(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2004-190683
(P2004-190683A)
(43)公開日　平成16年7月8日(2004.7.8)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
F01L 9/02	F01L 9/02	Z	3G018
F02M 47/00	F02M 47/00	L	3G066
F02M 55/02	F02M 55/02	320A	
F02M 59/10	F02M 59/10	Z	

審査請求 有　請求項の数 11　OL　（全 11 頁）

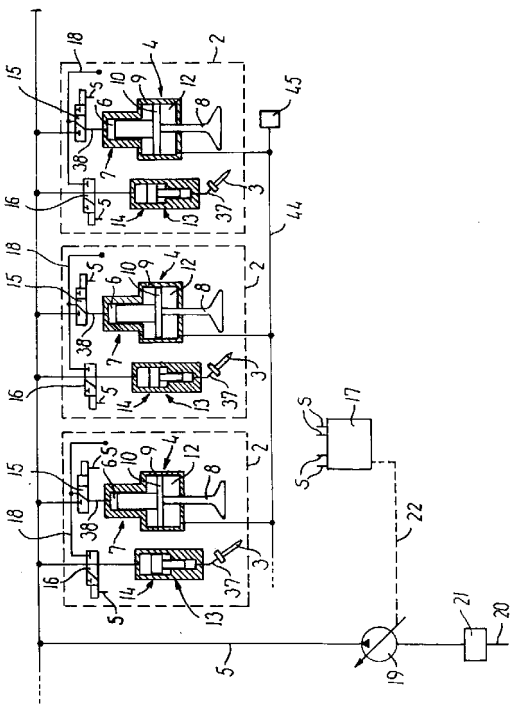
(21)出願番号　特願2004-34957(P2004-34957)
(22)出願日　平成16年2月12日(2004.2.12)
(62)分割の表示　特願平10-135281の分割
原出願日　平成10年5月18日(1998.5.18)
(31)優先権主張番号　0570/97
(32)優先日　平成9年5月16日(1997.5.16)
(33)優先権主張国　デンマーク(DK)

(71)出願人　594140904
マーン・ベー・オグ・ドバルドヴェー・ディーゼール・アクティーゼルスカブ
Man B&W Diesel A/S
デンマーク王国デーコー－２４５０　コペンハーゲン・エスヴィー，テグルホルムズガーデ　４１
Center Syd, 161 Stamholmen, DK-2650 HVIDOVRE, Denmark
(74)代理人　100089705
弁理士　社本　一夫
(74)代理人　100071124
弁理士　今井　圧亮

最終頁に続く

(54)【発明の名称】２行程クロスヘッドエンジンの液圧装置

(57)【要約】
【課題】　液圧供給装置が運転の信頼性が高く且つ簡単であり、非効率的な高エネルギ消費量となることがない、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータを液圧流体としてのシステムオイルによって作動させる２行程クロスヘッドエンジンを提供すること。
【解決手段】　２行程クロスヘッドエンジン１は、多数の燃料ポンプ１３と、多数の排気弁４とを備え、該燃料ポンプは、液圧被駆動のピストンポンプであり、そのポンプ駆動体１４には、加圧された液圧流体が供給され、加圧された液圧流体が供給される液圧アクチュエータ７により、排気弁の開放が為される。エンジンの液圧装置は、単一の高圧供給導管５を有し、エンジン負荷が変化したとき、２型式の液圧装置の必要圧力が実質的に相違するにも拘わらず、該高圧の供給導管は、ポンプ駆動体１４及び排気弁のアクチュエータ７の双方に対し液圧流体を供給する。エンジンのシステムオイルが液圧流体として使用され、ポンプ駆動体１４及び弁アクチュエータ７から排出された液圧流体は、エンジンのオイル溜めへと戻される。



