

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6588900号  
(P6588900)

(45) 発行日 令和1年10月9日 (2019. 10. 9)

(24) 登録日 令和1年9月20日 (2019. 9. 20)

|                                 |                 |
|---------------------------------|-----------------|
| (51) Int. Cl.                   | F 1             |
| <b>F O 2 B 33/22 (2006. 01)</b> | F O 2 B 33/22 A |
| <b>F O 2 B 33/20 (2006. 01)</b> | F O 2 B 33/20   |
| <b>F O 2 B 75/18 (2006. 01)</b> | F O 2 B 75/18 P |

請求項の数 50 (全 51 頁)

|                    |                               |           |                      |
|--------------------|-------------------------------|-----------|----------------------|
| (21) 出願番号          | 特願2016-527108 (P2016-527108)  | (73) 特許権者 | 507301051            |
| (86) (22) 出願日      | 平成26年7月17日 (2014. 7. 17)      |           | ツアー エンジン インコーポレーティッド |
| (65) 公表番号          | 特表2016-525644 (P2016-525644A) |           | ド                    |
| (43) 公表日           | 平成28年8月25日 (2016. 8. 25)      |           | アメリカ合衆国 カリフォルニア州 サン  |
| (86) 国際出願番号        | PCT/US2014/047076             |           | ディエゴ ライデル コート 6340   |
| (87) 国際公開番号        | W02015/009959                 | (74) 代理人  | 100102978            |
| (87) 国際公開日         | 平成27年1月22日 (2015. 1. 22)      |           | 弁理士 清水 初志            |
| 審査請求日              | 平成29年5月19日 (2017. 5. 19)      | (74) 代理人  | 100102118            |
| (31) 優先権主張番号       | 61/847, 551                   |           | 弁理士 春名 雅夫            |
| (32) 優先日           | 平成25年7月17日 (2013. 7. 17)      | (74) 代理人  | 100160923            |
| (33) 優先権主張国・地域又は機関 | 米国 (US)                       |           | 弁理士 山口 裕孝            |
| 前置審査               |                               | (74) 代理人  | 100119507            |
|                    |                               |           | 弁理士 刑部 俊             |
|                    |                               | (74) 代理人  | 100142929            |
|                    |                               |           | 弁理士 井上 隆一            |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スプリットサイクルエンジンにおけるスプールシャトルクロスオーバー弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する第一のシリンダであって、該第一のピストンが該第一のシリンダ内で第一の方向に動く、該第一のシリンダと；

膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する第二のシリンダであって、該第二のピストンが該第二のシリンダ内で第二の方向に動く、該第二のシリンダと；

該第一および第二のシリンダに選択的に流体連結する内部チャンバを備える弁を収容する弁シリンダと

を備え、該弁および内部チャンバが該弁シリンダ内で該第一および第二のシリンダに対して該第一および第二の方向とは異なる第三の方向に直線的かつ往復運動的に動き、該弁が、該内部チャンバを該第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する、スプリットサイクルエンジン。

【請求項 2】

弁の運動中、内部チャンバが別々に第一のシリンダと流体連結しかつ第二のシリンダと流体連結する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 3】

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角15°内で、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、請求項2記

載のエンジン。

【請求項 4】

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、請求項3記載のエンジン。

【請求項 5】

第一のシリンダが、混合気を受け取るための吸気ポートを有する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 6】

吸気ポートが弁の表面によって閉じられる、請求項5記載のエンジン。

【請求項 7】

吸気ポートがポペット弁によって閉じられる、請求項5記載のエンジン。

【請求項 8】

第二のシリンダが、既燃ガスを排出するための排気ポートを有する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 9】

排気ポートが弁の表面によって閉じられる、請求項8記載のエンジン。

【請求項 10】

排気ポートがポペット弁によって閉じられる、請求項8記載のエンジン。

【請求項 11】

燃焼を開始させるための点火プラグをさらに備える、請求項1記載のエンジン。

【請求項 12】

点火プラグが、弁上に配置されかつ内部チャンバ内に火花を発生させるように構成されている、請求項11記載のエンジン。

【請求項 13】

点火プラグが弁シリンダ中に配置され、弁が、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える、請求項11記載のエンジン。

【請求項 14】

流体を圧縮することによって燃焼を開始させるように構成されている、請求項1記載のエンジン。

【請求項 15】

第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 16】

第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 17】

第一および第二のピストンが同時並行的にそれぞれの上死点に到達する、請求項1記載のエンジン。

【請求項 18】

弁と弁シリンダとの間にシールリングをさらに含む、請求項1記載のエンジン。

【請求項 19】

シールリングが弁シリンダに対して動かない、請求項18記載のエンジン。

【請求項 20】

シールリングが弁シリンダに対して動く、請求項18記載のエンジン。

【請求項 21】

シールリングが、弁シリンダに対して動かない第一のシールリングと、該弁シリンダに対して動く第二のシールリングとを含む、請求項18記載のエンジン。

【請求項 22】

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい、請求項1記載のエンジ

10

20

30

40

50

ン。

【請求項 2 3】

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい、請求項1記載のエンジン。

【請求項 2 4】

内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバが、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている、請求項1記載のエンジン。

【請求項 2 5】

弁がスプール弁である、請求項1記載のエンジン。

10

【請求項 2 6】

第一の方向に吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する第一のシリンダ中で作動流体を圧縮する工程と；

該作動流体を、該第一のシリンダから、エンジンの弁シリンダ中に収容されている弁の内部チャンバに移送する工程と；

該作動流体を、該内部チャンバから、第二の方向に膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する第二のシリンダに移送する工程を含み、

該内部チャンバが、該第一および第二のシリンダに選択的に流体連結し、該弁および内部チャンバが該弁シリンダ内で該第一および第二のシリンダに対して該第一および第二の方向とは異なる第三の方向に直線的かつ往復運動的に動き、該弁が、該内部チャンバを該第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する、  
燃焼エンジンを運転する方法。

20

【請求項 2 7】

弁の運動中、内部チャンバと第二のシリンダとを流体連結することなく、第一のシリンダと該内部チャンバとを流体連結する工程をさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 2 8】

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角15°内で、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、請求項27記載の方法。

30

【請求項 2 9】

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、請求項28記載の方法。

【請求項 3 0】

第一のシリンダが吸気ポートを有する、該吸気ポートを通して混合気を受け取る工程をさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 3 1】

弁の表面によって吸気ポートを閉じる工程をさらに含む、請求項30記載の方法。

【請求項 3 2】

ポペット弁によって吸気ポートを閉じる工程をさらに含む、請求項30記載の方法。

40

【請求項 3 3】

第二のシリンダが排気ポートを有する、該排気ポートを通して既燃ガスを放出する工程をさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 3 4】

弁の表面によって排気ポートを閉じる工程をさらに含む、請求項33記載の方法。

【請求項 3 5】

ポペット弁によって排気ポートを閉じる工程をさらに含む、請求項33記載の方法。

【請求項 3 6】

点火プラグによって燃焼を開始させる工程をさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 3 7】

50

点火プラグが弁上に配置される、該点火プラグによって内部チャンバ内に火花を発生させる工程をさらに含む、請求項36記載の方法。

【請求項 3 8】

点火プラグが弁シリンダ中に配置され、弁が、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える、請求項36記載の方法。

【請求項 3 9】

流体を圧縮することによって燃焼を開始させる工程をさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 4 0】

第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する、請求項26記載の方法。

10

【請求項 4 1】

第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する、請求項26記載の方法。

【請求項 4 2】

第一および第二のピストンが同時並行的にそれぞれの上死点に到達する、請求項26記載の方法。

【請求項 4 3】

エンジンが弁と弁シリンダとの間にシールリングをさらに含む、請求項26記載の方法。

【請求項 4 4】

20

シールリングが弁シリンダに対して動かない、請求項43記載の方法。

【請求項 4 5】

シールリングが弁シリンダに対して動く、請求項43記載の方法。

【請求項 4 6】

シールリングが、弁シリンダに対して動かない第一のシールリングと、該弁シリンダに対して動く第二のシールリングとを含む、請求項43記載の方法。

【請求項 4 7】

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい、請求項26記載の方法。

【請求項 4 8】

30

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい、請求項26記載の方法。

【請求項 4 9】

内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバが、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている、請求項26記載の方法。

【請求項 5 0】

弁がスプール弁である、請求項26記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

40

関連出願の相互参照

本出願は、2013年7月17日出願の米国特許仮出願第61/847,551号の恩典を主張する。同出願の内容は全体として本明細書に組み入れられる。

【0 0 0 2】

発明の分野

本開示は概して、スプリットサイクルエンジンとしても知られるスプリットサイクル内燃機関に関し、より具体的には、クロスオーバー弁に関する。

【背景技術】

【0 0 0 3】

関連技術の説明

50

従来の内燃機関は一つまたは複数のシリンダを含む。各シリンダは、一般に吸気行程、圧縮行程、燃焼／動力／膨張行程、および排気行程と呼ばれる四つの行程を実行する一つのピストンを含む。これら四つの行程が合わさって従来の内燃機関の完全な一サイクルを形成する。しかし、サイクルの各部分は、作動流体からピストンおよびシリンダ壁中に遮断される熱によって異なるふうに影響を受ける。吸気および圧縮中は、高い熱遮断率が効率を改善し、一方で、燃焼／膨張中は、熱遮断がほとんどまたは全くないことが最良の効率をもたらす。各サイクル内でピストンおよびシリンダ壁温度が低温から高温、そして再び低温へと容易には変化することができないため、この相反する要件を一つのシリンダによって満たすことはできない。従来の内燃機関の一つのシリンダは、同じ時間および空間では、圧縮機（最適効率性能のためには低温環境を要する）および燃焼／膨張機（最適効率性能のためには高温環境および作動流体の最適な膨張を要する）の両方として最適化することはできない。

10

#### 【 0 0 0 4 】

従来の内燃機関は燃料効率が低く、燃料エネルギーの半分超が、任意の有用な機械仕事を加えることなく、エンジン構造および排気出口を通して失われる。従来の内燃機関における廃熱の主な原因は、単独で、有用な仕事へと実際に変換される全熱よりも大きな速度および量で熱を放散する、その不可欠な冷却システム（たとえばラジエータ）である。さらには、従来の内燃機関は、シリンダ、ピストンおよび燃焼チャンバ中に低熱遮断法を用いるとしても、また、実質的な複雑さおよび費用を増す廃熱回収法を用いるとしても、わずかしき効率を高めることができない。

20

#### 【 0 0 0 5 】

吸気行程および圧縮行程中、シリンダ中の高温からさらなる非効率が生じる。この高温がエンジン容積効率を低下させ、ピストンの仕事をより過酷にし、ひいては、これらの行程中の効率を低下させる。

#### 【 0 0 0 6 】

理論的に、内燃機関において、圧縮比よりも大きな膨張比はエンジン効率を大きく高める。従来の内燃機関において、最大膨張比は一般に最大圧縮比と同じである。そのうえ、従来の手段は、弁開閉時期によって圧縮比の低下を可能にし得るだけであり（たとえばミラー・アトキンソン（Miller and Atkinson）サイクル）、かつ上記の効率の増大よりも低効率であり得、その効率の増大は、四つの行程すべてが一つのシリンダ内で実行されるのではないならば可能である。

30

#### 【 0 0 0 7 】

従来の内燃機関の別の欠点は不完全な化学燃焼過程であり、これは、効率を低下させ、有害な排出物を生じさせる。

#### 【 0 0 0 8 】

これらの課題を解決するために、他者がデュアルピストン燃焼エンジン形態を以前に開示している。たとえば、Casadayへの米国特許第1,372,216号（特許文献1）は、シリンダおよびピストンがそれぞれの対として配設されているデュアルピストン燃焼エンジンを開示している。点火シリンダのピストンが圧縮シリンダのピストンよりも先に動く。Thurst onへの米国特許第3,880,126号（特許文献2）は二行程スプリットサイクル内燃機関を開示している。誘導シリンダのピストンが、動力シリンダのピストンよりも半行程にいくぶん満たない分だけ先に動く。誘導シリンダがチャージを圧縮し、そのチャージを動力シリンダに移送し、そこでチャージは直前のサイクルからの既燃物の残留チャージと混合され、さらに圧縮されたのち、点火される。Scuderiへの米国特許出願第2003/0015171 A1号（特許文献3）は四行程サイクル内燃機関を開示している。第一のシリンダ（動力シリンダ）内の動力ピストンがクランクシャフトに接続され、四行程サイクルのうちの動力行程および排気行程を実行する。また、第二のシリンダ（圧縮シリンダ）内の圧縮ピストンがクランクシャフトに接続され、同じクランクシャフト回転中に四行程サイクルのうちの吸気行程および圧縮行程を実行する。第一のシリンダの動力ピストンは第二のシリンダの圧縮ピストンよりも先に動く。Suhへの米国特許第6,880,501号（特許文献4）は、クランク

40

50

シャフトに接続されたピストンをそれぞれが含む一対のシリンダを有する内燃機関を開示している。一方のシリンダは吸気行程および圧縮行程のために適合されている。もう一方のシリンダは動力行程および排気行程のために適合されている。Brackettへの米国特許第5,546,897号（特許文献5）は、二、四またはディーゼルエンジン動力サイクルを実行することができるマルチシリンダ往復運動ピストン内燃機関を開示している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0009】

【特許文献1】米国特許第1,372,216号

【特許文献2】米国特許第3,880,126号

【特許文献3】米国特許出願第2003/0015171 A1号

【特許文献4】米国特許第6,880,501号

【特許文献5】米国特許第5,546,897号

【発明の概要】

【0010】

しかし、上記参考文献は、高レベルのシールを示す耐久性の弁システムを使用して適時的に、かつ圧縮シリンダから動力シリンダへの圧力損失なしに作動流体の移送を効果的に制御する方法を開示していない。加えて、これらの参考文献に開示された別々のシリンダはすべて、シリンダ間に、エンジンの有効圧縮比を従来のエンジンのそれよりも下げてしまう実質的な容積の「デッドスペース」を生み出す何らかの種の移送弁または中間通路（接続管）によって接続されている。

【0011】

現在先行技術において存在する公知のタイプの内燃機関に固有の前記欠点を考慮して、本明細書に記載される態様は、従来の内燃機関よりも効率的に燃料エネルギーを機械仕事に変換する能力を有する温度分離されたシリンダを利用するスプールシャトルクロスオーバー弁および燃焼チャンバ（Spool Shuttle Crossover Valve and Combustion Chamber/SSCVCC）内燃機関を含む。いくつかの例示的態様は、圧縮チャンバから燃焼チャンバへの作動流体の効率のかつ確実な移送を容易にするために新規なSSCVCCを利用する。いくつかの事例においては、態様のいくつかの恩恵を実証するためにスプールシャトルクロスオーバー弁が使用されるが、特許請求の範囲はスプールシャトル弁に限定されず、かつ他の弁を含み得ることが理解されるべきである。

【0012】

例示的な態様において、SSCVCCを有する内燃機関は、第二のシリンダに連結された第一のシリンダと、第一のシリンダ内に配置され、かつ吸気および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しないように構成された第一のピストンと、第二のシリンダ内に配置され、かつ動力および排気行程を実行するが吸気行程を実行しないように構成された第二のピストンとを含む。

【0013】

または、第一および第二のシリンダは、SSCVCCの往復運動によって直接的または間接的に連結することもできる二つの別々のチャンバとみなされることもでき、第一のピストンが第一のチャンバ中に存在し、第二のピストンが第二のチャンバ中に存在し、スプールシャトル内の燃焼チャンバが第三のチャンバである。

【0014】

さらなる例示的態様において、スプリットサイクルエンジンはさらに、第一のシリンダに連結された吸気弁と、第二のシリンダに連結された排気弁と、第一のシリンダの内部チャンバを第二のシリンダの内部チャンバに直接的または間接的に（スプールの一部である、切り離された燃焼チャンバを介して）連結するSSCVCCとを含む。

【0015】

さらなる例示的態様において、エンジンは、二つのピストンコネクティングロッドと、圧縮クランクシャフトと、動力クランクシャフトと、二つのクランクシャフトコネクティ

10

20

30

40

50

ングロッドとを含む。コネクティングロッドはそれぞれのピストンをそれぞれのクランクシャフトに接続する。圧縮クランクシャフトは回転運動を第一のピストンの往復運動に変換する。動力クランクシャフトは第二のピストンの往復運動をエンジンの回転出力運動へと変換する。動力シリンダのピストンが圧縮シリンダのピストンよりも先に動くような位相角遅延（位相遅れ）を実現することにより、動力クランクシャフト相対角に対する圧縮クランクシャフト相対角は互いから異なり得る。いくつかの例示的態様において、位相遅れは、圧縮シリンダのピストンが動力シリンダのピストンよりも先に動くようなものであることもできる。さらに別の態様において、圧縮シリンダのピストンおよび動力シリンダのピストンは同相で（位相遅れなしで）動く。クランクシャフト接続歯車機構が動力クランクシャフトの回転を圧縮クランクシャフトの回転へと変換する。二つのピストンおよび二つのシリンダは、互いに直列に（平行に）設計されることもできるし、または互いに対向するように設計されることもできる。二つのピストンおよび二つのシリンダが直列形態にある一つのそのような態様においては、たとえば、当技術分野において公知であるように、相対的に冷たい圧縮シリンダを相対的に熱い動力シリンダから切り離すために、低伝熱材料の断熱層を設置することもできる。

10

**【 0 0 1 6 】**

さらなる例示的態様において、スプリットサイクルエンジンはさらに、第一のシリンダに連結された吸気ポートと、第二のシリンダに連結された排気ポートとを含む。吸気ポートおよび排気ポートはSSCVCCの往復運動によって開閉する。SSCVCCは、第一のシリンダの内部チャンバを第二のシリンダの内部チャンバに直接的に、またはスプールシャトルの一部である切り離された燃焼チャンバを介して間接的に連結する。

