”機構としても知られたスライドレス液体衝撃機構が製造されてきた。別個の切換え弁を設ける代わりに、バルブレス衝撃機構におけるハンマーピストンは、ハンマーピストンの駆動部によって分離した二つの駆動チャンバーの少なくとも一方に、上述の交互の圧力を付加する仕方で、シリンダーボア内におけるピストンの動き中に、加圧下の駆動流体の供給及び排出を開閉することにより切換え弁の動作も行なう。従って作動させるための必須条件は、チャンバーを加圧しかつ排出するために機械ハウジングに設けた通路がシリンダーボア内へ開放して、ピストンの往復動中の任意の位置において供給通路と排出通路との間に直接短絡接続が生じないようにして、開口を分離するようにしている。供給通路と排出通路との間の接続は、通常、駆動部とシリンダーボアとの間に形成されるギャップシールを介してのみ行われる。そうしないと、有効な動作が行なわれることなしに、高圧ポンプからタンクへ直接駆動流体が流れてしまうので、重大な損失が生じることになる。

【0004】

駆動チャンバーの排出用の通路が閉じられる瞬時から該駆動チャンバーの加圧用の通路が開くまで、或いはその逆の間、ピストンを動かし続けるためには、駆動チャンバー内の圧力を容積の変化の結果としてゆっくりと変化させる必要がある。これは、摺動型の典型的な衝撃機構の場合普通であるものに対して大きくされる少なくとも一方の駆動チャンバーの容積を通して行なわれ得る。通常用いられる液圧流体の圧縮率が低いので、容積は大きいことが必要である。圧縮率 k は、容積の相対変化と圧力の変化との比として定義され、すなわち $k = (dV/V) / dP$ である。しかし、圧縮率の目安として圧縮率のモジュラスを用いるのがより普通である。これは、上述のように定義した圧縮率の逆数であり、すなわち $= dP / (dV/V)$ である。圧縮率のモジュラスの単位はパスカルである。上記の定義は本明細書を通して用いられる。

【0005】

特許文献1には、二つの駆動チャンバーを備えたバルブレス流体力衝撃機構が記載されており、これらチャンバーの両方において、圧力は交互に加わる。両駆動チャンバーは、シリンダーボアに近くに位置する容積と不変的に接続して配置されるそれらチャンバーを通して大きな有効容積をもつ。このように示した先行技術の一つの欠点は、切換え弁を備えた従来の衝撃機構と比較して一つの可動部品が取り外されており、効率が驚くべき程に低い結果となることにある。本明細書では、特に記載しない限り、“効率”は流体力効率、すなわち流体力ポンプに供給されるパワーによって配分されたピストンの衝撃力と定義する。

【0006】

特許文献2には、第2の原理、すなわち上方の駆動チャンバーには交互に変わる圧力を

、また工具の接続部に最も近い下方のチャンバーには一定の圧力を供給するという原理に従ってパルプレス流体力衝撃機構が記載されている。ここで切望されることは、圧力の変わるチャンバーに対して直接働く非線形アキュムレーターシステムを導入することにより効率を改善することにある。これは二つの別個の気体アキュムレーターによって示され、これら二つの気体アキュムレーターの一方は高い充填圧力を持ち、他方の気体アキュムレーターは低い充填圧力をもつ。フル衝撃機構圧力と動作中における低い戻り圧力との間の衝撃頻度で圧力の変わるチャンバーにおいて直接作用する複数のアキュムレーターを無理やり導入させる一つの欠点は、アキュムレーターにおける可動部分が重大に摩耗することにより、使用できる期間が短くなることにある。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

【特許文献1】US4282937

【特許文献2】SU1068591A

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

発明の目的及び発明の最も重要な特徴

本発明の一つの目的は、使用できる期間を短くすることなしに効率を改善する機会を提供するパルプレス流体力衝撃機構の設計を提供することにある。この目的は独立請求項に記載される仕方で達成される。別の有利な実施形態は従属請求項に記載される。