【特許請求の範囲】
【請求項１】
幾つかの燃料ポンプ（１３）と、幾つかの排気弁（４）とを有し、該燃料ポンプが液圧駆動されるピストンポンプであり、該ポンプ駆動体（１４）に対して、加圧された液圧流体が供給され、排気弁の開放が、加圧された液圧流体が供給される液圧アクチュエータ（７）により行われる、２行程クロスヘッドエンジン（１）の液圧装置において、
単一の高圧の供給導管（５）が、ポンプ駆動体（１４）と排気弁の液圧アクチュエータ（７）の双方に対して液圧流体を提供し、液圧流体としてエンジンのシステムオイルが使用され、ポンプ駆動体（１４）と排気弁の液圧アクチュエータ（７）とから排出された液圧流体がエンジンのオイル溜めに戻される、ことを特徴とする、液圧装置。
【請求項２】
請求項１に記載の液圧装置であって、
制御弁（１５，１６）が、２つの位置を有する形式であり、同２つの位置のうちの一方が、ポンプ駆動体（１４）又は液圧アクチュエータ（７）を戻し導管（１８）の形態の排液管に接続している、液圧装置。
【請求項３】
請求項１又は２に記載の液圧装置であって、
シリンダ（２）の各々に対して、ピストンロッドの収納ボックス（３６）を有する中間の底部（３５）の下方の位置に、シリンダのポンプ駆動体（１４）からの排液管及び弁アクチュエータ（７）からの排液管を、エンジンフレームボックスの内部キャビティと接続する戻し導管（１８）が設けられている、液圧装置。
【請求項４】
請求項３に記載の液圧装置であって、
前記戻し導管が、中間の底部のすぐ下方において開放している、液圧装置。
【請求項５】
請求項１乃至４のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置であって、
精密フィルタ（２１）が液圧流体のろ過を確実にする、液圧装置。
【請求項６】
請求項１乃至５のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置において、
高圧の供給導管（５）内の圧力が、ポンプ駆動体（１４）内にて及び弁アクチュエータ（７）内にてピストンに作用し、
該ピストンのピストン面積が、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータに対して相互に適合し得るようにされ、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータが、１００％のエンジン負荷のとき略均一な液圧圧力の必要値を有するようにしたことを特徴とする、液圧装置。
【請求項７】
請求項１乃至６のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置において、
エンジン負荷が実質的に１００％以下であるとき、高圧の供給導管（５）内の吐出圧力が、弁アクチュエータ（７）の必要な液圧圧力に従って、調節されることを特徴とする、液圧装置。
【請求項８】
請求項１乃至７のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置において、
エンジン負荷が７０％以下のとき、高圧の供給導管（５）内の最大の吐出圧力が１００％のエンジン負荷における吐出圧力の７５％であることを特徴とする、液圧装置。
【請求項９】
請求項１乃至８のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置において、
空気ばね（９）が弁が閉じた開始位置に向けた方向に排気弁（４）に影響し、空気ばね内の空気圧力が調節可能であり、高圧の供給導管（５）内の吐出圧力及び空気ばね（９）内の空気圧力が、エンジンの速度が減速し且つ増速するとき、下方及び上方に向けてそれぞれ同時に調節可能であることを特徴とする、液圧装置。
【請求項１０】

請求項９に記載の液圧装置において、
エンジンの全ての空気ばね内の空気チャンバ（１２）が相互に接続されることを特徴とする、液圧装置。
【請求項１１】
請求項１乃至１０のうちのいずれか一の項に記載の液圧装置において、
高圧の供給導管（５）が、共に、最大の吐出圧力に耐えることのできる２本の同心状管（４０、４１）から成る構造とされ、
内側の管（４１）のみが、液圧装置の通常の作動時に液圧流体を運び、２本の管により画成された環状空隙（４２）には、該環状空隙内の漏洩を監視するセンサ（４３）が設けられることを特徴とする、液圧装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、幾つかの燃料ポンプと、幾つかの排気弁とを有し、該燃料ポンプが液圧駆動されるピストンポンプであり、そのポンプ駆動体に加圧された液圧流体が供給され、排気弁の開放が加圧された液圧流体が供給される液圧アクチュエータにより行われる、２行程クロスヘッドエンジン用の液圧装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
長年に亙って、典型的に船における推進エンジンとして使用される大型の２行程クロスヘッドエンジンの排気弁を液圧作動させることが公知であった。この場合、弁アクチュエータには、該アクチュエータの圧力チャンバとカム軸作動ピストンを収容するシリンダ内の圧力チャンバとの間の導管内に閉じ込められた液体柱の形態の液圧流体が供給される。また、デンマーク国特許第１４８６６４号には、電子的に制御され且つ液圧的に作動される排気弁が記載されており、該排気弁のアクチュエータは、開弁動作の開始時、一定圧力の液圧流体の高圧供給源と一時的に接続される。エンジン負荷に従ってこの高圧源との接続時間を変化させることができる（特許文献１）。
【０００３】
長年に亙って、大型のクロスヘッドエンジンの燃料ポンプは、極めて周知のカム軸作動ではなくて、液圧作動によるべきであることが提案されていた。１９２９年以降の当該出願人のデンマーク国特許第４１０４６号は、液圧駆動される燃料ポンプを示唆しており（特許文献２）、最近のものからは、液圧駆動による燃料ポンプにおけるピストンポンプの特殊な設計に関するデンマーク国特許第１５１１４５号を挙げることができる（特許文献３）。
【０００４】
大型の２行程クロスヘッドエンジンにおける排気弁及び燃料ポンプを液圧のみで作動させることに関する種々の公知の提案は、かかる作動に伴う多量のエネルギー消費と相俟って、液圧供給装置の設計が複雑になるため、その当時は、エンジンにて実用化されるに至らなかった。不作動となる日は、通常、皆無ではないにしても、年間、僅か数日しかない、これら大型のエンジンについて、エネルギの消費量を最小にすることは設計上、必須のことである。このことは、また、エンジン全体の効率が近年５０％を超えているということからも明らかである。エネルギの節約に関して２型式の装置について次の事実を述べることができる。
【０００５】
所定の弁アクチュエータについて、開弁時のエンジンシリンダ内における気体の圧力に抗して排気弁を開放するのに必要とされる最小圧力を上廻る、液圧流体の圧力であることを要する。この気体圧力は、エンジンサイクル中の所望の開弁タイミング、及びエンジン負荷と共に変化する。エンジンが固定ピッチプロペラに結合されているならば、エンジン速度は、エンジン負荷と共に変化し、このことは、また、弁は、高速度のときより迅速に開かなければならないから、液圧流体の吐出圧力が最小であることを必要とする。排気弁