20

**【 0 0 1 7 】**

いくつかの例示的態様において、SSCVCCは、いくつかの部品：スプールシリンダ、スプールシャトル、スプールシャトル内に位置する燃焼チャンバ、燃焼チャンバポート、圧縮側のスプールリング、膨張側のスプールリング、スプールシリンダ中に取り付けられた固定（引き込み）リング、スプールコネクティングロッドおよびスプールクランクシャフト、吸気ポートならびに排気ポートで構成され得る。燃焼チャンバは、スプール往復運動の一部として、スプールの相対位置に依存して、圧縮チャンバおよび膨張チャンバに連結またはそれらから分断され得る。

**【 0 0 1 8 】**

30

例示的態様において、スプリットサイクルエンジンは、吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する第一のシリンダと；膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する第二のシリンダと；第一および第二のシリンダに選択的に流体連結する内部チャンバを備える弁を収容する弁チャンバとを備え、弁および内部チャンバは、弁チャンバ内で第一および第二のシリンダに対して動く。

**【 0 0 1 9 】**

いくつかの例示的態様において、弁の運動中、内部チャンバは、第一のシリンダと流体連結し、かつ第二のシリンダと流体連結する。

**【 0 0 2 0 】**

40

いくつかの例示的態様において、弁の運動中、内部チャンバは第一および第二のシリンダに同時に流体連結し、弁および内部チャンバは、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角 $15^{\circ}$ 内で、最大速度および最小加速度を有する。いくつかのさらなる態様において、弁および内部チャンバは、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、最大速度および最小加速度を有する。

**【 0 0 2 1 】**

いくつかの例示的態様において、弁は、第一または第二のシリンダのいずれとも同時並行的に流体連結せず、弁および内部チャンバは、内部チャンバが第一または第二のシリンダのいずれとも流体連結しないときのクランクシャフト角 $15^{\circ}$ 内で最大速度および最小加

50

速度を有する。いくつかのさらなる例示的態様において、弁および内部チャンバは、内部チャンバが第一または第二のシリンダのいずれとも流体連結しないとき、最大速度および最小加速度を有する。

【 0 0 2 2 】

いくつかの例示的態様において、内部チャンバが第一のシリンダに流体連結するとき、第一のピストンがその上死点に到達する。

【 0 0 2 3 】

いくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、混合気を受け取るための吸気ポートを有する。いくつかのさらなる例示的態様において、吸気ポートは弁の表面によって閉じられる。いくつかの例示的態様において、吸気ポートはポペット弁によって閉じられる。

10

【 0 0 2 4 】

いくつかの例示的態様においては、点火プラグが燃焼を開始させる。いくつかのさらなる例示的態様において、点火プラグは、弁上に配置されかつ内部チャンバ内に火花を発生させるように構成されている。いくつかのさらなる例示的態様において、点火プラグは弁チャンバ中に配置され、弁は、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える。

【 0 0 2 5 】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、流体を圧縮することによって燃焼を開始させるように構成されている。

20

【 0 0 2 6 】

いくつかの例示的態様において、第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する。

【 0 0 2 7 】

いくつかの例示的態様において、第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する。

【 0 0 2 8 】

いくつかの例示的態様において、第一および第二のピストンは同時並行的にそれぞれの上死点に到達する。

【 0 0 2 9 】

30

いくつかの例示的態様において、エンジンは弁と弁チャンバとの間にシールリングを含む。いくつかのさらなる例示的態様において、シールリングは弁チャンバに対して動かない。いくつかのさらなる例示的態様において、シールリングは弁チャンバに対して動く。いくつかの例示的態様において、シールリングは、弁チャンバに対して動かない第一のシールリングと、弁チャンバに対して動く第二のシールリングとを含む。

【 0 0 3 0 】

いくつかの例示的態様において、弁は、内部チャンバを第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する。

【 0 0 3 1 】

いくつかの例示的態様において、弁は、内部チャンバを第一のシリンダに流体連結する第一のポートと、内部チャンバを第二のシリンダに流体連結する第二のポートとを有する。

40

【 0 0 3 2 】

いくつかの例示的態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい。

【 0 0 3 3 】

いくつかの例示的態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい。

50



## 【0034】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第一および第二のクランクシャフトに連結され、かつ第一および第二のクランクシャフトの間で運動を変換するように構成されており、第一および第二のクランクシャフトにそれぞれ連結された第一および第二の端部を有するクランクシャフトコネクティングロッドを備える、クランクシャフト接続機構とを備える。

## 【0035】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、第一および第二のピストンに連結された一つのクランクシャフトを備える。

10

## 【0036】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第一のクランクシャフトに連結された第一の歯車と；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第二のクランクシャフトに連結された第二の歯車と；第一および第二の歯車に連結され、かつ第一および第二の歯車の間で運動を変換するように構成された第三の歯車とを備える。

## 【0037】

いくつかの例示的態様において、内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバは、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている。

## 【0038】

20

いくつかの例示的態様において、上死点における第一のシリンダの内容積は下死点における第一のシリンダの内容積の1/50未満である。

## 【0039】

いくつかの例示的態様において、上死点における第二のシリンダの内容積は下死点における第二のシリンダの内容積の1/50未満である。

## 【0040】

いくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは、直列形態、対向形態、およびV字形態から選択される形態に配設されている。

## 【0041】

いくつかの例示的態様において、弁および内部チャンバは弁チャンバ内で直線的かつ往復運動的に動く。いくつかのさらなる例示的態様において、弁はスプール弁である。

30

## 【0042】

いくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは互いから断熱されており、第一のシリンダは第二のシリンダよりも低い温度に維持される。

## 【0043】

いくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、第一のシリンダの外面に位置する複数の空冷リブと、そのハウジング内の複数の液冷通路とを備える。いくつかのさらなる例示的態様において、エンジンは空冷リブおよび液冷通路内に冷却液を含み、冷却液の温度は機械的または電子的に制御される。

## 【0044】

40

いくつかの例示的態様において、第二のシリンダは、第二のシリンダをさらに加熱するために、第二のピストンによって放出された排気ガスによって提供された熱を利用するための複数の排気加熱通路を備え、かつ、第二のシリンダからの熱エネルギーの漏れを減らすために周囲環境から断熱されている。

## 【0045】

いくつかの例示的態様において、弁および内部チャンバは弁チャンバ内で回転する。いくつかのさらなる例示的態様において、弁および内部チャンバは弁チャンバ内で直線的かつ回転的に動く。

## 【0046】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、膨張行程および排気行程を実行するが吸

50

気行程を実行しない第三のピストンを収容する第三のシリンダを備え、内部チャンバは、第一、第二、および第三のシリンダに選択的に流体連結し、かつ弁および内部チャンバは、第三のシリンダに対して動く。

【0047】

例示的態様において、燃烧エンジンを運転する方法は、第一のシリンダ中で作動流体を圧縮する工程と、作動流体を弁の内部チャンバに移送する工程と、作動流体を第二のシリンダに移送する工程とを含む。いくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する。いくつかの例示的態様において、第二のシリンダは、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する。

10

【0048】

いくつかの例示的態様において、作動流体を内部チャンバに移送する工程は、圧縮された作動流体を第一のシリンダから内部チャンバに移送する工程を含む。いくつかの例示的態様において、作動流体を第二のシリンダに移送する工程は、圧縮された作動流体を内部チャンバから第二のシリンダに移送する工程を含む。弁はエンジンの弁チャンバ中に収容され得る。弁および内部チャンバは、エンジンの弁チャンバ内で第一および第二のシリンダに対して動き得る。

【0049】

いくつかの例示的態様において、弁および内部チャンバは、弁チャンバ内で第一および第二のシリンダに対して直線的かつ往復運動的に動く。いくつかの例示的態様において、弁は、内部チャンバを第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する。

20

【0050】

いくつかの例示的態様において、方法はさらに、弁の運動中、内部チャンバと第二のシリンダとを流体連結することなく、第一のシリンダと内部チャンバとを流体連結する工程を含む。

【0051】

方法のいくつかの例示的態様において、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角 $15^{\circ}$ 内で、弁および内部チャンバは最大速度および最小加速度を有する。

【0052】

30

方法のいくつかの例示的態様において、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバは最大速度および最小加速度を有する。

【0053】

方法のいくつかの例示的態様において、第一のシリンダは吸気ポートを有し、方法は、吸気ポートを通して混合気を受け取る工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法はさらに、弁の表面によって吸気ポートを閉じる工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法はさらに、ポペット弁によって吸気ポートを閉じる工程を含む。

【0054】

方法のいくつかの例示的態様において、第二のシリンダは排気ポートを有し、方法は、排気ポートを通して既燃ガスを放出する工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法はさらに、弁の表面によって排気ポートを閉じる工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法はさらに、ポペット弁によって排気ポートを閉じる工程を含む。

40

【0055】

いくつかの例示的態様において、方法はさらに、点火プラグによって燃焼を開始させる工程を含む。方法のいくつかの例示的態様において、点火プラグは弁上に配置され、方法は、点火プラグによって内部チャンバ内に火花を発生させる工程を含む。方法のいくつかの例示的態様において、点火プラグは弁チャンバ中に配置され、弁は、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える。

【0056】

いくつかの例示的態様において、方法はさらに、流体を圧縮することによって燃焼を開

50

始させる工程を含む。

【0057】

方法のいくつかの例示的態様において、第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する。方法のいくつかの例示的態様において、第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する。方法のいくつかの例示的態様において、第一および第二のピストンは同時並行的にそれぞれの上死点に到達する。

【0058】

方法のいくつかの例示的態様において、エンジンは弁と弁チャンバとの間にシールリングを含む。方法のいくつかのさらなる態様において、シールリングは弁チャンバに対して動かない。方法のいくつかのさらなる態様において、シールリングは弁チャンバに対して動く。方法のいくつかのさらなる態様において、シールリングは、弁チャンバに対して動かない第一のシールリングと、弁チャンバに対して動く第二のシールリングとを含む。

10

【0059】

方法のいくつかの例示的態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい。方法のいくつかのさらなる態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい。

【0060】

20

方法のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第一および第二のクランクシャフトに連結され、かつ第一および第二のクランクシャフトの間で運動を変換するように構成されており、第一および第二のクランクシャフトにそれぞれ連結された第一および第二の端部を有するクランクシャフトコネクティングロッドを備える、クランクシャフト接続機構とを備える。

【0061】

方法のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一および第二のピストンに連結された一つのクランクシャフトを備える。

【0062】

30

方法のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第一のクランクシャフトに連結された第一の歯車と；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第二のクランクシャフトに連結された第二の歯車と；第一および第二の歯車に連結され、かつ第一および第二の歯車の間で運動を変換するように構成された第三の歯車とを備える。

【0063】

方法のいくつかの例示的態様において、内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバは、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている。

【0064】

方法のいくつかの例示的態様において、第一のピストンが上死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第一のピストンが下死点にあるときの第一のシリンダの内容積の1/50未満である。方法のいくつかの例示的態様において、第二のピストンが上死点にあるときの第二のシリンダの内容積は、第二のピストンが下死点にあるときの第二のシリンダの内容積の1/50未満である。

40

【0065】

方法のいくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは、直列形態、対向形態、およびV字形態から選択される形態に配設されている。

【0066】

方法のいくつかの例示的態様において、弁はスプール弁である。

【0067】

50

方法のいくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは互いから断熱されており、方法は、第一のシリンダを第二のシリンダよりも低い温度に維持する工程を含む。

【0068】

方法のいくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、第一のシリンダの外面に位置する複数の空冷リブと、そのハウジング内の複数の液冷通路とを備える。方法のいくつかの例示的態様において、エンジンはさらに、空冷リブおよび液冷通路内に冷却液を含み、方法は、冷却液の温度を機械的または電子的に制御する工程を含む。

【0069】

方法のいくつかの例示的態様において、第二のシリンダは、第二のシリンダをさらに加熱するために、第二のピストンによって放出された排気ガスによって提供された熱を利用するための複数の排気加熱通路を備え、かつ、第二のシリンダからの熱エネルギーの漏れを減らすために周囲環境から断熱されている。

【0070】

方法のいくつかの例示的態様において、エンジンは、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第三のピストンを収容する第三のシリンダを備え、内部チャンバは、第一、第二、および第三のシリンダに選択的に流体連結し、かつ弁および内部チャンバは、第三のシリンダに対して動く。

[本発明1001]

吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する第一のシリンダと；

膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する第二のシリンダと；

該第一および第二のシリンダに選択的に流体連結する内部チャンバを備える弁を収容する弁シリンダと

を備え、該弁および内部チャンバが該弁シリンダ内で該第一および第二のシリンダに対して直線的かつ往復運動的に動き、該弁が、該内部チャンバを該第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する、  
スプリットサイクルエンジン。

[本発明1002]

弁の運動中、内部チャンバが別々に第一のシリンダと流体連結しかつ第二のシリンダと流体連結する、本発明1001のエンジン。

[本発明1003]

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角15°内で、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、本発明1002のエンジン。

[本発明1004]

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、本発明1003のエンジン。

[本発明1005]

第一のシリンダが、混合気を受け取るための吸気ポートを有する、本発明1001のエンジン。

[本発明1006]

吸気ポートが弁の表面によって閉じられる、本発明1005のエンジン。

[本発明1007]

吸気ポートがポペット弁によって閉じられる、本発明1005のエンジン。

[本発明1008]

第二のシリンダが、既燃ガスを排出するための排気ポートを有する、本発明1001のエンジン。

[本発明1009]

10

20

30

40

50

排気ポートが弁の表面によって閉じられる、本発明1008のエンジン。

[本発明1010]

排気ポートがポペット弁によって閉じられる、本発明1008のエンジン。

[本発明1011]

燃焼を開始させるための点火プラグをさらに備える、本発明1001のエンジン。

[本発明1012]

点火プラグが、弁上に配置されかつ内部チャンバ内に火花を発生させるように構成されている、本発明1011のエンジン。

[本発明1013]

点火プラグが弁シリンダ中に配置され、弁が、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える、本発明1011のエンジン。

10

[本発明1014]

流体を圧縮することによって燃焼を開始させるように構成されている、本発明1001のエンジン。

[本発明1015]

第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する、本発明1001のエンジン。

[本発明1016]

第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する、本発明1001のエンジン。

20

[本発明1017]

第一および第二のピストンが同時並行的にそれぞれの上死点に到達する、本発明1001のエンジン。

[本発明1018]

弁と弁シリンダとの間にシールリングをさらに含む、本発明1001のエンジン。

[本発明1019]

シールリングが弁シリンダに対して動かない、本発明1018のエンジン。

[本発明1020]

シールリングが弁シリンダに対して動く、本発明1018のエンジン。

[本発明1021]

30

シールリングが、弁シリンダに対して動かない第一のシールリングと、該弁シリンダに対して動く第二のシールリングとを含む、本発明1018のエンジン。

[本発明1022]

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい、本発明1001のエンジン。

[本発明1023]

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい、本発明1001のエンジン。

40

[本発明1024]

第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；

第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；

該第一および第二のクランクシャフトに連結され、かつ該第一および第二のクランクシャフトの間で運動を変換するように構成されており、該第一および第二のクランクシャフトにそれぞれ連結された第一および第二の端部を有するクランクシャフトコネクティングロッドを備える、クランクシャフト接続機構と  
をさらに備える、本発明1001のエンジン。

[本発明1025]

第一および第二のピストンに連結された一つのクランクシャフトをさらに備える、本発

50

明1001のエンジン。

[本発明1026]

第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；

該第一のクランクシャフトに連結された第一の歯車と；

第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；

該第二のクランクシャフトに連結された第二の歯車と；

該第一および第二の歯車に連結され、かつ該第一および第二の歯車の間で運動を変換するように構成された第三の歯車と

をさらに備える、本発明1001のエンジン。

[本発明1027]

内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバが、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている、本発明1001のエンジン。

[本発明1028]

上死点における第一のシリンダの内容積が下死点における該第一のシリンダの内容積の1/50未満である、本発明1001のエンジン。

[本発明1029]

上死点における第二のシリンダの内容積が下死点における該第二のシリンダの内容積の1/50未満である、本発明1001のエンジン。

[本発明1030]

第一および第二のシリンダが、直列形態、対向形態、およびV字形態から選択される形態に配設されている、本発明1001のエンジン。

[本発明1031]

弁がスプール弁である、本発明1001のエンジン。

[本発明1032]

第一および第二のシリンダが互いから断熱されており、かつ該第一のシリンダが該第二のシリンダよりも低い温度に維持される、本発明1001のエンジン。

[本発明1033]

第一のシリンダが、該第一のシリンダの外面に位置する複数の空冷リブと、そのハウジング内の複数の液冷通路とをさらに備える、本発明1001のエンジン。

[本発明1034]

空冷リブおよび液冷通路内に冷却液をさらに含み、該冷却液の温度が機械的または電子的に制御される、本発明1033のエンジン。

[本発明1035]

第二のシリンダが、該第二のシリンダをさらに加熱するために、第二のピストンによって放出された排気ガスによって提供された熱を利用するための複数の排気加熱通路をさらに備え、かつ、該第二のシリンダからの熱エネルギーの漏れを減らすために周囲環境から断熱されている、本発明1001のエンジン。

[本発明1036]

膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第三のピストンを収容する第三のシリンダをさらに備え、

内部チャンバが、第一、第二、および第三のシリンダに選択的に流体連結し、かつ弁および該内部チャンバが該第三のシリンダに対して動く、  
本発明1001のエンジン。

[本発明1037]

吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する第一のシリンダ中で作動流体を圧縮する工程と；

該作動流体を、該第一のシリンダから、エンジンの弁シリンダ中に収容されている弁の内部チャンバに移送する工程と；

該作動流体を、該内部チャンバから、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第二のピストンを収容する第二のシリンダに移送する工程