【0009】

駆動チャンバーの有効容積は、完全なストローク周期中、同一駆動チャンバーと連続して接続する容積を含む一ストローク周期中に圧力の変化する駆動チャンバーの容積の和として定義される。駆動チャンバーの有効容積は上記の定義によれば、パルプレス衝撃工具に対して衝撃工具の効率に対する極めて重要なことである場合であることが立証された。当然、軸受けにおける摩擦、ギャップシールの長さ及び遊びなどのような効率に影響を及ぼす多くのファクターが存在する。しかし、かかる遊び及び軸受がどのように設計されようとも、無駆動チャンバーの正しく適用した有効容積なしでは所望の効率を達成することはできない。

【0010】

効率に対して駆動チャンバーの最適有効容積に影響を及ぼすファクターは、使用した衝撃機構の圧力、駆動媒体の圧縮率及び工具に対する又は工具と相互に作用する部品に対する衝撃時のピストンのエネルギーである。より正確には、駆動チャンバーの有効容積は、衝撃機構の圧力の二乗に逆比例してしかもハンマーピストンが工具又は工具と相互に作用する“アダプター”として知られた部品のような部品に衝撃を与える際に、ハンマーピストンのエネルギーと駆動媒体の圧縮率の有効係数の積に比例して影響される。

【0011】

かかる関係は、式 $V = k \times \quad \times E / p^2$ で表わすことができ、 V は有効駆動チャンバー容積である（有効駆動チャンバー容積は完全なストロークサイクル中の同じ一つの駆動チャンバーと連続して接続する容積を含む二つの駆動チャンバーの容積の和を意味している）。圧力の変化が一方の駆動チャンバーだけで起る場合には、このチャンバーの容積は、圧力の一定であるチャンバーの容積と比較して通常総体的に優勢である。従って、有効駆動チャンバー容積を、これに連続して接続される容積と共に圧力の変化する単に駆動チャンバーの容積とみなすことが可能となる。上記式における \quad は、前に定義したように駆動媒体の圧縮率の有効係数を構成している。駆動媒体が各々個々の圧縮率をもつ幾つかの構成要素から成る場合には、圧縮率の有効係数は、圧力の変化と容積の相対変化との結果としての比として計算される。図3には、空気含有量のレベルの異なる液圧流体に対するの値を示している。図3は、液体及び空気エンジニアリングにおける式の集合から得られ、従って先行技術を構成している。当業者には明らかなように、流体中の空気含有量がゼ

10

20

30

40

50

口である場合には $= 1500 + 7.5 p$ MPa である。気体アキュムレーターが、例えば特許文献 2 に記載されているように、有効容積に直接接続される場合には、これらは有効容積の計算に含まれることになる。従ってこれらに存在する通常窒素ガスから成る既存のガス容積は、圧縮率の有効係数の計算に含まれる。この場合、衝撃機構が静止状態すなわち衝撃機構が始動される前に通常に存在している状態にある時に、アキュムレーターの気体容積が用いられるのが妥当である。ここで上記気体アキュムレーターは、衝撃機構の供給ライン及び戻りラインに通常接続されるものと混同されることになることはない。かかるアキュムレーターは単に間欠的に駆動チャンバーに接続され、従って有効容積又は圧縮率の有効係数の計算に含まれない。

【0012】

さらに、E は、工具すなわち工具と相互に作用する部分との衝撃時におけるピストンの衝撃エネルギーを表す。また、p は、用いられる衝撃機構の圧力である。衝撃機構の圧力は、通常 150 ~ 250 バールである。また、k は比例定数であり、最も適当には範囲 $7.0 < k < 9.5$ であるが、しかし効率の良好な効果は、より大きな範囲 $6.2 < k < 11.0$ において及び 5.3 ~ 21.0 までの範囲において達成できる。

【0013】

容積が上記に従って寸法決めされる際に、有効駆動チャンバー容積が非可撓性材料の壁で制限される場合、すなわち純粋な流体又は駆動媒体が気体とある程度まで混合される流体から成る際に、75%を超える効率を達成することが可能であるが、一方で駆動チャンバーには気体アキュムレーターが連続して直接接続されない。ピストンとシリンダーボアとの間の遊びを極端に小さくする必要なしに、及び従って製造精度の必要性に関して極端に高い要求なしに係る効率を達成できる。適切な遊びは 0.05 mm であり得る。この形式の衝撃機構は、含まれる可動部品が少ないので、全ての最長動作間隔をもたらす形式である。