に関して、弁の作動毎に消費される液圧流体の量は極く僅かしか変化しない。
【０００６】
所定のポンプ駆動体に対して、エンジン負荷と共に変化する最小圧力を上廻る液圧流体の吐出圧力であることを要する。その一つの理由は、より高負荷のとき、より高圧の燃焼圧力に対し燃料をエンジンシリンダ内に噴射しなければならないからであり、また、もう一つの理由は、より多量の燃料を吐出しなければならないからである。エンジンが固定ピッチプロペラに結合され、従って、負荷の増大に伴って速度が増す場合、より短い時間内により多量の燃料を噴射しなければならないため、最小圧力を更に高圧にすることが必要となる。また、消費される液圧流体の量も燃料の量と共に変わる。
【０００７】
ポンプ駆動体に必要とされる最小圧力は、弁アクチュエータに必要とされる最小圧力よりも、エンジン負荷と共により実質的に変化し、また、２型式の装置の吐出量も著しく相違する。このため、エネルギの点にて最適な運転をするためには、２型式の装置は、特徴が相違し、従って、一定の個々の吐出圧力に対する必要条件が異なるものとなる。このことは、完全に別個の供給装置を使用することが有利であるということになる。
【０００８】
実験ベースにて、共用の高圧ポンプを使用して、弁アクチュエータに達する第一の供給導管へ、及びポンプ駆動体に達する第二の供給導管へ液圧流体の供給を行い、その共用の高圧ポンプが常に必要とされる最高の圧力にて吐出し、低圧でよい供給導管へのポンプの吐出が、圧力調整弁を介して為されるようにする試みが為されている。かかる液圧供給装置は、複雑で且つ相当なエネルギ損失を伴うことが実証されている。
【特許文献１】デンマーク国特許第１４８６６４号
【特許文献２】デンマーク国特許第４１０４６号
【特許文献３】デンマーク国特許第１５１１４５号
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００９】
本発明の目的は、液圧供給装置が運転の信頼性が高く且つ適宜に簡単であり、このため、非効率的な高エネルギ消費量となることがない、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータを液圧のみで作動させる、２行程クロスヘッドエンジンを提供することである。
【課題を解決するための手段】
【００１０】
上記のことに鑑みて、本発明による液圧装置は、ポンプ駆動体、及び排気弁の液圧アクチュエータの双方に対し、単一の高圧の供給導管が液圧流体を提供し、エンジンのシステムオイルが液圧流体として使用され、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータから排出された液圧流体がエンジンのオイル溜めに戻される、ことを特徴とする。
【発明の効果】
【００１１】
本発明に従って、弁アクチュエータ及びポンプ駆動装置の双方に対し共用の高圧の供給導管から供給することにより、エンジンシリンダの配管は、極めて簡単なものとなり、その結果、エンジンを設置するときに著しい節約が達成される。しかしながら、より重要な点は、共用の高圧供給導管の使用により、故障すれば重大事となる装置の数が少なくなるため、故障の可能性が減少する結果、エンジンの信頼性が増す点である。また、２型式の装置に対する高圧管の数が半数となるため、故障の更なる防止策として、より高強度の高圧管をより経済的に製造することも可能となる。
【００１２】
液圧流体としてシステムオイルを使用することで、エンジンは外部装置からより独立したものとなり、このことは、信頼性を高め、また液圧流体を貯蔵するための関連する配管を備える別個のタンク等が不要となる。また、エンジンの内部に漏洩したときにシステムオイルを汚染する可能性がある液圧油の使用を回避することにより信頼性を高めることで