10

20

30

40

50

を含み、

該内部チャンバが、該第一および第二のシリンダに選択的に流体連結し、該弁および内部チャンバが該弁シリンダ内で該第一および第二のシリンダに対して直線的かつ往復運動的に動き、該弁が、該内部チャンバを該第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する、

燃焼エンジンを運転する方法。

[本発明1038]

弁の運動中、内部チャンバと第二のシリンダとを流体連結することなく、第一のシリンダと該内部チャンバとを流体連結する工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1039]

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角15°内で、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、本発明1038の方法。

[本発明1040]

内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバが最大速度および最小加速度を有する、本発明1039の方法。

[本発明1041]

第一のシリンダが吸気ポートを有する、該吸気ポートを通して混合気を受け取る工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1042]

弁の表面によって吸気ポートを閉じる工程をさらに含む、本発明1041の方法。

[本発明1043]

ポペット弁によって吸気ポートを閉じる工程をさらに含む、本発明1042の方法。

[本発明1044]

第二のシリンダが排気ポートを有する、該排気ポートを通して既燃ガスを放出する工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1045]

弁の表面によって排気ポートを閉じる工程をさらに含む、本発明1044の方法。

[本発明1046]

ポペット弁によって排気ポートを閉じる工程をさらに含む、本発明1044の方法。

[本発明1047]

点火プラグによって燃焼を開始させる工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1048]

点火プラグが弁上に配置される、該点火プラグによって内部チャンバ内に火花を発生させる工程をさらに含む、本発明1047の方法。

[本発明1049]

点火プラグが弁シリンダ中に配置され、弁が、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える、本発明1047の方法。

[本発明1050]

流体を圧縮することによって燃焼を開始させる工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1051]

第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する、本発明1037の方法。

[本発明1052]

第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する、本発明1037の方法。

[本発明1053]

第一および第二のピストンが同時並行的にそれぞれの上死点に到達する、本発明1037の方法。

[本発明1054]

10

20

30

40

50

エンジンが弁と弁シリンダとの間にシールリングをさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1055]

シールリングが弁シリンダに対して動かない、本発明1054の方法。

[本発明1056]

シールリングが弁シリンダに対して動く、本発明1054の方法。

[本発明1057]

シールリングが、弁シリンダに対して動かない第一のシールリングと、該弁シリンダに対して動く第二のシールリングとを含む、本発明1054の方法。

[本発明1058]

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい、本発明1037の方法。

10

[本発明1059]

第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積が、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい、本発明1037の方法。

[本発明1060]

エンジンが、

第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；

第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；

該第一および第二のクランクシャフトに連結され、かつ該第一および第二のクランクシャフトの間で運動を変換するように構成されており、該第一および第二のクランクシャフトにそれぞれ連結された第一および第二の端部を有するクランクシャフトコネクティングロッドを備える、クランクシャフト接続機構と  
をさらに備える、本発明1037の方法。

20

[本発明1061]

エンジンが、第一および第二のピストンに連結された一つのクランクシャフトをさらに備える、本発明1037の方法。

[本発明1062]

エンジンが、

第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；

該第一のクランクシャフトに連結された第一の歯車と；

第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；

該第二のクランクシャフトに連結された第二の歯車と；

該第一および第二の歯車に連結され、かつ該第一および第二の歯車の間で運動を変換するように構成された第三の歯車と  
をさらに備える、本発明1037の方法。

30

[本発明1063]

内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバが、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている、本発明1037の方法。

[本発明1064]

上死点における第一のシリンダの内容積が下死点における該第一のシリンダの内容積の1/50未満である、本発明1037の方法。

40

[本発明1065]

上死点における第二のシリンダの内容積が下死点における該第二のシリンダの内容積の1/50未満である、本発明1037の方法。

[本発明1066]

第一および第二のシリンダが、直列形態、対向形態、およびV字形態から選択される形態に配設されている、本発明1037の方法。

[本発明1067]

弁がスプール弁である、本発明1037の方法。

[本発明1068]

50



第一および第二のシリンダが互いから断熱されている、該第一のシリンダを該第二のシリンダよりも低い温度に維持する工程をさらに含む、本発明1037の方法。

[本発明1069]

第一のシリンダが、該第一のシリンダの外面に位置する複数の空冷リブと、そのハウジング内の複数の液冷通路とをさらに備える、本発明1037の方法。

[本発明1070]

エンジンが空冷リブおよび液冷通路内に冷却液をさらに含む、該冷却液の温度を機械的または電子的に制御する工程をさらに含む、本発明1069の方法。

[本発明1071]

第二のシリンダが、該第二のシリンダをさらに加熱するために、第二のピストンによって放出された排気ガスによって提供された熱を利用するための複数の排気加熱通路をさらに備え、かつ、該第二のシリンダからの熱エネルギーの漏れを減らすために周囲環境から断熱されている、本発明1037の方法。

10

[本発明1072]

エンジンが、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第三のピストンを収容する第三のシリンダをさらに備え、内部チャンバが、第一、第二、および第三のシリンダに選択的に流体連結し、かつ弁および該内部チャンバが該第三のシリンダに対して動く、本発明1037の方法。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 7 1 】

20

【図 1】例示的態様の直列スプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがその上死点（Top Dead Center/TDC）に到達する前50°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前40°で示されている。

【図 2】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前20°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前10°で示されている。

【図 3】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前10°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDC位置で示されている。

【図 4】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前5°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後5°で示されている。

30

【図 5】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDC位置で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後10°で示されている。

【図 6】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後10°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後20°で示されている。

【図 7】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後30°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後40°で示されている。

40

【図 8】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後60°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後70°で示されている。

【図 9】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後90°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後100°で示されている。

【図 1 0】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後120°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後130°で示されている。

【図 1 1】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフ

50

ト角はそのTDCの後150°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後160°で示されている。

【図12】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの後180°（その下死点（Bottom Dead Center/BDC）である）で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの前170°で示されている。

【図13】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前150°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの前140°で示されている。

【図14】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前120°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの前110°で示されている。

10

【図15】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前90°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの前80°で示されている。

【図16】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前26°で示され、動力クランクシャフト角はTDC位置で示され、スプールシャトル内の燃焼チャンバは図1に示すものよりも小さい。

【図17】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前13°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後13°で示され、スプールシャトル内の燃焼チャンバは図1に示すものよりも小さい。

20

【図18】図1のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はTDC位置で示され、動力クランクシャフト角はそのTDCの後26°で示され、スプールシャトル内の燃焼チャンバは図1に示すものよりも小さい。

【図19】図19AはスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮および燃焼チャンバのそれぞれの吸気および排気ポートはポペット弁によって開閉され、ポペット弁はカムおよびカムシャフトによって動かされる。図19Bは図19AのスプリットサイクルSSCVCC装置の正面透視図である。

【図20】例示的態様の対向スプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。ある態様にしたがって、圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがそのTDCに到達する前90°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前80°で示されている。

30

【図21】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前60°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前50°で示されている。

【図22】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDCの前10°で示され、動力クランクシャフト角はそのTDC位置で示されている。

【図23】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はそのTDC位置で示され、動力クランクシャフトは、動力ピストン角がそのTDCに到達した後10°で示されている。

40

【図24】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後30°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後40°で示されている。

【図25】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後60°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後70°で示されている。

【図26】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後90°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後100°で示されている。

【図27】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフ

50

ト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後180°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前170°で示されている。

【図28】図20のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前150°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前140°で示されている。

【図29】例示的態様の対向スプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがそのTDCに到達する前20°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前67°で示されている。

【図30】図29のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角はTDC位置で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前47°で示されている。

10

【図31】図29のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがそのTDCに到達した後10°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達する前37°で示されている。

【図32】図29のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがそのTDCに到達した後47°で示され、動力クランクシャフト角はTDC位置で示されている。

【図33】図29のスプリットサイクルSSCVCC装置の略断面図である。圧縮クランクシャフト角は、圧縮ピストンがそのTDCに到達した後67°で示され、動力クランクシャフト角は、動力ピストンがそのTDCに到達した後20°で示されている。

20

【図34】図33のスプリットサイクルSSCVCC装置の半透明略3D図である。

【図35】SSCVCCを組み込んだ例示的なスプリットサイクルエンジンの圧力プロファイルを示すグラフである。

【図36】例示的態様にしたがって燃焼エンジンを運転する方法を示す。

【発明を実施するための形態】

【0072】

例示的態様の詳細な説明

以下、図面を参照しながら態様を詳細に説明する。全図を通して、類似の要素は類似の参照番号で参照される。図面は必ずしも一定の拡大縮小率で描かれていないことが理解されよう。また、必ずしも図示される様々な例示的態様のすべての詳細を示してはいない。むしろ、例示的態様の説明を提供するために特定の特徴および要素を示すだけである。

30

【0073】

本明細書に記載されるいくつかの例示的態様において、スプリットサイクルエンジンは、弁チャンバと、その中に位置する弁とを含む。弁は、エンジンの低温シリンダおよび高温シリンダに選択的に流体連結する内部チャンバを含み得る。弁および内部チャンバは、弁チャンバ内で高温および低温シリンダに対して動き得る。

【0074】

いくつかの例示的態様において、弁は、減少した慣性力を受け得る。これは、増大した耐久性および信頼性を可能にし得る。いくつかの例示的態様において、エンジンは、四行程エンジンのサイクルに類似する熱力学的サイクルを受け得る。

40

【0075】

いくつかの例示的態様において、弁は最小限の流量制限を有し得る。エンジンはまた、弁ポートをはさんで無視し得る程度の圧力低下しか許さず、それが、コールドシリンダ（圧縮チャンバ）からホットシリンダ（動力チャンバ）への圧縮された吸気チャージの効率的な移送を提供し得る。

【0076】

弁には、チャンバ内に効果的な高圧シーリングを可能にし得る共通のピストンリングが装備され得る。

【0077】

いくつかの例示的態様において、弁は、旧来のスプリットサイクルエンジンの有害な受

50

協点：過圧縮、チャージ貯蔵、熱損失、および遅延燃焼ならびに高速運動弁への依存を回避または制限し得る。

【 0 0 7 8 】

図1を参照すると、一つの態様にしたがって、直列形態のスプリットサイクルエンジンは、圧縮シリンダ01、動力シリンダ02、圧縮ピストン03、圧縮ピストンリング03A、動力ピストン04、動力ピストンリング04A、吸気／圧縮チャンバBおよび膨張／排気チャンバC（本明細書の中で使用される「膨張」は、チャンバC内の燃焼を含む場合もあるし、含まない場合もある）を含む。また、二つのそれぞれのピストンコネクティングロッド05および06、圧縮クランクシャフト07、動力クランクシャフト08、クランクシャフト接続歯車機構09（圧縮歯車09Aと、動力歯車09Bと、動力歯車09Bを圧縮歯車09Aに接続する第三の歯車09Cとを含む）を含む。さらに図1を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、吸気マニホールド10、チャンバA、吸気ポート11、排気マニホールド12、チャンバD、および排気ポート13を含む。また、スプールシリンダ14（弁チャンバ14とも呼ばれる）、スプールシャトル15、スプールシャトル15内に位置する燃焼チャンバ構造16、燃焼チャンバポート16A、燃焼側のスプールリング17、膨張側のスプールリング18、スプールシリンダ14の環状溝に取り付けられた固定（引き込み）リング19、スプールコネクティングロッド20およびスプールクランクシャフト21を含む。さらに図1を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、圧縮ピストン突出部22および動力ピストン突出部23を含む。圧縮シリンダ01は、圧縮ピストン03、吸気または圧縮チャンバBおよび吸気ポート11を収容するピストンエンジンシリンダである。動力シリンダ02は、動力ピストン04、膨張または排気チャンバCおよび排気ポート13を収容するピストンエンジンシリンダである。圧縮ピストン03および圧縮チャンバBは吸気および圧縮エンジン行程に働く（しかし、排気行程には働かない）。動力ピストン04および膨張チャンバCは動力および排気行程に働く（しかし、吸気行程には働かない）。コネクティングロッド05および06はそれぞれのピストンをそれぞれのクランクシャフトに接続する。圧縮クランクシャフト07は回転運動を圧縮ピストン03の往復運動に変換する。動力ピストン04の往復運動は動力クランクシャフト08の回転運動に変換され、それがエンジン回転運動または仕事に変換される（たとえば、動力クランクシャフトはエンジン出力軸としても働き得る）。三つの歯車09A、09Bおよび09C（まとめてクランクシャフト接続歯車機構09と呼ぶ）が動力クランクシャフト08の回転を圧縮クランクシャフト07の回転へと変換する。圧縮ピストン03および動力ピストン04の両方は、それぞれ、不規則な構造または突出部22および23を有してもよいし、または有しなくてもよい。これらの突出部の機能はデッドスペースを減らすことであり得る。例示的な態様において、スプールシリンダ14はスプールシャトル15を収容し、両方は、圧縮シリンダ01および動力シリンダ02の両方の上にそれらに対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッド20がスプールシャトル15をスプールクランクシャフト21に接続する。スプールクランクシャフト21は回転運動をスプールシャトル15の往復運動に変換する。スプールクランクシャフト21は機械的連結機構を介して動力クランクシャフト08に機械的に接続され、したがって、動力クランクシャフト08がスプールクランクシャフト21を駆動する。別の例示的な態様においては、斜板機構またはカムシャフト機構を使用してスプールシャトル15を駆動することもできる。スプールシャトル15は、球形燃焼チャンバ構造16、燃焼チャンバ構造ポート16Aおよび燃焼チャンバE（チャンバEは断熱されてもよい）を収容する。スプールシャトル15の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBと膨張チャンバCとの間で交互に流体接続する。スプール15の往復運動の一部分中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBおよび膨張チャンバCの両方に流体接続されることもできる。

【 0 0 7 9 】

スプールシャトル15の往復運動中、吸気ポート11は、スプールシャトル15が吸気ポート11を塞ぐまたは塞がないときに開くまたは閉じ得る。したがって、スプールシャトル15の往復運動はチャンバAとチャンバBとを流体連結または分断する。

【 0 0 8 0 】

スプールシャトル15の往復運動中、排気ポート13は、スプールシャトル15が排気ポート

10

20

30

40

50

13を塞ぐまたは塞がないときに開くまたは閉じ得る。したがって、スプールシャトル15の往復運動はチャンバCとチャンバDとを流体連結または分断する。

【0081】

スプールシャトル15の往復運動中、燃焼チャンバ構造16は、燃焼チャンバポート16Aを介して、チャンバBに流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

【0082】

スプールシャトル15の往復運動中、燃焼チャンバ構造16は、燃焼チャンバポート16Aを介して、チャンバCに流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

【0083】

スプークランクシャフト21のサイクルの小さな所定の部分、たとえば、スプールシャトル15の往復運動がその中間行程点を通過する点から $\pm 30^\circ$ で、チャンバB、E、およびCすべてが燃焼チャンバポート16Aを介して流体接続され得る。

【0084】

例示的態様において、動力ピストン04が圧縮ピストン03に先行または後続するような所定の位相遅れがクランクシャフト07および08を介して導入される。図1~15は、クランクシャフト07および08を介して導入される所定の位相遅れが、動力ピストン04が圧縮ピストン03よりも $10^\circ$ のクランク角だけ先行するような位相遅れである、一つのそのような例示的態様を示す。いくつかの例示的態様においては、ピストン間の位相遅れがなくてもよい（両ピストンは同相である）。

【0085】

例示的態様において、作動流体（空気／燃料チャージ）が吸気マニホールド10と吸気ポート11との間（チャンバA）に存在する。圧縮シリンダ01上に位置する吸気ポート11は、圧縮シリンダ01への自然吸引された周囲空気または気化された空気／燃料チャージまたは強制誘導チャージの流れを制御し得る。吸気ポートが開閉するときの圧縮ピストン03の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、吸気ポートの開閉のタイミングは異なり得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン03がそのTDCに到達する前数度から、圧縮ピストン03がそのTDCに到達した後約 $50^\circ$ までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン03の下死点（BDC）の付近の数度から、圧縮ピストン03がそのBDCに到達した後約 $70^\circ$ までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。

【0086】

一つの態様において、吸気ポートは、圧縮ピストン03がそのTDCに到達したときから始まり、圧縮ピストン03がそのTDCに到達した後約 $10^\circ$ までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。吸気行程の終点であるBDCで、作動流体は、吸気システム中の波動力および流体慣性により、シリンダに入り続け得る。この理由のため、圧縮ピストンBDCののち吸気ポートを閉じることが好都合であり得る。一つの態様において、吸気ポート11は、圧縮ピストン03がそのBDCに到達する前数度から、圧縮ピストン03がそのBDCに到達した後約 $70^\circ$ までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン03がそのBDCに到達したときから始まり、圧縮ピストン03がそのTDCに到達した後約 $50^\circ$ までの、より狭いクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。

【0087】

例示的態様において、動力シリンダ02上に位置する排気ポート13は既燃ガスの発散を制御し得る。排気ポートが開くときの動力ピストン04の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気ポートは、動力ピストン04がそのBDCに到達する前約 $60^\circ$ から、動力ピストン04がそのBDCに到達した後約 $20^\circ$ までのクランクシャフト角で開き得る。排気ポートが閉じるときの動力ピストン04の位置もまた異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気ポートは、動力ピストン04がそのTDCに到達する前約 $15^\circ$ から、動力ピストン04がそのTDCに到達した後約 $5^\circ$ までのクランクシャフト角で閉じ得る。

【0088】

一つの態様において、排気ポートは、動力ピストン04がそのBDCに到達する前約 $15^\circ$ か

10

20

30

40

50

ら始まり、動力ピストン04がそのBDCに到達した後約15°までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。一つの態様において、排気ポートは、動力ピストン04がそのTDCに到達する前5°から、動力ピストン04が概ねそのTDCに到達したときまでの、より狭い好ましい範囲内で閉じ得る。