【0014】

気体アキュムレーターが駆動チャンバーに連続して接続されそしてこのようにして前に述べたように有効容積の計算に含まれる場合には、極めて小さな有効駆動チャンバー容積が達成できる。さらに、仕様の異なる二つの気体アキュムレーター的一方には高い気体圧力すなわち衝撃機構圧力又はシステム圧力に等しい圧力を予め充填し、他方の気体アキュムレーターには低い気体、通常大気圧を予め充填するようにして、同じ一つの駆動チャンバーに接続される場合に、衝撃機構において一層高い効率を達成することができる。容積の寸法決めが上述のように行なわれる場合、前に記載したものと同じ大きさの遊びで 85%を超える効率が達成できる。この場合も、必要以上に大きくされない容積により動作期間は増大される。このようにしてアキュムレーターの膜を動かす必要性は低減できる。

【0015】

一つの好ましい実施形態では、駆動チャンバーの一つの容積（この容積は上述のように有効容積とする）は、第二の駆動チャンバーの容積より非常に大きく、すなわち第二の駆動チャンバーの容積が無視でき例えば第一のチャンバーの容積の 20% 又はそれ以下であり、また比較的小さい駆動チャンバーが完全なストロークサイクル中本質的に一定圧である衝撃機構が構成される。この比較的小さい駆動チャンバーにおける一定圧は通常、完全なストロークサイクル中に一定圧力源に該チャンバーを接続すること、或いは少なくとも本質的に完全なストロークサイクル中にシステムの圧力源又は変化する衝撃機構の圧力源にほとんどしばしば直接接続することによって、達成される。

【0016】

上記の形式の衝撃機構は、ロックドリルや液圧ブレーカーのようなロック及びコンクリートの少なくとも一方の機械加工用の装置の一体化した構成要素であることができる。これらの機械又はブレーカーは作動中、機械加工されることになるロック又はコンクリート要素に対するドリル又はブレーカーの送り手段と共に整列し位置決めする手段及びさらにプロセスを制御し管理する手段を備えることのできるキャリアによく装着されるべきである。かかるキャリアはロックドリリングジグであり得る。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 7 】

【図 1】ピストンの上面だけでなく下面においても駆動チャンバー内の圧力が変化するバルプレス液圧衝撃機構の原理を示す概略図。

【図 2】ピストンの一面においてのみ圧力が変化し、第二の面では圧力が一定である相応した衝撃機構の原理を示す概略図。

【図 3】気体と液体とから成る圧力媒体の圧縮率の有効係数を算出するための実際に公知の線図。

【図 4】ハンマーピストンが四つの異なる位置すなわち A - 制動が上方位置で開始される位置、B - 上方旋回点、C - 制動が下方位置で開始される位置、D - 下方旋回点にある図 2 による衝撃機構を示す図。

10

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 8 】

添付図面を参照して以下本発明の複数の実施形態について説明する。本発明の保護範囲はこれらの実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲で定義される。

【 0 0 1 9 】

図 1 には、ピストンの上面だけでなく下面においても駆動チャンバー内の圧力が変化する液圧衝撃機構を概略的に示している。

【 0 0 2 0 】

同様に、図 2 及び図 4 には、ピストンの下面すなわちハンマーピストンが衝撃エネルギーを伝達する工具 1 5 5、2 5 5 に最も近接して配置される面にストロークサイクルを通して一定の液体圧力を与えたピストンの上面にストロークサイクル中交互の圧力を与える衝撃機構が示されている。

20

【 0 0 2 1 】

流体は、衝撃機構の圧力で供給通路 1 4 0、2 4 0 を介して衝撃機構に供給され、かかる圧力は 1 5 0 ~ 2 5 0 パールの範囲内である。システム圧力すなわち液体ポンプの供給する圧力は、しばしば衝撃機構の圧力に等しい。