きる。

【００１３】

システムオイルを液圧流体として使用することで、次のように液圧装置を簡略化する点で極めて有利な可能性が実現される。即ち、本発明の一つの実施形態においては、シリンダの各々に対し、ピストンロッドの収容箱を有する中間の底部の下方の位置にて、ポンプ駆動体、及び弁アクチュエータからの排液管をエンジンのフレームボックスの内部キャビティと接続する戻し導管を設けることができる。ポンプ駆動体及び弁アクチュエータ内で消費されるオイルは、シリンダの空気供給装置の下方で且つ該空気供給装置から分離した消費箇所にて排出することができ、関連するタンクを備える共用の戻し導管が不要となる。この液圧装置は、システムオイルのその他の任意の部分のようなものをエンジン内にて必要とせずに、オイルを吐出し且つそのオイルが排出されたときに即時に使用することを可能にする。戻し導管は、中間の底部の真下の位置にて開き、その長さが可能な限り短い戻し導管であるようにすることが好ましい。

【００１４】

高圧の供給導管内における圧力は、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータ内のピストンに作用することが好ましく、また、ピストンのピストン面積は、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータに対して互いに適合し、ピストンが１００％のエンジン負荷にて実質的に均一な液圧を必要とするようにする。このことは、エンジンサイクル毎に使用される液圧流体の量が最大であり、また、最高の吐出圧力が必要とされるとき、全エンジン負荷にて液圧駆動装置に供給するエネルギ消費量を最適に利用することを可能にする。

【００１５】

エンジン負荷が実質的に１００％以下のとき、弁アクチュエータの液圧圧力の必要量に従って高圧の供給導管内の吐出圧力を適宜に調節することができ、それは、燃料の量、従って、燃料の噴射に必要なエネルギ消費量がエンジン負荷の低下に伴って減少するからである。

【００１６】

高圧の供給導管内の吐出圧力は、エンジン負荷が７０％以下のとき、１００％のエンジン負荷における吐出圧力の精々、７５％まで減少することが好ましい。このことは、エネルギを節約することに加えて、噴射に対する対抗圧力、及びエンジンサイクル毎の燃料の噴射量の双方が少ないとき、低エンジン負荷における燃料の噴射を一層、優れたものにする。液圧圧力が低下すると、ポンプピストンの動作速度が遅くなり、燃料の噴射がより長時間に亙って分散して行われ、このことは、より有利な燃焼状態につながり、その結果、発生した熱を有利に分配することが可能となる。

【００１７】

次の効果から液圧流体を吐出するときのエネルギ消費量の更なる節約が実現される。即ち、空圧ばねが、弁が閉じる開始方向に向けて排気弁に影響を与えることと、その空圧ばね内の空気圧力が調節可能であることと、エンジン速度がそれぞれ低下し且つ増すとき、高圧の供給導管内の吐出圧力及び空圧ばね内の空気圧力が共に下方及び上方に向けて共に調節可能であることとである。このことは、弁アクチュエータが、弁ディスクの下面に対するシリンダ圧力の作用と、空圧ばねのピストンに対する空気圧力の作用との双方に起因する、該アクチュエータに作用する上向きの力を上廻ることを必要とする。低速度における空気圧力が低下すれば、上述したように、速度に伴って比較的迅速に降下するポンプ駆動体の最小の必要圧力近くのレベルまで排気弁が開くのに必要な最小圧力が降下する。

【００１８】

排気弁内のエンジンの空気ばねの全てにおける空気チャンバは互いに接続することができる。このことは、次のことを意味する。即ち、排気弁が下方に開弁動作する間にそれに伴って空気チャンバの容積が減少するため、空気の一部が空気チャンバに漏れて、閉弁動作中に戻るため、空気ばねの圧力が略一定であることを意味する。