#### 【0089】

一つの態様において、スプールシリンダ14はスプールシャトル15を収容し、両方は圧縮シリンダ01および動力シリンダ02の両方の上かつそれらに対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッド20がスプールシャトル15をスプークランクシャフト21に接続する。スプークランクシャフト21は回転運動をスプールシャトル15の往復運動へと変換する。スプールシャトル15は、球形の（たとえば）燃焼チャンバ構造16、燃焼チャンバ構造ポート16Aおよび燃焼チャンバEを収容する。スプールシャトル15の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBおよび／または膨張チャンバCに交互に流体接続する。同じスプールシャトル15の往復運動中、吸気ポート11および排気ポート13は開位置または閉位置に向かって動き得る。

#### 【0090】

再び図1を参照すると、圧縮シリンダ01内には圧縮ピストン03がある。圧縮ピストン03は圧縮シリンダ01に対してそのTDCに向かって上方向に動く（歯車機構09Aが右回転する）。動力シリンダ02内には動力ピストン04がある。動力ピストン04もまた、動力シリンダ02に対してそのTDCに向かって上方向に動く（歯車機構09Bが右回転する）。圧縮シリンダ01および圧縮ピストン03がチャンバBを画定する。動力シリンダ02および動力ピストン04がチャンバCを画定する。燃焼チャンバ構造16内の容積が燃焼チャンバEを画定する。いくつかの例示的態様において、動力ピストン04は圧縮ピストン03よりも先に動く。燃焼チャンバEがチャンバBおよびチャンバCの両方と流体連通しているとき、チャンバBはチャンバCと流体連通し得る（たとえば図5および6を参照）。チャンバBは、吸気ポート11を介して、チャンバAを介して入ってくる作動流体（気化された自然吸引燃料／空気チャージまたは強制誘導された燃料／空気チャージ）と流体接続され得る。チャンバCは、排気ポート13を介して周囲空気Dと流体接続され得、排気マニホールド12を介して潜在的に他の装置（たとえばターボチャージャ、触媒コンバータまたは当技術分野に公知の他の装置）とも流体接続され得る。開状態にあるとき、排気ポート13は排気ガスを吐き出す。

#### 【0091】

燃焼行程中、図5、6、7、8、9、10および11に示すように、動力ピストン04が動力コネクティングロッド06を押して、動力クランクシャフト08を右回りに回転させ得る。排気行程中、図12、13、14、15、1、2および3に示すように、慣性力（図示しないフライホイール質量によって始動され得る）が動力クランクシャフト08を右回りに回転させ続け、動力コネクティングロッド06によって動力ピストン04を動かすと、それが他方で、既燃燃料排気をポート13に通して吐き出す。動力クランクシャフト08の回転が、クランクシャフト接続歯車機構09を介して、圧縮クランクシャフト07の回転を生じさせて、圧縮ピストン03を同期かつ位相シフト回転で動かす（すなわち、両クランクシャフトは同じ速度で回転するが、それぞれのクランク角は異なる）。他の態様においては、ピストン間に位相シフトがなく、両クランクシャフトが同じクランク角で回転してもよい。

#### 【0092】

例示的態様において、動力ピストン04および圧縮ピストン03の相対位置は、所望のエンジン圧縮比を達成するために、所定の量だけ位相シフトされ得る。いくつかの例示的態様において、スプリットサイクルエンジンデュアルシリンダ装置は従来の加圧冷却および油潤滑法およびシステムを利用する（図示せず）。いくつかの例示的態様において、動力チャンバCの部品は、冷却システムを使用して温度制御され、それにより、動力チャンバC構造部品（たとえばシリンダ02、ピストン04ならびにスプールシリンダ14およびスプールシャトル15のパーツ）を冷却する。いくつかの例示的態様において、部品のいくつかまたはすべては、耐高温材料、たとえばセラミックスもしくはセラミックコーティングを利用したもの、鋳鉄、チタン、ニッケル合金鋼、ナノ複合体、マトリックス複合体またはステンレ

10

20

30

40

50

ス鋼から作製され得る。いくつかの例示的態様において、スプリットサイクル装置は、エンジン初期回転を制御するために、周知の高電圧火花点火システム（図示せず）および電動始動モータを利用し得る。

【0093】

先に説明したように、圧縮コネクティングロッド05が圧縮クランクシャフト07を圧縮ピストン03と接続して、圧縮ピストン03をシリンダに対して往復運動させる。動力コネクティングロッド06が動力クランクシャフト08を動力ピストン04と接続する。燃焼段階中、動力コネクティングロッド06が動力ピストン04の往復運動を動力クランクシャフト08に伝達して、動力クランクシャフトを回転させる。排気段階中、動力クランクシャフト08の回転および勢いが動力ピストン04をそのTDCに向けて上に押すと、それが、既燃ガスを排気ポート13に通して吐き出させる（排気行程）。

10

【0094】

図1を参照すると、圧縮クランクシャフト07は回転運動を圧縮ピストン03の往復運動へと変換する。圧縮クランクシャフト07は圧縮コネクティングロッド05とクランクシャフト接続歯車機構09とを接続する。クランクシャフト接続歯車機構09の動きが圧縮クランクシャフト07を回転させる。圧縮クランクシャフト07の回転は圧縮コネクティングロッド05の動きを生じさせ、それが他方で、圧縮ピストン03をそのシリンダハウジング01に対して往復運動させる。

【0095】

様々な例示的態様において、圧縮クランクシャフト07および動力クランクシャフト08の構造形態は、所望のエンジン形態および設計にしたがって異なり得る。たとえば、考え得るクランクシャフト設計因子は、デュアルシリンダの数、シリンダの相対配置、クランクシャフトギヤ機構および回転方向を含み得る。一つの例示的態様（図示せず）においては、一つのクランクシャフトが圧縮コネクティングロッド05および動力ピストンコネクティングロッド06を介して圧縮ピストン03および膨張ピストン04の両方を作動させる。そのような単一のクランクシャフトが複数対の圧縮ピストン03および膨張ピストン04を作動させることもできる。

20

【0096】

動力クランクシャフト08が動力コネクティングロッド06とクランクシャフト接続歯車機構09とを接続する。燃焼が起こると、上記のように、動力ピストン04の往復運動が動力コネクティングロッド06を介して動力クランクシャフト08（これは、エンジン出力軸（図示せず）に連結されてもよい）を回転させ、それが、接続歯車機構09をして圧縮クランクシャフト07を回転させ、それにより、圧縮ピストン03の往復運動を発生させる。

30

【0097】

クランクシャフト接続歯車機構09は動力クランクシャフト08と圧縮クランクシャフト07とを接続し、それにより、両クランクシャフトに同期回転を提供する。代替態様は、クランクシャフト接続歯車機構09に代えて、標準的な回転エネルギー接続要素、たとえばタイミングベルト、マルチロッド機構ギヤを含み得る。

【0098】

図1～15は、それぞれのピストンコネクティングロッド05および06に連結されているクランクシャフト07および08に連結されたクランクシャフト接続歯車機構09の透視図を示す。クランクシャフト07および08は、そうでなければ同期的なピストン03および04の動きの間に所定の位相差を提供するように互いに相対的に配向され得る。圧縮ピストンのTDC位置と動力ピストンのTDC位置との間の所定の位相差が相対ピストン位相遅れまたは進みを導入し得る。例示的態様において、図1～15に示すように、動力ピストン04が圧縮ピストン03よりわずかに先に動くような位相遅れが導入され、それにより、圧縮されたチャージがほぼ完全な圧縮行程下で送達されることを許し、動力ピストン04が全排気行程を完了することを許す。動力ピストンが圧縮ピストンに先行するこのような位相遅れの利点はまた、Casadayへの米国特許第1,372,216号およびScuderiへの米国特許出願第2003/0015171 A1号に記載されている。これら両方の内容は全体として参照により本明細書に組み入れられ

40

50

る。位相遅れの程度の制御および変調がエンジン有効圧縮比を変化させるであろう。位相遅れが小さければ小さいほど、圧縮比は大きくなる。位相遅れの変調は、特定の燃料の燃焼によりよく適合するであろう圧縮比、たとえば、ガソリンおよび火花点火（SI）燃料の場合の大きめの位相遅れおよび低めの圧縮比ならびにディーゼルおよび圧縮点火（CI）燃料の場合の小さめの位相遅れおよび高めの圧縮比を設定するように働くこともできる。スプリットサイクルエンジン位相遅れの変調はマルチ燃料能力をエンジンに帰することもできる。さらなる態様において、エンジンが運転モードまたは休止モードにあるとき動的な位相遅れ変化（変調）を実現し得る。エンジン負荷、速度、温度などの関数としての位相遅れ動的変調がエンジン性能を有意に高め得る。

【 0 0 9 9 】

図1～15に示すように、電動スタータ（図示せず）がスプリットサイクル出力軸（図示せず）と係合しているとき、両クランクシャフト07および08はそれぞれの右回り回転を開始し、両ピストン03および04はそれぞれの往復運動を始める。図7に示すように、圧縮ピストン03および動力ピストン04は、チャンバBおよびチャンバC容積を増す方向（図7では、両ピストンのBDCに向かって下向きに）に動く。吸気ポート11はその開状態にあり、この段階でチャンバB容積は一定に増大するため、気化燃料または新鮮なエアチャージ（燃料噴射システムを使用する場合）がチャンバAから吸気ポート11を通してチャンバBに流れ込む。吸気ポートが開くときの圧縮ピストン03の位置は異なり得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン03がそのTDCに到達する数度前から、圧縮ピストン03がそのTDCに到達した後約50°までのクランクシャフト角で開き得る。図8～12にそれぞれ示すように、空気／燃料チャージが流れ込むときチャンバB容積は増大する。圧縮ピストン03がそのBDC点を通過するとき（たとえば、図12に示すようにBDC前25°からBDC後70°まで）、吸気ポート11は閉じて、チャンバB空気／燃料チャージ（作動流体）内容物を閉じ込める。クランクシャフトの右回り回転が続くと（図13、14、15、1、2、3、4および5に示すように）、チャンバB容積は減少し、空気／燃料チャージの温度および圧力は高まる。サイクルのうち、チャンバB容積が減少するこの部分の間（図13～15および1～5）、スプールシャトル15の位置は、球形燃焼チャンバ構造16が燃焼チャンバ構造ポート16Aを介して圧縮シリンダ01と流体連結し、ひいてはチャンバBが燃焼チャンバEと流体連結するような位置である。作動流体がチャンバEの中へと圧縮される全圧縮行程中、たとえば圧縮ピストン03がそのTDCに到達した圧縮行程の終点で、作動流体のほぼすべてがチャンバBからチャンバEに移送されており、チャンバB中に流体はほとんど残らない（図3、4および5）。動力ピストン04がそのTDCに近づくとき（図2および3）、既燃作動流体のほぼすべてが開いた排気ポート13を通してチャンバCから押し出される。理由は、SSCVCCスプリットサイクルエンジンは、一つの態様において、ピストン04がそのTDC位置にあるとき（図3）チャンバCの容積を最小限にするように設計されているからである。理由はまた、ピストン04がTDCにあるとき、突出部23がチャンバCの死容積をさらに減らして、たとえば排気ポート（13）の付近の潜在的デッドスペースを埋め、なくすからである。動力ピストン04がそのTDCを通過するとき（図2～6）、スプールシャトル15の往復運動が、燃焼チャンバ構造16および燃焼チャンバEを、チャンバBに流体接続され、チャンバB容積がゼロに近づくとき圧縮された作動流体を受け取る状態と、チャンバCに流体接続され、チャンバC容積がゼロに近づいたのち徐々に増す状態とで往復させる。したがって、チャンバB中の空気／燃料チャージはチャンバEを介してチャンバCに流れ込み、チャンバCは、ピストン4がTDCから離れる動きにより、その容積を徐々に増す。いくつかの例示的態様においては、サイクルの小さな部分で、三つのチャンバ（B、C、およびE）すべてが流体接続され得ることに注目すること（図5および6）。

【 0 1 0 0 】

上述したように、全圧縮行程を構成する図12～15および図1～5に示すSSCVCCエンジンサイクルの部分の間、チャンバB中の空気／燃料チャージはチャンバEに流れ込む。膨張（動力）行程を構成する図5～11に示すエンジンサイクルの部分の間、チャンバE中の空気／燃料チャージはチャンバCに流れ込む。一つの態様において、図4および図5に示すサイクル

10

20

30

40

50



の部分の間、作動流体の最大圧縮が達成されるサイクル中の点。これはまた、チャンバB、E、およびCがすべて流体連結するとき、これら三つのチャンバ中の容積の合計が最小になる点として記すこともできる。一つの態様において、燃焼による圧力増強は、この最大圧縮点の上に複合するようにタイミングを合わされ得る。所定の点（たとえば、図3～5に示すように、圧縮ピストン03がそのTDCに近づく間。しかし、いくつかの例示的態様は、遅れまたは進みを導入し得る）で、空気／燃焼チャージの燃焼は、点火機構、たとえば点火プラグ点火または圧縮点火によって開始される。圧縮点火エンジン形態においては、高圧燃料噴射システムが、燃焼タイミングを決定する燃料噴射のタイミングと統合される。圧縮ピストン03がそのTDCに近づくとき（図3および4）、圧縮された作動流体のほぼすべてが燃焼チャンバポート16Aを通してチャンバBからチャンバEに押し通された。理由は、SCVCCスプリットサイクルエンジンは、一つの態様において、ピストン03がそのTDC位置にあるとき（図5）チャンバB容積をできるだけ小さくする最小のクリアランスを有するように設計されているからである。理由はまた、ピストン03がTDCにあるとき、突出部22がチャンバB容積をさらに減らして、たとえば吸気ポート11の付近の潜在的デッドスペースを埋め、なくすからである。圧縮ピストン03がそのTDCを通過するとき（図4～6）、燃焼チャンバE中で燃焼が発生し、その後、燃焼チャンバEが圧縮チャンバBから分断される（図7）。この分断は、スプールシャトル15がチャンバBから離れる往復運動および引き込み（固定）リング19の存在による。

#### 【0101】

他の態様においては、シャトルスプールの環状溝に取り付けられた少なくとも一つの引き込み（固定）リングまたは二つまたは三つ以上の引き込みリング19および一つまたは複数の膨張シールリングまたは膨張リングと引き込み固定リングとの組み合わせがあってもよい。

#### 【0102】

図4～12は例示的態様の動力行程を示す。燃焼が起こると、チャンバB、E、およびC中の圧力は増す。ネットトルクが動力クランクシャフト（および連結された圧縮クランクシャフト）を右回りに回転させる。いくつかの例示的態様において、スプールタイミングおよび点火タイミングは、圧力がチャンバEおよびCの中でのみ増すように設定されることもできる。

#### 【0103】

図2～7に示すエンジンサイクル内の所定の位置で点火プラグ点火または圧縮点火（燃料噴射でタイミングを合わせた）が起こり得るが、いくつかの例示的態様においては、いくつかの逸脱が許され得る。点火プラグがスプールシリンダ14上に位置することもでき、燃焼チャンバ構造16中の開口（図示せず）が点火プラグ電極と整列したならば、火花が燃焼チャンバEに到達することもできる。または、点火プラグは、圧縮シリンダ01上の吸気ポート11の近く、または動力シリンダ02上の排気ポート13の近くに位置することもできる。

#### 【0104】

次に図7を参照すると、一つの例示的態様にしたがって、圧縮ピストン03がそのTDC位置から引き戻されるとき、吸気ポート11が再び開き、それにより、全吸気工程を通して新たな空気／燃料チャージAがチャンバBに入ることを許す（図7～12）。

#### 【0105】

次に図10～12を参照すると、例示的態様において、排気行程が、動力ピストン04がそのBDC位置に到達する前約40～60°のクランクシャフト角で開始し得る（図12）。一つの態様の例として示されるサイクルにおいて、排気行程は、動力ピストン04がそのBDC位置に到達したとき開始する（図12）。排気ポート13が開き、既燃排気ガスがチャンバCから開いた排気ポート13を通して周囲環境Dの中に押し出される。例示的な態様においてエンジンの行程のタイミングが記載されるが、いくつかの例示的態様において本明細書に記載されるタイミングが調節されてもよいことが理解されよう。

#### 【0106】

いくつかの例示的態様において、燃焼開始は、圧縮シリンダ容積 + 膨張シリンダ容積 +

10

20

30

40

50

燃焼チャンバE容積（チャンバB、C、およびE）の合計がその合計最小容積に到達する少し前または到達した少し後（たとえば、合計最小容積の前または後20°クランクシャフト角、いくつかの例示的態様においては、合計最小容積の前または後5°のクランクシャフト角）で起こる（開始される／タイミングを合わされる）。この最小容積は、燃焼チャンバEが両チャンバBおよびCに流体連結しているとき、すなわち、流体が圧縮チャンバBから燃焼チャンバEを通して燃焼チャンバCに流れ込み得るとき、到達し得る（図5～6）。火花点火（SI）エンジンの場合、燃焼のピーク圧は、チャンバEがチャンバCと流体連結しているとき、最小容積点の後0～40°のクランクシャフト角、いくつかの例示的態様においては、最小容積点の後5～25°のクランクシャフト角で起こり得る。圧縮点火（CI）エンジンの場合、燃焼のピーク圧は、最小容積点の後0～25°のクランクシャフト角、いくつかの例示的態様においては、最小容積点の後5～15°のクランクシャフト角で起こり得る。

#### 【0107】

いくつかの例示的態様において、エンジンは、圧縮シリンダ容積＋膨張シリンダ容積＋チャンバEの合計がその合計最小容積に到達した後14～28°の動力クランクシャフト角でMBT（Minimum Best Timing）に到達し得る。