【 0 0 2 2 】

流体は戻り通路 1 3 5、2 3 5 を介して流体タンクと連結するように設定され、該タンク内の油は通常大気圧にある。

30

【 0 0 2 3 】

ハンマーピストン 1 4 5、2 4 5 は、機械ハウジング 1 0 0、2 0 0 のシリンダーボア 1 1 5、2 1 5 内で往復動する。ハンマーピストンは駆動部 1 6 5、2 6 5 を有し、駆動部 1 6 5、2 6 5 は第一の駆動領域 1 3 0、2 3 0 と第二の駆動領域 1 1 0、2 1 0 とを分けている。これらの駆動領域に作用する圧力により、ピストンは動作中往復動する。ピストンは、ピストンガイド 1 7 5、2 7 5 によって径方向において制御される。接続ラインにおける脈動を避けるために、ガスアキュムレーター 1 8 0、2 8 0 及び 1 8 5、2 8 5 は、それぞれ、供給チャンネル 1 4 0、2 4 0 及び戻りチャンネル 1 3 5、2 3 5 に設けられ得、これらのガスアキュムレーターは圧力の急激な変動を安定させる。

【 0 0 2 4 】

40

運動エネルギーによって交互の圧力でハンマーピストン 1 4 5、2 4 5 を駆動チャンバー 1 2 0、2 2 0、2 2 1 内へ十分に動かすことができるようにするために、供給チャンネル 1 4 0、2 4 0 と駆動チャンバー 1 2 0、2 2 0、2 2 1 との間の接続が開放され得るように駆動部 1 6 5、2 6 5 が戻りチャンネル 1 3 5、2 3 5 への接続を閉じた後、チャンバー内に入っている流体の容積をピストンによって圧縮する結果としてチャンバー内の圧力の増加が、供給チャンネル 1 4 0、2 4 0 をチャンバー開放する前にピストンの方向を反転させるほど大きくないことが必要であり、それで圧力は全衝撃機構圧力に上昇でき、このようにしてピストンは反対方向に駆動される。この目的のため駆動チャンバーは、作動容積 1 2 5、2 2 5、2 2 6 に接続される。作動容積と駆動チャンバーとの間のこの接続は工程サイクルを通して維持されるので、駆動チャンバーの容積と作動容積との和は

50

“有効駆動チャンバー容積”を意味するものとする。本明細書で先に記載したように、これは、この容積が高効率を達成するのに臨界的に重要である場合であると立証される。

【0025】

機能設計は、250バールのシステム圧力に対して3リットルの有効容積、200ジュールの衝撃エネルギー、5kgのハンマーピストン重量、 16.5 cm^2 の第一の駆動面130の面積及び 6.4 cm^2 の第二の駆動面110の面積を伴う。駆動部の長さは70mmであり、またシリンダーボアに対する接続において駆動チャンバー120に対する供給チャンネルと戻りチャンネルとの間の間隔は45mmである。

【0026】

250バールの衝撃機構圧力又はシステム圧力において、図3に明瞭に示すように、1500 + $7.5 \times 25 = 1687.5\text{ MPa}$ に等しい値が得られる。これらの値は3リットルの有効容積及び200ジュールの衝撃エネルギーと共に比例定数：

$$k = (3.10^{-3} / 200 \cdot 1687.5 \cdot 10^6) \cdot (250 \cdot 10^5)^2 = 5.25$$

をもたらす。

【0027】

駆動チャンバー容積及び特に大きな容積をもつ作動容積は、機械ハウジングに種々の仕方

【0028】

有利には、容積はシリンダーボアのまわりに対称的に配置される。

【0029】

さらに有利には、容積はシリンダーボアのまわりに同心に配置される。

【0030】

代わりに、有利には、容積はシリンダーボアの伸張部に配置されるのが有利であり得る。

【0031】

上記の原理による衝撃機構は、削岩機又は代わりに流体力破碎機に一体にされることが認められる。

【0032】

削岩機又は流体力破碎機の位置決め及びアライメント用装置を備えた削岩装置は、本発明によれば少なくとも一つの削岩機又は少なくとも一つの流体力破碎機を備えるべきである。