【００１９】

一つの実施の形態において、液圧装置は次のような構造とされている。即ち、高圧の供

給導管が共に最大の吐出圧力に耐えることのできる２本の同心状管で形成されていることと、内側の管のみが液圧装置の通常の作動時に液圧流体を搬送することと、その２本の管により画成された環状空隙には、該環状空隙内の漏洩を監視するセンサが設けられることとである。この設計は、２本の同心状管の内側の管が破損した場合、その管の間の環状空隙内に液圧流体が漏洩し、センサから信号が発せられる一方、外側の管が圧力を保持する機能を引き受ける点にて、供給導管の機能に冗長性を持たせ、また、故障を監視することも可能となる。このため、内側管が破損したにもかかわらず、エンジンの運転を続行することができるが、エンジンの監視装置には内側管が破損したことが通報される。

【発明を実施するための最良の形態】

【００２０】

次に、添付図面を参照しつつ、本発明の実施の形態に関してより詳細に説明する。

液圧装置は２行程クロスヘッドエンジン１の液圧装置に加圧された液圧流体を供給する。このエンジンは、シリンダと関連付けられた液圧装置の周りに図１に点線で示した多数のシリンダ２を備えている。典型的には、図示した以上の多数のシリンダ、４乃至１４個のシリンダが存在する。シリンダの各々には、少なくとも１つ、典型的に、２つ又は３つの燃料噴射装置３と、シリンダカバーの中央に配置された排気弁４とが設けられている。

【００２１】

排気弁は、（ディスク状の形状をした）ポペット弁型式であり、このポペット弁は、高圧の供給導管５がアクチュエータ７内の圧力チャンバ６と接続されたときに、シリンダ内を下方に移動することで開き、これにより、アクチュエータピストンが排気弁のスピンドル８を下方に押す。空気ばね９は、スピンドル８に固定され且つシリンダ内に変位可能に配置されたピストン１０を備えており、ピストンの下方の位置に圧力チャンバ１２が配置されており、このため、圧力チャンバ内の空気圧力が、閉じる方向に作用する上向きの力により弁スピンドルに常時作用する。チャンバ６内の液圧流体の圧力は、下向きの力にてスピンドル８に作用する。排気弁を開くのに必要な条件は、エンジンシリンダ内の気体の圧力に一部、起因し、また、ピストン１０に加わる空気圧力の作用に一部、起因する上向きの力よりも弁アクチュエータ７により発生されたこの力の方が適宜に遥かに大きくなければならないことである。

【００２２】

液圧被駆動の燃料ポンプ１３は、エンジンサイクル中の所望のタイミングにて且つエンジン負荷に対応し得るようにされた量にて、加圧された燃料を燃料噴射装置に供給する。該ポンプのピストンは、該ポンプピストンに対し大きい直径を有するアクチュエータピストンを備えるシリンダの形態としたポンプ駆動体１４により駆動される。このように、ポンプ装置は、大径ピストンと小径ピストンとの面積の比だけ導管５内の圧力よりも高圧である圧力にて燃料を吐出する段付きピストンである。燃料は、エンジンシリンダ内の現在の気体圧力よりも適宜に遥かに高圧な圧力にて吐出され、このため、所定の面積を有する噴霧装置の穴を通じて良好な噴霧が為される。燃料ポンプは、単一のシリンダにおける幾つかの噴射装置に燃料を吐出することができ、この燃料の吐出は、通常、同時に吐出することで行われ、また、該燃料ポンプは、異なるシリンダにおける噴射装置に燃料を吐出し得る設計とすることもでき、この場合、該燃料ポンプは、異なるシリンダに対し異なる時点にて燃料を吐出する。

【００２３】

供給導管５からアクチュエータへの高圧の液圧流体の吐出は、排気弁４に対する制御弁１５、及び燃料ポンプ１３に対する制御弁１６を介して制御される。これらの制御弁の作動は、幾つかのシリンダに対する中央装置とすることのできる少なくとも１つの電子式制御装置１７により電子的に為される。また、例えば、シリンダ当たり１つの制御装置を備えるように分配された制御装置を使用し、また全体的に且つ分配された制御装置を組み合わせて使用することも可能である。図面に１本のみを図示した信号通信線を介して信号を伝送することができる。