#### 【0108】

図1を参照すると、SSCVCCは概して、スプールシリンダ14、スプールシャトル15、スプールシャトル15内に位置する燃焼チャンバ16、燃焼チャンバポート16A、圧縮側のスプールリング17、膨張側のスプールリング18、スプールシリンダ固定（引き込み）リング19、スプールコネクティングロッド20およびスプールクランクシャフト21を含み得る。図1～15の態様において使用されるとき、SSCVCCは圧縮チャンバBと燃焼チャンバCとを切り離し得る。この状況において、各チャンバは様々な流体圧の領域を含み得る。スプールシリンダ14内のSSCVCCの動きが、チャンバEを介するチャンバBとチャンバCとの間の流体連通の連結または分断を許し得る。図12～15および1～4に示すような圧縮行程中、スプールリング17およびスプールシリンダ引き込み（固定）リング19のせいで圧縮行程の作動流体がスプールシリンダ14とスプールシャトル15との間の間隙を横方向に通過することを制限されるため、スプールシリンダ14内のSSCVCC位置は圧縮チャンバBから動力チャンバCの中への高圧流体移送を阻止し得る。圧縮行程（図12～15および1～4）中、作動流体はチャンバBからチャンバEに移送されている。ひとたびチャンバEが圧縮された作動流体の大部分を收容すると、スプールシャトル15の往復運動中、燃焼チャンバEがまずチャンバBをチャンバCと連結して、チャンバB、E、およびCが流体連結され（図5および6）、次いでチャンバBがチャンバEおよびCから分断される（図7）。一つの例示的態様において、クランクシャフト08サイクルのこの部分（図7）で、シリンダ01中では吸気行程（次のサイクルの）も始まり、動力シリンダ02中では動力行程も続く。スプールリング18およびスプールシリンダ引き込み（固定）リング19のせいで動力行程の作動流体がスプールシリンダ14とスプールシャトル15との間の間隙を横方向に通過することを制限されるため、スプールシリンダ14内のSSCVCC位置は動力チャンバCから圧縮チャンバBの中への高圧流体移送を阻止し得る。既燃作動流体がチャンバEおよびチャンバCの両方の中で膨張する動力行程は図4～12に示されている。図7に示すように、動力ピストン04がそのBDCに近づくとき、排気ポート13が開き、既燃ガスが発散し、チャンバC中の残留圧力が低下する。すでに膨張した既燃作動流体がチャンバCから排気ポート13を介して周囲点Dに排出される全排気行程が図12～15および1～3に示されている。次の量の作動流体が吸気ポート11を介してチャンバBに導入される吸気行程が図7～12に示されている。ひとたび吸気ポート11が閉じると（図12）、次の量の作動流体がチャンバBから燃焼チャンバポート16Aを介してチャンバEに導入される圧縮行程が図12～15および1～4に示されている。

#### 【0109】

図16～18は、二つの変更点を除き、すべての部品が図1～15に示す部品に類似している（かつ、同じ参照番号によって印されている）SSCVCCの別の態様を示す。第一の変更点は、燃焼チャンバ構造16および燃焼チャンバEの容積が、たとえば図1～15に示す部品の容積と比べて約1/3であることである。所与のエンジン仕様の場合、燃焼チャンバ構造16およ

び燃焼チャンバEの容積の減少だけで、エンジンはより高い圧縮比を有し得る。ディーゼルおよび天然ガスのような燃料を使用する場合、より高い圧縮比が望まれる。図1～15において、エンジン運転中、吸気行程（図6～12）中に導入される行程容積の大部分が圧縮行程（図12～15および1～4）中に圧縮され、チャンバEの中に移送される（圧縮ピストン03がそのTDCに到達し、チャンバB中には非常に少量の作動流体しか残留しない）。したがって、チャンバEの容積をたとえば50%減らすことは圧縮比をほぼ倍増させ得る。しかし、圧縮比はまた、二つのピストンの動きの間の位相遅れを増すことによって低下させ得る。図1～15に対して図16～18に示される第二の変更点は、それぞれ、圧縮ピストン03と動力ピストン04との間の位相遅れが10°から26°に増大したことである。したがって、二つのピストンの間の位相遅れを増すことは、圧縮比を下げる効果を有する。したがって、例示的態様として、図1～15および図16～18のいずれもほぼ同じ10:1の圧縮比を有する。したがって、燃焼チャンバ構造16の容積減少が圧縮比を増大させ、位相遅れの増大が圧縮比を低下させた。これら二つの変更点（燃焼チャンバ構造16および燃焼チャンバEの容積の減少ならびに二つのピストンの間の位相遅れの変調）の組み合わせは、たとえば燃焼チャンバ容積または位相遅れのいずれかを変調させることによって可変圧縮比を有するエンジンを設計する場合に有用であり得る。

#### 【0110】

図16を参照すると、図3と同じ部品が同じ参照番号によって印されている。図16に示す例示的態様において、チャンバEの容積は図3のチャンバEの容積の約1/3である。図3および図16の両方において、動力ピストンはそのTDC位置にある。図16中、圧縮ピストンはそのTDCの前26°のクランクシャフト角にあり、一方で、図3中、圧縮ピストンはそのTDCの前10°のクランクシャフト角にあり、したがって、図16および図3はそれぞれ26°および10°の位相遅れを有する。

#### 【0111】

図17を参照すると、図4と同じ部品が同じ参照番号によって印されている。図17中、動力ピストンはそのTDCの後13°のクランクシャフト角にあり、圧縮ピストンはそのTDCの前13°のクランクシャフト角にある。図17の例示的態様において、これは作動流体の最大圧縮点であり、それはまた、チャンバB、E、およびCの合計容積の最小容積点でもある。この点において、チャンバB、E、およびCが流体連結され、各チャンバが圧縮された作動流体の約1/3を保持することに注目すること。先に説明したように、いくつかの例示的態様において、これは、燃焼を発生させて燃焼誘発圧を圧縮圧に加えるために好ましい点である。図4は、動力ピストンがそのTDCの後5°のクランクシャフト角にあり、圧縮ピストンがそのTDC前5°のクランクシャフト角にあることを示し、また、最大圧縮点も示している。しかし、図4に示す例示的態様において二つのピストン間の位相遅れを減らすことは、作動流体の大部分がすでにチャンバE中に圧縮されているため、圧縮比にはほとんど影響を及ぼし得ないが、一方で、図17に示す例示的態様においては、二つのピストン間の位相遅れを減らすことは、より多くの作動流体をチャンバBおよびCから有意に小さなチャンバEの中に押し込むことになるため、チャンバEにおける圧縮比の有意な増大を生じさせることもできる。したがって、図17の例示的態様における位相遅れの変調はエンジン圧縮比の変調を生じさせ得る。これは、たとえば多種燃料エンジンを設計する際に利点であることもできる。

#### 【0112】

図18を参照すると、図5と同じ部品が同じ参照番号によって印され、両図とも、チャンバBからチャンバEを経てチャンバCへの作動流体移送過程の終点を表す。図18中、動力ピストンはそのTDCの後26°のクランクシャフト角にあり、圧縮ピストンはTDCにあるが、一方で、図5中、動力ピストンはそのTDCの後10°のクランクシャフト角にあり、圧縮ピストンはTDCにある。

#### 【0113】

図19Aは、それぞれ圧縮および燃焼チャンバの吸気および排気ポートがポペット弁によって開閉されるスプリットサイクルSSCVCCエンジンの略断面図である。ある態様にしたが

10

20

30

40

50

って、エンジンは圧縮ピストン03および動力ピストン04を含み、一つのクランクシャフト09がコネクティングロッド（それぞれ05および06）を介して圧縮ピストン03および動力ピストン04を駆動する。圧縮ピストン03は、コールドシリンダ01内に配置され、吸気／圧縮チャンバ（B）を形成する。動力ピストン04は、ホットシリンダ02内に配置され、膨張／排気チャンバ（C）を形成する。SSCVCC15は、その専用シリンダ14内に配置され、燃焼チャンバ（E）を含む。SSCVCC15は、燃焼チャンバ（E）を含み、弁チャンバ14とも呼ばれ得るその専用シリンダ14内に配置されている。

#### 【0114】

圧縮シリンダ出力ポート11Aが圧縮チャンバ（B）とSSCVCC内部チャンバ（燃焼チャンバ（E））とを流体連結する。膨張シリンダ入力ポート13Aが膨張チャンバ（C）とSSCVCC内部チャンバ（燃焼チャンバ（E））とを流体連結する。シールリング17、18、19Aおよび19BがSSCVCC上に配置されて、専用弁チャンバ14をエンジン内にシールし、チャンバB、E、およびCを互いからシールする（それぞれのポートが整列する場合を除く）。

#### 【0115】

SSCVCCはコネクティングロッド（図示せず）によってコネクティングロッドフック15Aを介してエンジン出力に機械的に連結される。吸気カム25および排気カム26を有する共通のカムシャフト24が吸気弁（30）および排気弁（図示せず）を作動させる。コールドシリンダおよびホットシリンダそれぞれの壁温度を独立して制御するために、各シリンダは、それ自体の温度調整液冷回路（コールドシリンダのための27およびホットシリンダのための28）ならびに二つのシリンダを互いから断熱するための手段29を有する。

#### 【0116】

図19Bは、SSCVCCに対するポペット弁の位置を示す、図19Aの圧縮シリンダの正面透視図である。ポペット弁は、SSCVCCの動きを妨害しないように配置されている。図19B中、吸気ポペット弁頭30は、吸気ポペット弁座31から離れた状態で、すなわち、圧縮シリンダがその吸気行程を実行しているときの状態で示されている。クランクシャフト24の回転が、吸気弁カム25によって吸気弁棒25Aを圧縮チャンバ（B）に向かう方向およびそれから離れる方向に移動させて、吸気弁頭30を吸気弁座31に着座させたり、それから離れさせたりする。図19Aおよび19Bの例示的エンジンにおいて、ポペット弁は中心から片寄るが、他の配設が可能である。

#### 【0117】

図20～28は、圧縮シリンダ101と動力シリンダ102とが対向形態に配設されている（圧縮シリンダ01と動力シリンダ02とが直列形態に配設されている図1～18とは異なる）SSCVCCスプリットサイクルエンジンの別の態様を示す。図1～18中の部品との間でタイミングおよび配置にいくつかの類似点があるが、明確にするため、対向形態SSCVCCスプリットサイクルエンジンの動作の部分的説明をここでも繰り返す。

#### 【0118】

図20を参照すると、一つの態様にしたがって、対向形態SSCVCCスプリットサイクルエンジンシリンダは、圧縮シリンダ101、動力シリンダ102、圧縮ピストン103、圧縮ピストンリング103A、動力ピストン104、動力ピストンリング104A、吸気／圧縮チャンバB、および膨張／排気チャンバCを含む。これはさらに、二つのそれぞれのピストンコネクティングロッド105および106、圧縮クランクシャフト107および動力クランクシャフト108を含む。動力クランクシャフト108と圧縮クランクシャフト107とを接続するクランクシャフト接続機構は図20～28には示されていないが、それは、たとえば、図1～18の部品09に類似したギヤベースの機構または任意の他の機械的連結機構、たとえばベルト、コネクティングロッドおよびチェーンであることもできる。さらに図20を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、吸気マニホールド110、チャンバA、吸気ポート111、排気マニホールド112、チャンバDおよび排気ポート113を備える。また、スプールシリンダ114、スプールシャトル115、スプールシャトル115内に位置する燃焼チャンバ116、圧縮シリンダ101と連結または分断され得る燃焼チャンバポート116A、および動力シリンダ102と連結または分断され得る燃焼チャンバポート116Bを備える。さらに図20を参照すると、SSCVCCスプリットサイ

クルエンジンはまた、圧縮側のスプールリング117、膨張側のスプールリング118、ならびに二つのスプールシリンダ固定（引き込み）リング119Aおよび119B（スプールシリンダ114の環状溝中、それぞれ吸気ポート111および排気ポート113の近くに配置された）を備える。さらに図20を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、スプールコネクティングロッド120およびスプールクランクシャフト121、圧縮ピストン突出部122および動力ピストン突出部123を備える。圧縮シリンダ101は、圧縮ピストン103、吸気または圧縮チャンバBおよび吸気ポート111を収容するピストンエンジンシリンダである。動力シリンダ102は、動力ピストン104、膨張または排気チャンバCおよび排気ポート113を収容するピストンエンジンシリンダである。圧縮ピストン103および圧縮チャンバBは吸気および圧縮エンジン行程に働く（しかし、排気行程には働かない）。動力ピストン104および膨張チャンバCは動力および排気行程に働く（しかし、吸気行程には働かない）。コネクティングロッド105および106はそれぞれのピストンをそれぞれのクランクシャフトに接続する。圧縮クランクシャフト107は回転運動を圧縮ピストン103の往復運動に変換する。動力ピストン104の往復運動は動力クランクシャフト108の回転運動に変換され、それがエンジン回転運動または仕事に変換される（たとえば、動力クランクシャフトはエンジン出力軸としても働き得る）。クランクシャフト接続機構（図示せず）が動力クランクシャフト108の回転を圧縮クランクシャフト107の回転へと変換する。圧縮ピストン103および動力ピストン104の両方は、それぞれ、不規則な構造または突出部122および123を有してもよいし、または有しなくてもよい。これらの突出部の機能はデッドスペースを減らすことであり得る。例示的な態様において、スプールシリンダ114はスプールシャトル115を収容し、両方は、互いに対向する圧縮シリンダ101および動力シリンダ102の両方に対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッド120がスプールシャトル115をスプールクランクシャフト121に接続する。スプールクランクシャフト121は回転運動をスプールシャトル115の往復運動に変換する。スプールクランクシャフト121は機械的連結機構を介して動力クランクシャフト108に接続され、したがって、動力クランクシャフト108がスプールクランクシャフト121を駆動する。別の例示的な態様においては、たとえば斜板機構またはカムシャフト機構を使用してスプールシャトル115を駆動することもできる。スプールシャトル115は、楕円形の燃焼チャンバ構造116（球形または他の形であることもできる）、燃焼チャンバ構造ポート116Aおよび116Bならびに燃焼チャンバEを収容する。スプールシャトル115の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBと膨張チャンバCとの間で交互に流体接続する。スプール115の往復運動の一部分中、燃焼チャンバEは圧縮チャンバBおよび膨張チャンバCの両方に流体接続されてもよい。

【0119】

スプールシャトル115の往復運動中、吸気ポート111は、スプールシャトル115が吸気ポート111を塞ぐまたは塞がないときに開くまたは閉じ得る。したがって、スプールシャトル115の往復運動はチャンバAとチャンバBとを流体連結または分断する。

【0120】

スプールシャトル115の往復運動中、排気ポート113は、スプールシャトル115が排気ポート113を塞ぐまたは塞がないときに開くまたは閉じ得る。したがって、スプールシャトル115の往復運動はチャンバCとチャンバDとを流体連結または分断する。

【0121】

スプールシャトル115の往復運動中、燃焼チャンバ構造116が、燃焼チャンバポート116Aを介して、チャンバBに流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

【0122】

スプールシャトル115の往復運動中、燃焼チャンバ構造116が、燃焼チャンバポート116Bを介して、チャンバCに流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

【0123】

スプールクランクシャフト121のサイクルの小さな所定の部分、たとえば、スプールシャトル115の往復運動がその中間行程点を通過する点から $\pm 30^\circ$ で、チャンバB、E、およびCすべてが燃焼チャンバポート116Aおよび116Bを介して流体接続され得る。

## 【 0 1 2 4 】

例示的態様において、動力ピストン104が圧縮ピストン103に先行または後続するような所定の位相遅れがクランクシャフト107および108を介して導入される。図20～28は、動力ピストン104が圧縮ピストン103よりも10°のクランク角だけ先行するような所定の位相遅れがクランクシャフト07および08を介して導入される、一つのそのような例示的態様を示す。

## 【 0 1 2 5 】

例示的態様において、作動流体（空気／燃料チャージ）がチャンバA中で吸気マニホルド110とポート111との間に存在する。圧縮シリンダ101上に位置する吸気ポート111は、圧縮シリンダ101中への自然吸引された周囲空気または気化された空気／燃料チャージまたは強制誘導チャージの流れを制御し得る。吸気ポートが開閉するときの圧縮ピストン103の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、吸気ポートの開閉のタイミングは異なり得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン103がそのTDCに到達する前数度から、圧縮ピストン103がそのTDCに到達した後約50°までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン103のBDC付近の数度から、圧縮ピストン103がそのBDCに到達した後約70°までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。

## 【 0 1 2 6 】

一つの態様において、吸気ポートは、圧縮ピストン103がそのTDCに到達したときから始まり、圧縮ピストン103がそのTDCに到達した後約10°までのクランクシャフト角範囲で開き得る。吸気行程の終点であるBDCで、作動流体は、吸気システム中の波動力および流体慣性により、シリンダに入り続け得る。この理由のため、圧縮ピストンBDCののち吸気ポートを閉じることが好都合であり得る。一つの態様において、吸気ポート111は、圧縮ピストン103がそのBDCに到達する前数度から、圧縮ピストン103がそのBDCに到達した後約70°までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。一例において、吸気ポートは、圧縮ピストン103がそのBDCに到達したときから始まり、圧縮ピストン103がそのTDCに到達した後約50°のクランクシャフト角までの、より狭い範囲内で閉じ得る。

## 【 0 1 2 7 】

例示的態様において、動力シリンダ102上に位置する排気ポート111は既燃ガスの発散を制御し得る。排気ポートが開くときの動力ピストン104の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気ポートは、動力ピストン104がそのBDCに到達する前約60°から、動力ピストン104がそのBDCに到達した後約20°までのクランクシャフト角で開き得る。排気ポートが閉じるときの動力ピストン104の位置もまた異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気ポートは、動力ピストン104がそのTDCに到達する前約15°から、動力ピストン104がそのTDCに到達した後約5°までのクランクシャフト角で閉じ得る。