【符号の説明】

【0033】

100 機械ハウジング

110 第二の駆動領域

115 シリンダーボア

120 駆動チャンバー

125 作動容積

130 第一の駆動領域

135 戻り通路

140 供給通路

145 ハンマーピストン

155 工具

165 駆動部

175 ピストンガイド

180 ガスアキュムレーター

185 ガスアキュムレーター

200 機械ハウジング

210 第二の駆動領域

10

20

30

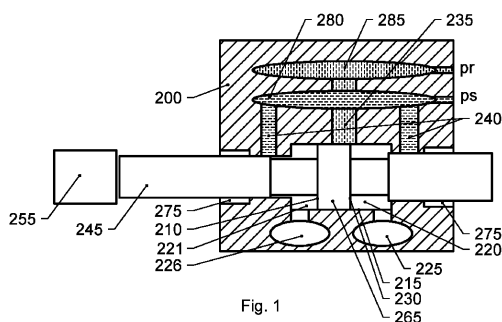
40

50

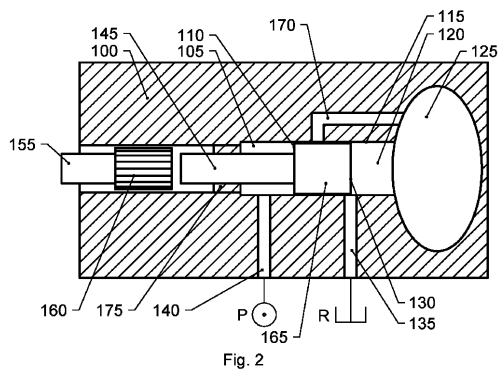
- 2 1 5 シリンダーボア
- 2 2 0 駆動チャンバー
- 2 2 1 駆動チャンバー
- 2 2 5 作動容積
- 2 2 6 作動容積
- 2 3 0 第一の駆動領域
- 2 3 5 戻り通路
- 2 4 0 供給通路
- 2 4 5 ハンマーピストン
- 2 5 5 工具
- 2 6 5 駆動部
- 2 7 5 ピストンガイド
- 2 8 0 ガスアキュムレーター
- 2 8 5 ガスアキュムレーター

10

【図 1】



【図 2】



【図 3】

Modulus of compressibility for oil-air mixture

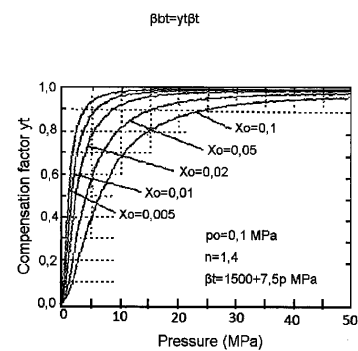
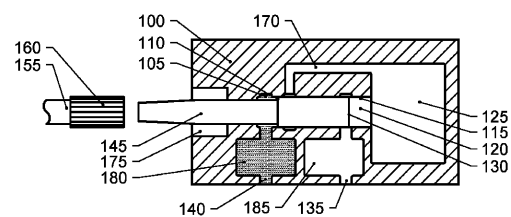


Fig. 3

【図 4 a】



【図 4 b】

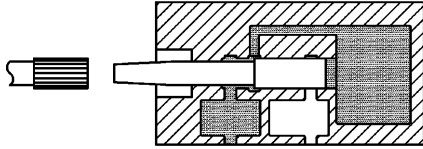


Fig. 4b

【図 4 c】

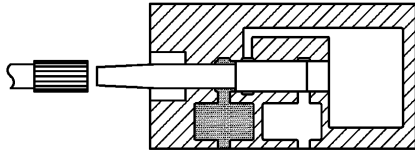


Fig. 4c

【図 4 d】

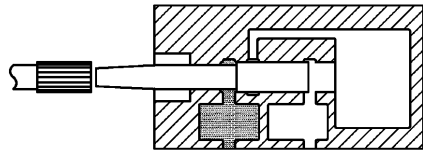


Fig. 4d

フロントページの続き

(56)参考文献 特開昭52-133001(JP,A)
特公昭49-032401(JP,B1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B25D 9/12 - 9/26

E21B 1/26

E21B 1/30