【００２４】

制御弁１５、１６は、その一方の位置がアクチュエータピストンを有する圧力チャンバを高圧の導管５に接続し、もう一方の位置が圧力チャンバを戻し導管１８の形態のドレーン管に接続する、例えば、２位置型式のものとすることができる。また、これらの制御弁には、３つの位置を形成することができ、その１つである第三の位置は、供給導管５及び戻し導管１８の双方がアクチュエータから遮断される中立位置である。勿論、その他の型式の制御弁及び幾つかの制御弁の多数の組み合わせ体をアクチュエータ装置毎に使用することができるが、かかる設計はより複雑なものとなる。

【００２５】

高圧の供給導管５には、図１に単一のポンプとして概略図的に図示したポンプ装置１９から液圧流体が供給されるが、実際には、該ポンプ装置は、異なる方法で駆動可能な幾つかのポンプを備えている。供給導管２０は、ポンプ装置に対して、例えば、１バール乃至８バールといった比較的低圧の液圧流体を供給する。該供給導管２０は、液圧流体をクロスヘッドエンジンのシステムオイルから得る。精密フィルタ２１が液圧流体のろ過を確実にする。ポンプ装置１９は、例えば、１５０乃至３００バールといった広範囲に亙って、高圧の供給導管５への吐出圧力を調節することもできる。この調節の制御は、制御装置１７から信号線２２を介して受け取った信号により為される。

【００２６】

図２にはエンジンの断面図が図示されている。エンジンシリンダ２の各々は、シリンダライナー２３を有しており、該シリンダライナーは、排気弁及びピストン２５を有するシリンダカバー２４と共に、燃焼チャンバ２６を画成する。ピストンは、ピストンロッド２７、クロスヘッド２８及び接続ロッド２９を通じて、エンジンのクランク軸３１における接続ロッドジャーナル３０と接続される。クランク軸は、システムオイルを収容するエンジンの台板３２に軸支されており、また、該床板の頂部には、エンジンフレームボックス３３が取り付けられて、クロスヘッドの案内面３４を支持する。案内面の頂部は、ピストンロッドの収容ボックス３６を備える中間の底部３５であり、該収容ボックスは、台板の内部から、及びシステムオイルにより潤滑される、種々の可動部品を有するエンジンフレームボックスから中間の底部の上方に配置されたシリンダ部分を完全に分離した状態に保つ。

【００２７】

燃料ポンプ１３は、シリンダ２の最上方部分に配置されており、それぞれの燃料噴射装置３に達する３本の高圧管３７を通じて燃料を吐出する。更なる高圧の管３８が制御弁１５と関連付けられて排気弁４に達している。

【００２８】

システムオイルを液圧流体として使用しているので、各シリンダにて消費された液体流体は、ポンプ駆動体及び弁アクチュエータから戻し導管に排出することができ、この導管は、中間底部３５の下方領域まで真直ぐに下方に伸びて、潤滑油をエンジンフレームボックス３３内に排出し、このボックスから、流体は台板の油溜め内に下方に流れる。図１に図示するように、シリンダの各々は、かかる排液導管を有しており、その結果、共用の戻し導管を使用せずに液圧装置を形成することができるという特別な利点が得られる。

【００２９】

一つの実施の形態において、高圧の供給導管５は、図３に図示するように、二重管構造とすることができる。外側管４０は、内側管４１と同様に、ポンプ装置からの最大の吐出圧力に耐えることができる。これら２本の管は同心状である。液圧装置の通常の作動時、液圧流体の吐出は、専ら内側管４１のみを介して行われる。２本の管の間には、環状空隙４２があり、この環状空隙には、該環状空隙内での漏洩を監視するセンサ４３が設けられる。内側管４１が破損したならば、該センサ４３は、警報信号を発生させて、管の破損を防止する格別な保証は最早存在しないことを運転員に知らせる。二重管としての導管５の上述の設計は、必須のものではないが、運転時の信頼性をより高める。

【００３０】

ポンプ駆動体及び弁アクチュエータは、或るエンジン負荷のときにのみ最適に運転し得

る設計とされている。このことについては、図４に関して以下に詳細に説明する。最適な運転状態の点Ａは、エンジンの１００％負荷におけるエンジンの全負荷点として選択したものであるが、別の点を選択することも可能である。ポンプ装置１９は、約２５０バールの圧力にて液圧流体を吐出し得るように制御される。図面の曲線ａは、エンジンを固定ピッチプロペラに直接結合するとき、排気弁が最小の液圧圧力であることの必要性が、エンジン負荷と共に変化する状態を示す。曲線ｂは、エンジンを発電機に、又は可変ピッチプロペラの何れかに結合したとき、排気弁が最小の液圧圧力であることの必要性が変化する状態を示す。これら２つの場合、エンジン速度は一定であり且つ負荷と独立しており、低負荷時のシリンダの有効平均圧力は、可変速度における対応するエンジンの圧力よりも小さい。このことは、低負荷のとき、弁アクチュエータは、同等に高い液圧圧力を必要としないことを意味している。