## 【 0 1 2 8 】

一つの態様において、排気ポートは、動力ピストン104がそのBDCに到達したときから始まり、動力ピストン104がそのBDCに到達した後約30°までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。一つの態様において、排気ポートは、動力ピストン104がそのTDCに到達する前5°から始まり、動力ピストン104が概ねそのTDCに到達したときまでの、より狭い好ましい範囲内で閉じ得る。

## 【 0 1 2 9 】

一つの態様において、スプールシリンダ114はスプールシャトル115を収容し、両方は圧縮シリンダ101および動力シリンダ102の両方に対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッド120がスプールシャトル115をスプールクランクシャフト121に接続する。スプールクランクシャフト121は回転運動をスプールシャトル115の往復運動へと変換する。スプールシャトル115は、楕円形の（たとえば）燃焼チャンバ構造116、燃焼チャンバ構造ポート116Aおよび116Bならびに燃焼チャンバEを収容する。スプールシャトル115の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBおよび／または膨張チャンバCに交互に流体接続する。同じスプールシャトル115の往復運動中、吸気ポート111および排気ポート113は開位置または閉位置に向かって動き得る。

## 【 0 1 3 0 】

SSCVCCスプリットサイクルエンジン直列形態（図1～15）の熱力学サイクルの詳細な説明はSSCVCCスプリットサイクルエンジン対向形態の熱力学サイクルに非常に類似し、したがって、直列形態に関して説明した原理および弁タイミングが対向形態にも当てはまり得る。

## 【 0 1 3 1 】

図1～15に示したSSCVCCスプリットサイクルエンジン直列形態の熱力学サイクルの詳細な説明は、図20～28に示すSSCVCCスプリットサイクルエンジン対向形態の熱力学サイクルに非常に類似し、したがって、直列形態に関して説明した原理および弁タイミングが対向形態にも当てはまり得る。

10

## 【 0 1 3 2 】

SSCVCCスプリットサイクルエンジン直列形態（図16～18）に関する燃焼チャンバE容積の減少および位相遅れの変調の効果の説明は、SSCVCCスプリットサイクルエンジン対向形態（図20～28）にも当てはまり得る。

## 【 0 1 3 3 】

再び図20を参照すると、SSCVCCは概して、スプールシリンダ114、スプールシャトル115、スプールシャトル115内に位置する燃焼チャンバ116、燃焼チャンバポート116Aおよび116B、圧縮側のスプールリング117、膨張側のスプールリング118、スプールシリンダ固定（引き込み）リング119Aおよび119B、スプールコネクティングロッド120ならびにスプークランクシャフト121を含み得る。図20～28の態様において使用されるとき、SSCVCCは圧縮チャンバBと燃焼チャンバCとを切り離し得る。この状況において、各チャンバは様々な流体圧の領域を含み得る。スプールシリンダ114内のスプールシャトル115の動きが、チャンバEを介するチャンバBとチャンバCとの間の流体連通の連結または分断を許し得る。図28、20および21に示すような圧縮行程中、スプールリング117ならびにスプールシリンダ引き込み（固定）リング119Aおよび119Bのせいで圧縮行程の作動流体がスプールシリンダ114とスプールシャトル115との間の間隙を横方向に通過することを制限されるため、スプールシリンダ114内のSSCVCC位置は圧縮チャンバBから動力チャンバCの中への高圧流体移送を阻止し得る。圧縮行程（図28、20および21）中、作動流体はチャンバBからチャンバEに移送されている。ひとたびチャンバEが圧縮された作動流体の大部分を収容すると、スプールシャトル115の往復運動中、燃焼チャンバEがまずチャンバBをチャンバCと連結して、チャンバB、E、およびCが流体連結され（図22および23）、次いでチャンバBがチャンバEおよびCから分断される（図24）。一つの例示的態様において、クランクシャフト108のサイクルのこの部分（図24）で、シリンダ101中では吸気行程（次のサイクルの）も始まり、動力シリンダ102中では動力行程も続く。スプールリング118ならびにスプールシリンダ引き込み（固定）リング119Aおよび119Bのせいで動力行程の作動流体はスプールシリンダ114とスプールシャトル115との間の間隙を横方向に通過することを制限されるため、スプールシリンダ114内のSSCVCC位置は動力チャンバCから圧縮チャンバBの中への高圧流体移送を阻止し得る。チャンバE中の既燃作動流体がチャンバEおよびチャンバCの両方の中で膨張する（燃焼チャンバポート116Bを介して）動力行程は図22～26に示されている。図27に示すように、排気ポート113はまさに開くところであり、図28に示すように、排気ポート113はすでに開いており、既燃ガスが発散する（そして、チャンバC中の高圧が低下する）。すでに膨張した既燃作動流体がチャンバCから排気ポート113および排気マニホールド112（および潜在的に他の装置）を経て周囲点Dに排出される排気行程が図28および20～22に示されている。次の量の作動流体が吸気ポート111を経てチャンバB中に誘導される吸気行程が図24～26に示され、図27で終了する。ひとたび吸気ポート111が閉じると（図27）、次の分の作動流体がチャンバBから燃焼チャンバポート116Aを経てチャンバEの中に圧縮される圧縮行程が図28および20～21に示されている。

20

30

40

## 【 0 1 3 4 】

SSCVCCスプリットサイクルエンジンは、従来の内燃機関においては一つのピストンおよびシリンダによって実行される行程を熱的に分けられた二つのシリンダへと分割し、各シ

50

リンダが四行程サイクルの半分を実行する。相対的に「冷たい」シリンダは吸気および圧縮行程を実行するが排気行程を実行せず、「熱い」シリンダは燃焼および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない。例示的態様として図20～28に示すようなSSCVCCスプリットサイクルエンジン対向形態は、SSCVCCスプリットサイクルエンジン直列形態（例示的態様として図1～15に示すような）と比べて、熱的に分けられたシリンダをより容易に実現し得るが、一方で、SSCVCCスプリットサイクルエンジン直列形態のパッケージングが、SSCVCCスプリットサイクルエンジン対向形態と比べてより一般的である。

#### 【0135】

図29～34は、圧縮シリンダ201および動力シリンダ202が対向形態に配設されているSSCVCCスプリットサイクルエンジンの別の態様（圧縮シリンダ101および動力シリンダ102が対向形態に配設されている図20～28に類似するが、圧縮シリンダ01および動力シリンダ02が直列形態に配設されている図1～18とは異なる）を示す。図29～34に示す態様は、以下に説明するように、圧縮相、燃焼相および膨張相を完全に分けることにより、理想に近い熱力学的過程の実現を可能にし得る。図20～28に記載された態様と図29～34に記載され態様との間でタイミング、運転モードおよび部品の配置にいくつかの類似点があるが、明確にするため、二つの態様の間の違いに焦点を当てながら、図29～34に示す態様の部分的説明をここで提供する。図29～34は、完全なエンジン動作を説明するものではなく、むしろ、この例示的態様において、圧縮された作動流体が移送、燃焼および膨張され得る独自のやり方に焦点を当てるものである。

#### 【0136】

図29を参照すると、一つの態様にしたがって、対向形態SSCVCCスプリットサイクルエンジンシリンダは、圧縮シリンダ201、動力シリンダ202、圧縮ピストン203（黒の矢印はピストン203の移動方向を表す）、動力ピストン204（黒の矢印はピストン204の移動方向を表す）、圧縮チャンバBおよび膨張チャンバC、圧縮ポート207および膨張ポート208を備える。設計はまた、図29には示されないが、図1～28に示す対応する部品と構造および機能が類似する以下の部品、すなわち、二つのそれぞれのピストンコネクティングロッド、圧縮クランクシャフトおよび動力クランクシャフト、クランクシャフト接続機構（動力クランクシャフト、圧縮クランクシャフト、吸気ポペット弁、および排気ポペット弁を接続する）（吸気および排気ポペット弁は、図34に、それぞれ部品205および206として示されている）、スプールコネクティングロッドならびにスプールクランクシャフトを含む。さらに図29を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、スプールシリンダ214、スプールシャトル215（黒の矢印はスプールシャトル215の移動方向を表す）、スプールシャトル215内に配置されている燃焼チャンバ216、圧縮シリンダ201と連結され得る、または分断され得る燃焼チャンバポート216A、および動力シリンダ202と連結され得る、または分断され得る燃焼チャンバポート216B、および点火プラグ（点火プラグは図29には示されないが、図31および34に部品211として示されている）と連結され得る、または分断され得る燃焼チャンバポート216Cを備える。さらに図29を参照すると、SSCVCCスプリットサイクルエンジンはまた、より圧縮シリンダ201に近いスプールの部分に、以下のリング、すなわち、横方向スプールオイル制御リング217A、オイル制御リング217Aよりも中央であるが、スプールオイル制御リング217Aに隣接して位置するスプール圧縮リング217B、より中央寄りの第二のスプール圧縮リング217C、ならびに燃焼チャンバポート216Aおよび216Bに相対的に近接する第三のスプール圧縮リング217Dを含む。さらに図29を参照すると、SSCVCCスプリットサイクルエンジンはまた、より膨張シリンダ202に近いスプールの部分に、以下のリング、すなわち、横方向スプールオイル制御リング218A、オイル制御リング218Aよりも中央であるが、かつスプールオイル制御リング218Aに隣接して位置するスプール圧縮リング218B、より中央寄りの第二のスプール圧縮リング218Cならびに燃焼チャンバポート216Aおよび216Bに相対的に近接するが、スプール圧縮リング217Dに対してポート216Aおよび216Bの反対側にある第三のスプール圧縮リング218Dを含む。さらに図29を参照すると、SSCVCCスプリットサイクルエンジンはまた、圧縮ピストン突出部222および動力ピストン突出部223を用いる。圧縮シリンダ201は、圧縮ピストン203、圧縮チャンバBおよび吸気弁



(吸気弁は図29には示されないが、図34に部品205として示されている)を収容するピストンエンジンシリンダである。動力シリンダ202は、動力ピストン204、膨張チャンバCおよび排気弁(排気弁は図29には示されないが、図34に部品206として示されている)を収容するピストンエンジンシリンダである。圧縮ピストン203および圧縮チャンバBは吸気および圧縮エンジン行程に働く。動力ピストン204および膨張チャンバCは動力および排気行程に働く。コネクティングロッドはそれぞれのピストンをそれぞれのクランクシャフト(図示せず)に接続する。圧縮クランクシャフトは回転運動を圧縮ピストンの往復運動(図示せず)に変換する。動力ピストン204の往復運動は動力クランクシャフトの回転運動に変換され、それがエンジン回転運動または仕事(図示せず)に変換される(たとえば、動力クランクシャフトはエンジン出力軸としても働き、かつスプールシャトル215を作動させ得る)。クランクシャフト接続機構(たとえばギヤ列、チェーンドライブ、ベルトドライブなど)が動力クランクシャフトの回転を圧縮クランクシャフト(図示せず)の回転へと変換する。圧縮ピストン203および動力ピストン204の両方は、それぞれ、不規則な構造または突出部222および223を有してもよいし、または有しなくてもよい。これらの突出部の機能はデッドスペースを減らすことであり得る。例示的な態様において、スプールシリンダ214はスプールシャトル215を収容し、両方は、互いに対向する圧縮シリンダ201および動力シリンダ202の両方に対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッド(図示せず)がスプールシャトル215をスプールクランクシャフト(図示せず)に接続する。スプールクランクシャフト(図示せず)は回転運動をスプールシャトル215の往復運動に変換する。スプールクランクシャフトは機械的連結機構(たとえばギヤ列、チェーンドライブ、ベルトドライブなど)を介して動力クランクシャフトに接続され、したがって、動力クランクシャフトがスプールクランクシャフト(図示せず)を駆動する。スプールシャトル215は、球形の燃焼チャンバ構造216(楕円形または任意の他の形であることもできる)、燃焼チャンバ構造ポート216A、216Bおよび216Cならびに燃焼チャンバEを収容する。図29~34に示す一つの例示的な態様において、スプールシャトル215の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBと膨張チャンバCとの間で交互に流体接続される、または分断される。図29~34に示す例示的な態様において、スプールシャトル215の往復運動中、燃焼チャンバEはまた、サイクルの限られた部分で、圧縮チャンバBおよび膨張チャンバCの両方から流体的に分断されてもよい(図31に示すように)。他の例示的な態様において、スプール215の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBおよび膨張チャンバCの両方に流体接続されてもよいし、または接続されなくてもよい(図1~28に示す態様と同様)。

#### 【0137】

図29~33を参照すると、スプールシャトル215の往復運動中、チャンバEおよび燃焼チャンバ構造216は、燃焼チャンバポート216Aおよび圧縮ポート207を介して、チャンバBと流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

#### 【0138】

図29~33を参照すると、スプールシャトル215の往復運動中、チャンバEおよび燃焼チャンバ構造216は、燃焼チャンバポート216Bを介して、チャンバと流体連結され得る、またはそれから分断され得る。

#### 【0139】

図29~33を参照すると、スプールシャトル215の往復運動中、燃焼チャンバ構造216は、燃焼チャンバポート216Cを介して、点火プラグ(点火プラグは図29には示されないが、図31および34に部品211として示されている)に直接暴露され得る、または暴露され得ない。

#### 【0140】

スプールクランクシャフトサイクルの小さな所定の部分、たとえば、スプールシャトル215の往復運動がその中間行程点を通過する点から $\pm 30^\circ$ で、チャンバEは、チャンバBおよびCの両方から分断され得、チャンバEの中でのみ開始され展開する燃焼を有し得る。ひとたびチャンバEとチャンバCとが流体連結するならば、燃焼はそれら両方の中で展開し、

10

20

30

40

50

起こり続け得る。

【0141】

例示的態様において、動力ピストン204が圧縮ピストン203に先行または後続するような所定の位相遅れが圧縮ピストンおよび動力ピストンクランクシャフトを介して導入される。図29～33は、圧縮ピストン203が動力ピストン204よりも47°のクランク角だけ先行するような所定の位相遅れが圧縮ピストンおよび動力ピストンクランクシャフトを介して導入される、一つのそのような例示的態様を示す。

【0142】

例示的態様において、吸気弁（吸気弁は図29には示されないが、図34に部品205として示されている）は、当技術分野においてはポペット弁として公知であるように、円錐形のシール面を有する軸で構成されている。圧縮シリンダ201上に位置する吸気弁は、圧縮シリンダ201中への自然吸引された周囲空気または気化された空気／燃料チャージまたは強制誘導チャージの流れを制御し得る。圧縮シリンダ201は少なくとも一つの吸気弁を有する。いくつかの例示的態様において、圧縮ピストン203の位置に対する吸気弁位置、機能および動作は、従来の四行程内燃機関の吸気弁と同様または同一であり得る。吸気弁が開閉するときの圧縮ピストン203の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、吸気弁の開閉のタイミングは異なり得る。一例において、吸気弁は、圧縮ピストン203がそのTDCに到達する前数度から、圧縮ピストン203がそのTDCに到達した後約40°までのクランクシャフト角範囲内で開き得る。一例において、吸気弁は、圧縮ピストン203がそのBDCに到達した後数度から、圧縮ピストン203がそのBDCに到達した後約70°までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。

【0143】

一つの態様において、吸気弁は、圧縮ピストン203がそのTDCに到達したときから、圧縮ピストン203がそのTDCに到達した後約10°までのクランクシャフト角で開き得る。吸気行程の終点であるBDCで、作動流体は、チャージの慣性により、シリンダに入り続ける。この理由のため、圧縮ピストンBDCののち吸気弁を閉じることが好都合であり得る。一つの態様において、吸気弁は、圧縮ピストン203がそのBDCに到達する前数度から、圧縮ピストン203がそのBDCに到達した後約70°までのクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。一例において、吸気弁は、圧縮ピストン203がそのBDCに到達したときから始まり、圧縮ピストン203がそのTDCに到達した後約50°までの、より狭いクランクシャフト角範囲内で閉じ得る。

【0144】

例示的態様において、排気弁（排気弁は図29には示されないが、図34に部品206として示されている）は、当技術分野においてはポペット弁として公知であるように、円錐形のシール面を有する軸で構成されている。動力シリンダ202上に位置する排気弁は既燃ガスの発散を制御し得る。動力シリンダ202は少なくとも一つの排気弁を有する。いくつかの例示的態様において、排気弁位置、機能および動作は、従来の四行程内燃機関の排気弁と同様または同一であり得る。排気弁が開くときの動力ピストン204の位置は異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気弁は、動力ピストン204がそのBDCに到達する前約60°から、動力ピストン204がそのBDCに到達した後約20°までのクランクシャフト角で開き得る。排気弁が閉じるときの動力ピストン204の位置もまた異なり得る。いくつかの例示的態様において、排気弁は、動力ピストン204がそのTDCに到達する前約15°から、動力ピストン204がそのTDCに到達した後約5°までのクランクシャフト角で閉じ得る。

【0145】

一つの態様において、排気弁は、動力ピストン204がそのBDCに到達したときから始まり、動力ピストン204がそのBDCに到達した後約30°までのクランクシャフト角範囲で開き得る。一つの態様において、排気弁は、動力ピストン204がそのTDCに到達する前5°から始まり、動力ピストン204が概ねそのTDCに到達したときまでの、より狭い好ましい範囲内で閉じ得る。

【0146】

一つの態様において、スプールシリンダ214はスプールシャトル215を収容し、両方は圧縮シリンダ201および動力シリンダ202の両方に対して垂直に配置されている。スプールコネクティングロッドがスプールシャトル215をスプールクランクシャフトに接続する。スプールクランクシャフトは回転運動をスプールシャトル215の往復運動へと変換する。スプールシャトル215は、球形の（たとえば）燃焼チャンバ構造216、燃焼チャンバ構造ポート216A、216B、216Cおよび燃焼チャンバEを収容する。スプールシャトル215の往復運動中、燃焼チャンバEは、圧縮チャンバBまたは膨張チャンバCに交互に流体接続する。