【００３１】

曲線ｃは、ポンプ駆動体が最小の液圧圧力であることの必要性がエンジン負荷と共に変化する状態を示す。上方の負荷領域において、ポンプ駆動体の必要圧力は、排気弁の必要圧力よりも急速に減少することが分かる。その理由は、噴射すべき燃料の量と、噴射によって上廻ることを要するシリンダ圧力との双方が減少するからである。エンジン負荷が約５０％以下のレベルまで低下したとき、必要圧力は一定となり、その圧力は、所望の噴霧を生じさせる最低圧力によって決まる。ポンプ駆動体の曲線と弁アクチュエータの曲線との軌跡には、著しい差異が認められ、液圧流体は、共用の導管５を介して供給されるため、当該負荷における最小の吐出圧力の最高の必要圧力を有する装置の一つに従って、ポンプ装置の吐出圧力を制御することが必要となる。この装置は、図示した例において、弁アクチュエータである。その結果、約５０バール迄の低負荷時におけるポンプ駆動体への吐出圧力は、可変速度のエンジンに対して必要とされる値よりも高圧とあるが、この圧力の一部分は、低負荷時の燃料の量の少ないことで補われる。勿論、液圧装置は、図示した以外の圧力値に対して設計することができるが、このことは、曲線の相対的な軌跡が図示したものであることを何ら変更するものではない。

【００３２】

一つの有利な実施の形態において、排気弁の空気ばね内の全ての空気チャンバ１２は共用の導管４４を介して相互に接続されており、その結果、チャンバ１２内の空気圧力は、排気弁が開くときに基本的に上昇せず、このため、かかる圧力の上昇に打ち勝つため余分な液圧エネルギーを使用する必要がない。更に、速度の低下と共に、空気圧力が降下するような仕方にて、空気圧力の制御装置４５により、エンジン速度に従ってチャンバ１２内の空気圧力を調節することが可能である。これが可能であるのは、低速度のとき、弁スピンドルを閉位置に戻すのに利用可能なより多くの時間があるからである。空気ばねからの反力が低圧であることは、ポンプ装置１９からの吐出圧力をこれに対応して降下させ、その結果、エネルギを節約することが可能であることを意味する。