【0147】

チャンバBからチャンバEを経てチャンバCへの作動流体の移送を含むSSCVCCサイクルの部分にさらに詳細に示す図29～33の態様を再び参照する。図29を参照すると、SSCVCCは、  
10 圧縮チャンバBと燃焼チャンバCとを切り離して、各チャンバが異なる作動流体圧の領域を含み得るようにし得る。圧縮行程中、作動流体はチャンバBからチャンバEに移送されている。圧縮ピストン203がTDCに到達する前数度のクランクシャフト角で（図29）、スプールシリンダ214内のスプールシャトル215の位置は、スプールリング218Cのせいで、圧縮チャンバBから動力チャンバCの中への高圧流体移送を阻止し得る。圧縮ピストン203が、圧縮行程の終点であるそのTDCに到達するとき（図30）、圧縮された作動流体のほぼ全体がチャンバBから圧縮ポート207および燃焼チャンバポート216Aを経てチャンバEに移送される。  
20 スプールシリンダ214内のスプールシャトル215の位置は、スプールリング218Dのせいで、圧縮チャンバBおよびチャンバEから膨張チャンバCの中への高圧流体移送を阻止し得る。理由は、圧縮ピストン203がTDCにあるとき（図30）、スプールリング218Dおよびスプールリング217Cのせいで、圧縮された作動流体はスプールシリンダ214とスプールシャトル215との間の間隙を横方向に通過することを制限されるからである。ひとたびチャンバEが圧縮された作動流体の大部分を収容すると、スプールシャトル215の往復運動継続中（図31）、燃焼チャンバEは、スプールリング218DのせいでなおもチャンバCから分断されているとき、スプールリング217DのせいでチャンバBから分断される。したがって、チャンバEは、点火プラグ211（スプールシリンダ214上に位置し、燃焼チャンバポート216C（図31）と整列している）によって点火され得る圧縮された作動流体の大部分を収容する。一つの例示的態様においては、サイクルのこの部分で（図31）、吸気弁が開き（図示せず）、圧縮ピストン203がそのBDCへの動きを開始するとき、シリンダ201中で次のサイクルの吸気行程が始まる。また、サイクルのこの部分で（図31）、動力ピストン204がそのTDCに近づき、  
30 既燃作動流体の最後の部分を開いた排気弁（図示せず）に押し通す。その後、ひとたび動力ピストンがそのTDCに到達すると（図32）、排気弁は閉じる（図示せず）。スプールシャトル215の往復運動（黒矢印）継続中、図32に示すように、チャンバEは、燃焼チャンバポート216Bおよび膨張ポート208を経てチャンバCに連結する。その結果、燃焼する作動流体はチャンバEおよびチャンバCの両方の中で膨張し、動力ピストン204がそのTDCから離れる動き（ピストン204上の黒矢印）により、その体積を増す。燃焼チャンバEおよび動力チャンバCから圧縮チャンバBの中に戻る高圧作動流体の望まれない移送はスプールリング217D（図32）のせいで制限される。スプールリング218Cが、燃焼チャンバEおよび動力チャンバCからスプールシリンダ214とスプールシャトル215との間の間隙を横方向に通過する高圧作動流体の望まれない漏れを制限する。チャンバE中の既燃作動流体がチャンバE  
40 およびチャンバCの両方の中で膨張する（燃焼チャンバポート216Bおよび膨張ポート208を経て）動力行程の開始が図32および33に示されている。図32および33はまた、作動流体の次の装填分がチャンバB中に誘導される継続吸気行程を示す。

【0148】

まず、作動流体がチャンバBからチャンバEに移送され、チャンバEがチャンバBから分断されたのちのみ、第二の工程として作動流体がチャンバEからチャンバCに移送される、SSCVCC熱力学サイクルの部分の説明が、図29～33に示す例示的態様に関して先に提供されている。この例示的態様に関して、エンジンサイクルの残り（吸気行程の継続ののちシリンダ201中での圧縮行程および動力行程の継続ののちシリンダ202中での排気行程）は、図1～28に示す熱力学サイクルおよび過程と同様であり得る。

10

20

30

40

50

## 【 0 1 4 9 】

図34は、SSCVCCを従来の吸気および排気ポペット弁とともに配設する方法を示す一つの態様（図29～33にも2Dで示されている）の3D図である。図34は、圧縮シリンダ201、動力シリンダ202、吸気ポペット弁205、排気ポペット弁206、膨張ポート208および両シリンダのためのシリンダヘッドとして働くエンジン接続プレート210を含む、態様部品の部分的選択のみを示す。さらに図34を参照すると、スプリットサイクルエンジンはまた、点火プラグ211、いくつかの接続プレート冷却チャネル212（油または冷却液が循環している）、スプールシリンダ214、スプールシャトル215、スプールシャトル215内に位置する燃焼チャンバ（図示せず）、および燃焼チャンバポート216Aを備える。エンジン接続プレート210はまた、圧縮シリンダ201および動力シリンダ202の両方のためのエンジンヘッドとしても働く。エンジン接続プレート210はまた、スプールシリンダ214およびスプールシャトル215を収容する。

10

## 【 0 1 5 0 】

図34は、燃焼チャンバEと動力チャンバCとの連結を可能にする、膨張ポート208と完全に整列した燃焼チャンバポート216Bを示す。図34は、チャンバE中の既燃作動流体がチャンバEおよびチャンバCの両方の中で膨張する、図33に2Dで示されるエンジンサイクルの同じ部分を3Dで示す。

## 【 0 1 5 1 】

図34はまた、一つの態様にしたがって、スプールシリンダ214およびスプールシャトル215をそれぞれ従来の吸気および排気ポペット弁205および206とともに配設する方法を示す。接続プレート210は、たとえば、スプールシリンダ214およびスプールシャトル215を、それらが圧縮シリンダ201および動力シリンダ202のヘッドの半分だけを覆うようなやり方で収容し得る。これは、スプールシャトル215の往復運動が燃焼チャンバポート216Aおよび216Bをそれぞれ圧縮ポート207および膨張ポート208と連結または分断させることを許し得る。スプールシリンダ214によって覆われない、圧縮シリンダ201のヘッドの残り半分は吸気弁205を収容し得る。スプールシリンダ214によって覆われない、動力シリンダ202のヘッドの残り半分は排気弁206を収容し得る。図29～34に示す例示的態様は、限られたクランク角区間（圧縮シリンダ01から動力シリンダ02への作動流体の移送）中、チャンバB、E、およびCの、三つの別々のチャンバへの完全な分断を説明する。これは、チャンバE中、真の等積燃焼で熱力学サイクルを実現するために使用され得る。加えて、チャンバEが低熱伝導率の材料（たとえばセラミクス）から構成され得るならば、得られる熱力学サイクルは、熱効率を最大化することが知られている理想的な断熱サイクルを近似する。圧縮ピストン203がTDCに到達した後、作動流体はほぼ完全にチャンバE内に存在する。スプールシャトル215が動力シリンダ202に向かって移動を続けるとき（図30および31）、チャンバEは圧縮シリンダ（チャンバB）から分断される。この時点で、点火を開始し得（点火プラグポート216Cを介して点火プラグ211によって）、スプールシャトル215は動力シリンダ（チャンバC）に向けて移動を続ける。スプールシャトル215が膨張ポート208に到達する前に燃焼が完了する（またはほぼ完了する）ならば（図32）、燃焼は等積燃焼を近似する。スプールシャトル215が膨張ポート208に到達する前に燃焼が完了しないならば、燃焼はチャンバEおよびチャンバCの両方の中で継続する。

20

30

40

## 【 0 1 5 2 】

図1～34に示すSSCVCCスプリットサイクルエンジンおよび例示的態様は、従来の内燃機関の一つのピストンおよびシリンダによって実行される行程を熱的に分けられた二つのシリンダへと分割し、そこで各シリンダが四行程サイクルの半分を実行する。相対的に「冷たい」シリンダは吸気および圧縮行程を実行するが排気行程を実行せず、断熱された「熱い」シリンダは燃焼（または燃焼の一部）および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない。チャンバEもまた断熱されてもよい。従来のエンジンと比べて、この有利なシステムは、スプリットサイクルエンジンがより高い燃焼チャンバ壁温度ならびにより低い吸気および圧縮チャンバ壁温度で作動することを可能にし得る。より高い燃焼チャンバ壁温度の利用はエンジン冷却要件を下げ、一方で、より低い吸気および圧縮チャンバ壁温度の維

50

持は圧縮エネルギー要件を下げ、したがってエンジン効率をブーストする。加えて、例示的態様にしたがって、チャンバE（外部環境から燃焼チャンバ構造16、116および216）および動力シリンダを断熱することは、外部熱損失を減らし得、したがって、燃料熱エネルギーのより大きな部分を有用な仕事に変換することを可能にする。動力シリンダは、断熱されてもよいし、または断熱されなくてもよい。

#### 【0153】

図1～34に示すSSCVCCスプリットサイクルエンジンおよび例示的態様は、いくつかの例示的態様にしたがって、排気中の廃熱捕捉および熱再利用を使用し得る（図示せず。さらなる詳細は、開示が全体として参照により本明細書に組み入れられる米国特許第7,273,023号内に記載されている）。排ガスは通路中を移動し、それにより、熱を動力シリンダ壁の中に戻す。通路はチャンバをらせんに包囲して、チャンバの長さに沿って移動し、再び周囲排気に戻る。動力シリンダ01、101および201はまた、熱漏れを防ぐ外部断熱カバー38（たとえばハネカム構造または同等物）を利用し得る。他方、ヒートディフューサ（空冷ならば、冷却フィン）を利用することによって圧縮シリンダ02、102、および202の温度を下げてよい。

#### 【0154】

図1～34に示すSSCVCCスプリットサイクルエンジンおよび例示的態様は、例示的態様にしたがって、第二のシリンダよりも小さい第一のシリンダを有することにより、改善された効率を有するように設計され得る（図示せず。さらなる詳細は、開示が全体として参照により本明細書に組み入れられる米国特許2010/0186689 A1内に記載されている）。圧縮シリンダ01、101および201（第一のシリンダ）の容積に対して動力シリンダ02、102、および202（第二のシリンダ）のより大きな容積が、それぞれ圧縮比よりも大きな膨張比を可能にする。膨張容積の追加が熱および圧力の機械仕事へのさらなる変換を可能にする。圧縮比よりも大きな膨張比は、たとえば従来のエンジン中で実行されるミラーサイクルおよびアトキンソンサイクルと同様に、内燃機関におけるエンジン効率を大きく高め得る。圧縮比よりも大きな膨張比を有することは、従来のエンジンにおけるよりもスプリットサイクルエンジンを用いるよりよい設計であることができる。理由は、各シリンダ（圧縮シリンダおよび膨張シリンダの両方）のサイズおよび形状を互いから独立して設計することもできるからである。

#### 【0155】

図1～34に示すSSCVCCスプリットサイクルエンジンおよび例示的態様は、例示的態様にしたがって、過給能力を有するように設計され得る（図示せず。さらなる詳細は、開示が全体として参照により本明細書に組み入れられる米国特許2010/0186689 A1内に記載されている）。したがって、圧縮シリンダの容積は、動力シリンダの容積よりも大きくなって、それにより、より多くの混合気を圧縮チャンバB中に受け、圧縮することを許すように設計される。圧縮行程中、圧縮チャンバB中のより大きな量および増大した圧力の圧縮混合気（すなわち「過給」燃料混合物）がチャンバEを経て燃焼チャンバCの中に移送される。または、直接噴射を使用する場合、より多量の燃料を動力シリンダの燃焼チャンバC中に噴射し得る。両手法は、動力行程中、より多くの出力およびトルク（より高い出力密度）を提供する。

#### 【0156】

図35は、SSCVCCを組み込む例示的なスプリットサイクルエンジンの圧力プロファイルを示すグラフである。ゼロ位相遅れを有し、各シリンダが500ccの容量を有するエンジンに関してシミュレーションを実施した。エンジンを単一サイクル中、2400RPMで運転した。圧力（単位：パール）がy軸に表され、クランクシャフト角がx軸に沿って表されている。各々ホットシリンダまたは動力チャンバ中の圧力（濃いグレーの線）、コールドシリンダまたは圧縮チャンバ中の圧力（黒の線）およびSSCVCC中の圧力（グレーの破線）がグラフ上に表されている。

#### 【0157】

また、熱力学サイクルが表されている。コールドシリンダの圧縮行程が点1と点2との間

10

20

30

40

50

の黒の線によって示され、グレーの破線が、サイクルのこの部分の間にコールドシリンダと流体接続されるSSCVCC中の圧力を表す。SSCVCCおよびホットシリンダ内の燃焼が点2と点3との間のグレーの破線およびグレーの線によって示され、ホットシリンダに流体連結されているときSSCVCC中で燃焼する作動流体の膨張（動力行程）が点3と点4との間の薄いグレーの破線および濃いグレーの線によって示されている。次のサイクルの吸気行程が点2と点4との間の黒の線によって示され、排気行程が点1と点5との間の濃いグレーの線によって示されている。

【 0 1 5 8 】

図35中、明確にするために、グレーの破線（SSCVCC圧）が、他の線と重ならないよう、わずかに上方にずらされていることが留意されるべきである。しかし、グレーの破線は、点1と点2との間では黒の線（コールドシリンダ）と同じであり、点3と点4との間では濃いグレーの線とほぼ同じである。

【 0 1 5 9 】

再び図35を参照すると、コールドシリンダ中の圧力は、 $180^\circ$  クランクシャフト角（点1）では低く、圧縮行程が続くとともにゆっくりと上昇する。点2で、圧縮行程はほぼ完了し、作動流体はSSCVCCに移送されている。 $0^\circ$  クランクシャフト角ののち、圧縮ピストンは上死点から離れ、コールドシリンダ内の圧力は速やかに低下し始める。この期間中に吸気弁／ポートが開き、作動流体が引き込まれる。

【 0 1 6 0 】

再び図35を参照すると、ホットシリンダ中の圧力もまた、 $-180^\circ$  クランクシャフト角（点1）で低く、排気相中、ホットシリンダがSSCVCCに流体連結するまで（点5）低いままである。その点で、またはその点の前で、排気弁／ポートが閉じる。その点（点5）で、SSCVCC中の圧縮された流体が利用可能な燃焼チャンバ容積を満たすと、ホットシリンダ中の圧力は突然上昇する。SSCVCCがホットシリンダと連結するため（点2）、動力ピストンがその上死点にあるとき、圧縮され、燃焼される作動流体がホットシリンダ中に存在する任意の小さな容積（チャンバC）を満たす。点2以降で燃焼が起こり、作動流体の膨張のせいでSSCVCCおよびホットシリンダ内の圧力は上昇し続ける。点3で動力行程が始まり、燃焼ピストンが下死点（点4）に到達するまで圧力が低下する。点4で排気弁／ポートが開き得る。

【 0 1 6 1 】

図35の極めて一致するグレーの破曲線および黒の曲線（SSCVCC入力ポートが圧縮シリンダ出力ポートと整合している間；点1と点2との間）によって、およびSSCVCC出力ポートが開き膨張シリンダ入力ポートと連結している間（点3と点4との間）極めて一致する濃いグレーの曲線とグレーの破曲線によって見てとれるように、SSCVCCポートをはさんで、無視しうる程度の圧力低下が示された。出力SSCVCCポートは、直列形態（図1～19）ではSSCVCC入力ポートと同じポートであり、対向形態（図20～33）では第二のポートと同じポートである。したがって、SSCVCCの使用は、実質的な圧力損失を生じさせ得ず、コールドシリンダからホットシリンダへの圧縮された吸気チャージの効率的な移送を保証し得る。当業者はまた、図35のスプリットサイクルエンジンが、先行技術のスプリットサイクルエンジンがこうむり得るエネルギー損失（コールドシリンダとホットシリンダとの間の作動流体の移送による）なしで、旧来の四行程エンジンの熱力学サイクル（複合サイクル）を綿密に模倣することに注目するであろう。

【 0 1 6 2 】

図35の圧力プロファイルは例示目的のために提供されたものである。異なるシリンダサイズを使用する場合、これらの曲線が変化し得ることが留意されるべきである。たとえば、圧縮比よりも大きな膨張比を有するスプリットサイクルエンジンを実現するとき、曲線は異なり得、点3と点4との間の曲線下の面積が増大して、より高い効率を示す。

【 0 1 6 3 】

死容積の最小化は、スプリットサイクルエンジン全般で、とりわけSSCVCCを有するスプリットサイクルエンジンで、有益であり得る。一般的なスプリットサイクルエンジンには