【図面の簡単な説明】

【００３３】

【図１】２行程クロスヘッドエンジン用の液圧装置の簡略化した線図である。

【図２】エンジンの断面図である。

【図３】図１の液圧装置の拡大縮尺による部分図である。

【図４】エンジン負荷と、排気弁を開き且つ燃料ポンプを駆動するのに必要な最小圧力との相互関係を示す線図である。

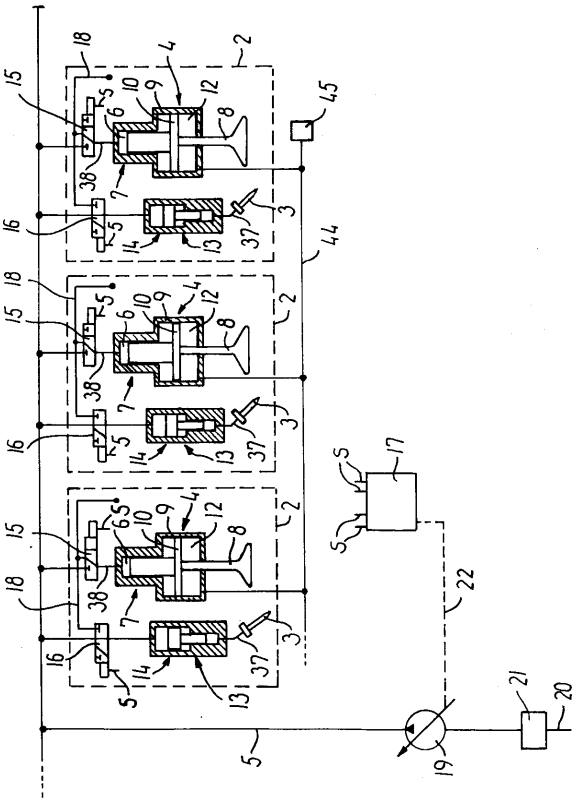
【符号の説明】

【００３４】

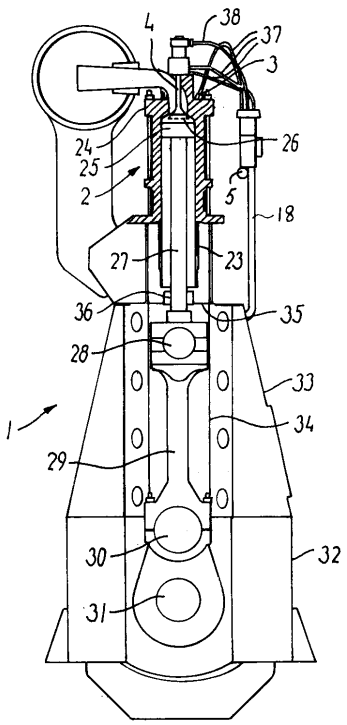
１　２行程クロスヘッドエンジン	２　多数シリンダ
３　燃料噴射装置	４　排気弁
５　供給導管	６　圧力チャンバ
７　弁アクチュエータ	８　弁スピンドル
９　空気ばね	１０　ピストン

１２　圧力チャンバ
１３　液圧被駆動の燃料ポンプ
１４　ポンプ駆動装置
１５　制御弁
１６　制御弁
１７　電子式制御装置
１８　戻し導管
１９　ポンプ装置
２０　供給導管
２１　精密フィルタ
２２　信号線
２３　シリンダライナー
２４　シリンダカバー
２５　排気弁及びピストン
２６　燃焼チャンバ
２７　ピストンロッド
２８　クロスヘッド
２９　接続ロッド
３０　接続ロッドジャーナル
３１　クランク軸
３２　台板
３３　エンジンフレームボックス
３４　ガイド面
３５　中間底部
３６　収容ボックス
３７　高圧管
３８　高圧管
４０　外側管
４１　内側管
４２　環状空隙
４３　漏洩監視センサ
４４　共用の導管
４５　空気圧力の制御装置

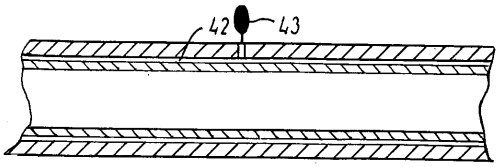
【図１】



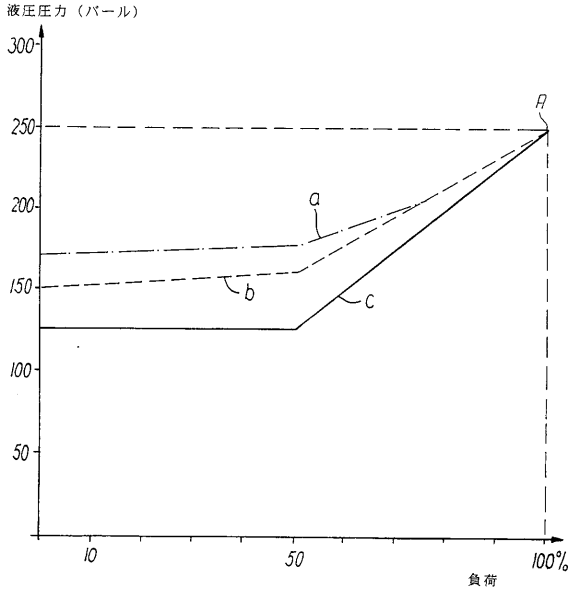
【図２】



【図３】



【図４】



フロントページの続き

(74)代理人 100076691
弁理士 増井 忠弐
(74)代理人 100075236
弁理士 栗田 忠彦
(74)代理人 100075270
弁理士 小林 泰
(72)発明者 ヘニング・リンドキスト
デンマーク国デーコー－２９９０ ニヴォー，エスキルスウェイ １４
(72)発明者 ポウル・センカー
デンマーク国デーコー－２７７０ カストルプ，レストルプウェイ ６８

Ｆターム(参考) 3G018 AA02 AA16 AB12 AB16 BA22 CA19 DA57 EA11 GA02 GA14
3G066 AA08 AA16 AC06 BA19 CA01T CA33 CB02 CD25 CE12

【要約の続き】
【選択図】 図１