10

20

30

40

50

、少なくとも三つの潜在的な死容積の事例があり、説明しやすくするため、本SSCVCCスプリットサイクルエンジン設計を例として使用する。三つの潜在的な死容積の事例は以下である。(1) 圧縮ピストン03がそのTDC位置にあるとき(図5)、チャンバB中に残る任意の容積が死容積とみなされる。理由は、それが、動力(燃焼)行程に参加するためにチャンバEおよびCに移送されないであろう圧縮された作動流体を保持するからである。(2) 動力ピストン04がそのTDC位置にあるとき(図3)、チャンバC中に残る任意の容積が死容積とみなされる。理由は、燃焼チャンバ構造16(構造116および216も参照)が燃焼チャンバポート16Aを介して膨張チャンバCと流体接続するとき、それが、チャンバEにおける作動流体の部分的圧縮解除を生じさせるからである(任意の仕事をさせることなく作動流体を圧縮解除することは効率を低下させる)。(3) 動力(燃焼)行程に参加することを阻止されている作動流体を保持するチャンバE内の容積の任意の部分が死容積とみなされる。理由は、この作動流体を燃焼させないことが効率を低下させるからである。この第三のタイプの死容積は、SSCVCCスプリットサイクルエンジンには比較的当てはまらず、チャンバBとチャンバCとの間に接続管を有し、その接続管が燃焼されない作動流体を保持する他のスプリットサイクルエンジンに比較的関連する。図1~33にその様々な態様において示されるようなスプールシャトルクロスオーバー弁および燃焼チャンバは、上記三つの死容積発生源すべてを減らす:(1) 圧縮ピストン03がそのTDC位置にあり(図5)、シリンダヘッドに最接近するとき、ほぼすべての作動流体が圧縮シリンダ01およびチャンバBからチャンバEに移送されている。さらに突出部22が任意の残る死容積をなくす。作動流体のほぼすべてがチャンバEに移送されて後続の動力(燃焼)行程に参加する;(2) 動力ピストン04がそのTDC位置にあり(図3)、そのシリンダヘッドに最接近するとき、燃焼チャンバ突出部23が、チャンバCに残る任意の死容積をなくす。したがって、スプールシャトル15および燃焼チャンバ構造16が膨張チャンバCに流体接続されたとき(図4および5)、チャンバCにおける作動流体の圧縮解除はほとんど起こらない。サイクルのこの段階での作動流体の圧縮解除の回避が効率低下を防ぐ;(3) 動力行程(図4~12)を通して、チャンバEはチャンバCと直接流体接続している。したがって、チャンバE内の作動流体すべてが燃焼(動力)行程に参加する。突出部22および23の使用が、それぞれチャンバBおよびCに残る任意の死容積をなくす方法の一例である。たとえば、外向きにカーブした輪郭をもって成形された二つのピストンヘッドを有することによって任意の残る死容積をなくす他の方法が当技術分野において公知である。

#### 【0164】

以下、図1~35を参照してSSCVCCの例示的態様を説明する。SSCVCCは、図1~15に関して上述した態様においてクロスオーバー弁および燃焼チャンバとして使用され得る。SSCVCCの使用は、図1~15に関して上述された態様に限定されず、たとえば他のタイプのスプリットサイクルエンジン、四行程エンジン、ロータリーエンジンおよびコンプレッサを含む他の用途に使用されてもよいことが理解されよう。SSCVCCの性質は、従来のポベット弁ならば、流れ要件を満たすために過度にアグレッシブなカム輪郭を要するであろう状況で特に好都合である。SSCVCCの性質は、それが、非常に高速の従来のポベット弁を使用する必要性に代わるため、好都合であり得る。任意の公知のスプリットサイクルエンジンは少なくとも一つのクロスオーバー弁を使用し、他のスプリットサイクルクロスオーバー弁カム輪郭動作要件は一般的なICエンジン弁よりも2~6倍厳しいため、任意のスプリットサイクルエンジンの一部としてのSSCVCCの使用は大きな価値を有する。

#### 【0165】

スプールコネクティングロッド20がスプールシャトル15をスプールクランクシャフト21に接続し、それが回転運動をスプールシャトル15の往復運動へと変換する。スプールシャトル15の速度(往復運動速度)は、圧縮行程の終点および動力行程の始点で最高である(図3~7)。ひとたびほぼすべての圧縮された作動流体がチャンバBからチャンバEに移送されたならば、チャンバEを速やかにチャンバBから分断し、往復運動させて、チャンバCと連結する間に燃焼および膨張を起こす必要があるため、この高い速度は有益である。対照的に、スプールシャトル15の速度は圧縮行程および動力行程の大部分中で最低である(圧

縮行程の場合、図12～15および1～2、動力行程の場合、図8～12)。この低いスプールシャトル速度は、圧縮行程中に圧縮された作動流体がチャンバBからチャンバEに移送されるのに十分な時間を提供し(図12～15および1～2)、また、燃焼する作動流体が、チャンバCと連結しているチャンバEから膨張するのに十分な時間を提供する(図8～12)ため、有益である。したがって、クランクシャフトコネクティングロッド運動方程式によって制御され得るスプールシャトル15の往復運動(一つの例示的態様において、クランクシャフト21およびコネクティングロッド20)は、スプリットサイクルエンジンにおける使用に好都合である。しかし、当技術分野に公知であるような他の作動機構、たとえばカムシャフトおよびカム機構、斜板機構(水圧ポンプおよびヘリコプターロータ角機構に利用されるような)、水圧および空気圧作動または電気作動および電子制御機構を使用して、スプールシャトル15の往復運動を伝えることもできる。そのような機構は、スプールシャトル15の往復運動に可変タイミングを加えることができる。

#### 【0166】

図1～18を参照すると、一つの態様にしたがって、スプールシャトル15の往復運動を使用して圧縮された作動流体を圧縮チャンバBから膨張チャンバCに移送する直列形態のスプリットサイクルエンジンが示されている。スプールシャトル15の往復運動はまた、吸気ポート11および排気ポート13を開閉し、それにより、入ってくる作動流体チャンバAと圧縮チャンバBとを連結し、分断し、膨張チャンバCと排気された作動流体チャンバDとを連結し、分断するためにも使用される。しかし、吸気および排気ポートを開閉するために、図19に示すように、当技術分野に公知であるような他の作動機構、たとえば当技術分野に公知の機構、たとえばカムシャフトによって動かされる吸気および排気ポペット弁を使用することもできる。当技術分野に公知であるような他の作動機構は、たとえば、吸気および排気ポートを開閉する第二のスプールシャトルであることもできる。直列形態のスプリットサイクルエンジンは、圧縮シリンダ01および動力シリンダ02の両方の上かつそれらに対して垂直に配置され得るスプールシリンダ14およびスプールシャトル15を、それらが圧縮シリンダ01および動力シリンダ02のヘッドと一部分だけと重なり(一部分だけを覆い)、他の作動機構が吸気および排気ポート、たとえば吸気および排気ポペット弁(たとえば図19)または第二のスプール(図示せず)を開閉するのに十分な余地(面)を残すようなやり方で有し得る。図20～34に示すような対向形態態様に対して同様な変更を加えることもできる。

#### 【0167】

例示的態様にしたがって、クロスオーバー弁は、専用弁チャンバ内の回転運動または直線運動と回転運動との組み合わせを含み得る。例示のための図1～34の用語を使用するならば、この回転運動は、圧縮行程中にはチャンバBをチャンバEに連結し、膨張(動力)行程中にチャンバEをチャンバCに連結するために使用され得る。回転機械要素をシールするように最適化されたスプールリングおよびスプールシリンダ固定(引き込み)リングならびに他のリングおよびシール機構はすべて、当技術分野に公知であるように、それらの耐久性を保証するために、必要に応じて潤滑され、冷却され得る。これらの態様において、エンジン中の専用弁チャンバは、図1～34を参照して上述した態様に使用され得るように、シリンダであってもよいし、またはシリンダでなくてもよい。回転運動は、圧縮行程にはチャンバBをチャンバEに連結し、膨張(動力)行程中にはチャンバEをチャンバCに連結するために、一つの方向への連続回転であってもよいし、または回転方向が右回りと左回りとの間で交互であってもよい。

#### 【0168】

図1～34を参照すると、例示的態様にしたがって、スプールシリンダ14、114および124ならびにスプールシャトル15、115および225ならびに任意のスプールリングおよびスプールシリンダ固定(引き込み)リングはすべて、当技術分野に公知であるように、それらの耐久性を保証するために、必要に応じて潤滑され、冷却され得る。加えて、図1～34に示すような様々な要素の形状および相対配置は例示的であり、たとえば、当技術分野に公知であるように、他のシールおよび潤滑要素を他のエンジン部品に加えることもできること



を理解しなければならない。

【0169】

例示的態様にしたがって、スプールシャトル15内に位置する燃焼チャンバ16は燃焼チャンバポート16Aを有する。燃焼チャンバ16は、燃焼チャンバ16の反対側（ポート16Aに対して180°）に面するさらなるポート（図1～15には示さず）を有し得る。この第二のポート（図示せず）の機能は、燃焼時にスプールシャトル15に対するサイドフォース（スプール15の往復運動に対して垂直）を最小限にすることである。燃焼チャンバ16は一つより多いそのようなさらなるポートを有し得る。スプールシリンダ14の選択された面が、そのようなポートを介して燃焼に暴露されるスプールシリンダ14の面の過熱を防ぐために、セラミックコーティングを有し得る。そのようなポートはチャンバBおよびCとは整列していない（燃焼チャンバポート16AはチャンバBおよびCと整列し得る）。これらのポートが、スプールシリンダ14上に位置する燃焼噴射装置ノズルと整列するとき燃料の送達を可能にするために（スプールシャトル15の往復運動中）、他のポートが燃焼チャンバ16に加えられてもよい。

10

【0170】

例示的態様にしたがって、スプールシャトル15は、スプールシャトル15の両側に、その往復運動と整列する二つ以上のリニアベアリング（図示せず）を有し得る。

【0171】

上記態様はギヤに関して説明されているが、圧縮ピストンの動きと燃焼ピストンの動きとを同期化させるために、他の回転エネルギー接続要素、たとえばベルト、コネクティングロッドおよびチェーンを使用することもできる。

20

【0172】

いくつかの例示的態様において、エンジン性能データを収集し、処理して、本明細書に記載されるSSCVCCの性能をさらに最適化し得る。より具体的には、さらなる機械的要素または電磁要素を使用して、すべてのエンジン弁の可変弁タイミングを含む、SSCVCC動作タイミングおよび開状態と閉状態との間の遷移のすべて（または一部）を微調整し得る。これらの要素は、当技術分野において公知であるように、エンジン制御システム（図示せず）に従属させることもできる。

【0173】

いくつかの例示的態様において、SSCVCCは、SSCVCCの両側から作用する二つのドライブシャフトまたはカムシャフトによって動かされ得る。第一のドライブシャフトがSSCVCCを引くサイクル中の時点で、第二のドライブシャフトがSSCVCCを押す。いくつかの例示的態様において、そのようなカムシャフトを二つ有することが、SSCVCCに作用する力を均衡させる。

30

【0174】

本明細書の中で図1～34に記載される態様において、点火プラグがエンジン圧縮シリンダヘッド上、膨張シリンダヘッド上、圧縮および膨張の両シリンダヘッド上（2点火プラグユニット）、スプールシリンダ14、114および214上またはスプールシャトル15、115および215中に位置し得る。一例として、図1～15を参照すると、ただし図16～34にも当てはまるが、点火プラグがスプールシリンダ14上に位置するならば、燃焼チャンバ構造16は、放電（火花発生）時に点火プラグと整列するであろうポートを有し得る。このようにして、火花はこのポートを通してチャンバEに浸透し、燃焼チャンバE内の圧縮された作動流体の燃焼を開始させることもできる。点火プラグがスプールシャトル15上に位置するならば、高電圧をスプールシリンダ14からスプールシャトル15上の点火プラグに送るための装置が使用されてもよい（一般的なICエンジン火花分配器による点火プラグへの高電圧供給と同様に、スプールシリンダ14内の高電圧端子の位置が火花発生タイミングを決定する）。点火プラグを圧縮シリンダヘッド中に位置させることは、点火タイミングをさらに進めることを可能にし、それは、高速エンジン回転中に有益であり得る。点火プラグを膨張シリンダヘッド中に位置させることは、燃料がすべてSSCVCC中で燃焼するわけではないとき、燃焼の継続を保証し得る。点火プラグをスプールシリンダ14内に位置させることは、SSCV

40

50

CC中で燃焼を開始させ得る。一つまたは複数のプラグを一つまたは複数の位置に配置することは、上記利点のいずれかを提供し得、より多くの選択肢を運転者に与える。

【0175】

図36は、例示的態様にしたがって燃焼エンジンを運転する方法300を示す。方法300は、第一のシリンダ中で作動流体を圧縮する工程と、作動流体を弁内部チャンバに移送する工程と、作動流体を第二のシリンダに移送する工程とを含む。いくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、吸気行程および圧縮行程を実行するが排気行程を実行しない第一のピストンを収容する。いくつかの例示的態様において、第二のシリンダは、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない（第二のピストン）を収容する。

【0176】

いくつかの例示的態様において、作動流体を弁内部チャンバに移送する工程は、圧縮された作動流体を第一のシリンダから内部チャンバに移送する工程を含む。弁はエンジンの弁チャンバ中に収容される。弁および内部チャンバは、エンジンの弁チャンバ内で第一および第二のシリンダに対して動く。

【0177】

いくつかの例示的態様において、弁および内部チャンバは、弁チャンバ内で第一および第二のシリンダに対して直線的かつ往復運動的に動く。いくつかの例示的態様において、弁は、内部チャンバを第一および第二のシリンダに同時に流体連結するポートを有する。

【0178】

いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、弁の運動中、内部チャンバと第二のシリンダとを流体連結することなく、第一のシリンダと内部チャンバとを流体連結する工程を含む。

【0179】

方法300のいくつかの例示的態様において、弁および内部チャンバは、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するときのクランクシャフト角30°内で最大速度および最小加速度を有する。

【0180】

方法300のいくつかの例示的態様において、内部チャンバが第一および第二のシリンダに同時に流体連結するとき、弁および内部チャンバは最大速度および最小加速度を有する。

【0181】

方法300のいくつかの例示的態様において、第一のシリンダは吸気ポートを有し、方法300は、吸気ポートを通して混合気を受け取る工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、弁の表面によって吸気ポートを閉じる工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、ポペット弁によって吸気ポートを閉じる工程を含む。

【0182】

方法300のいくつかの例示的態様において、第二のシリンダは排気ポートを有し、方法300は、排気ポートを通して既燃ガスを放出する工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、弁の表面によって排気ポートを閉じる工程を含む。いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、ポペット弁によって排気ポートを閉じる工程を含む。

【0183】

いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、点火プラグによって燃焼を開始させる工程を含む。方法300のいくつかの例示的態様において、点火プラグは弁上に配置され、方法300は、点火プラグによって内部チャンバ内に火花を発生させる工程を含む。方法300のいくつかの例示的態様において、点火プラグは弁チャンバ中に配置され、弁は、内部チャンバ内で燃焼を開始させるために点火プラグと整列する燃焼ポートを備える。

【0184】

いくつかの例示的態様において、方法300はさらに、流体を圧縮することによって燃焼

10

20

30

40

50

を開始させる工程を含む。

【0185】

方法300のいくつかの例示的態様において、第二のピストンがその上死点に到達する前に第一のピストンがその上死点に到達する。方法300のいくつかの例示的態様において、第一のピストンがその上死点に到達する前に第二のピストンがその上死点に到達する。方法300のいくつかの例示的態様において、第一および第二のピストンは同時並行的にそれぞれの上死点に到達する。

【0186】

方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンは弁と弁チャンバとの間にシールリングを含む。方法300のいくつかのさらなる態様において、シールリングは弁チャンバに対して動かない。方法300のいくつかのさらなる態様において、シールリングは弁チャンバに対して動く。方法300のいくつかのさらなる態様において、シールリングは、弁チャンバに対して動かない第一のシールリングと、弁チャンバに対して動く第二のシールリングとを含む。

【0187】

方法300のいくつかの例示的態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも大きい。方法300のいくつかのさらなる態様において、第一のピストンがその下死点にあるときの第一のシリンダの内容積は、第二のピストンがその下死点にあるときの第二のシリンダの内容積よりも小さい。

【0188】

方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第一および第二のクランクシャフトに連結され、かつ第一および第二のクランクシャフトの間で運動を変換するように構成されており、第一および第二のクランクシャフトにそれぞれ連結された第一および第二の端部を有するクランクシャフトコネクティングロッドを備える、クランクシャフト接続機構とを備える。

【0189】

方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一および第二のピストンに連結された一つのクランクシャフトを備える。

【0190】

方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンは、第一のピストンに連結された第一のクランクシャフトと；第一のクランクシャフトに連結された第一の歯車と；第二のピストンに連結された第二のクランクシャフトと；第二のクランクシャフトに連結された第二の歯車と；第一および第二の歯車に連結され、かつ第一および第二の歯車の間で運動を変換するように構成された第三の歯車とを備える。

【0191】

方法300のいくつかの例示的態様において、内部チャンバ、圧縮チャンバ、および膨張チャンバは、デッドスペースを最小限にするように寸法決定されている。

【0192】

方法300のいくつかの例示的態様において、上死点における第一のシリンダの内容積は下死点における第一のシリンダの内容積の1/50未満である。方法300のいくつかの例示的態様において、上死点における第二のシリンダの内容積は下死点における第二のシリンダの内容積の1/50未満である。

【0193】

方法300のいくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは、直列形態、対向形態、およびV字形態から選択される形態に配設されている。

【0194】

方法300のいくつかの例示的態様において、弁はスプール弁である。

【0195】

方法300のいくつかの例示的態様において、第一および第二のシリンダは互いから断熱されており、方法300は、第一のシリンダを第二のシリンダよりも低い温度に維持する工程を含む。

【0196】

方法300のいくつかの例示的態様において、第一のシリンダは、第一のシリンダの外面に位置する複数の空冷リブと、そのハウジング内の複数の液冷通路とを備える。方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンはさらに、空冷リブおよび液冷通路内に冷却液を含み、方法300は、冷却液の温度を機械的または電子的に制御する工程を含む。

【0197】

方法300のいくつかの例示的態様において、第二のシリンダは、第二のシリンダをさらに加熱するために、第二のピストンによって放出された排気ガスによって提供された熱を利用するための複数の排気加熱通路を備え、かつ、第二のシリンダからの熱エネルギーの漏れを減らすために周囲環境から断熱されている。

【0198】

方法300のいくつかの例示的態様において、エンジンは、膨張行程および排気行程を実行するが吸気行程を実行しない第三のピストンを収容する第三のシリンダを備え、内部チャンバは、第一、第二、および第三のシリンダに選択的に流体連結し、かつ弁および内部チャンバは、第三のシリンダに対して動く。

【0199】

本明細書におけるいくつかの例示的態様は、一つのポートしか有さないSSCVCCを記載するが、二つ以上の開口が使用されてもよいことが留意されるべきである。いくつかの例示的態様において、さらなる開口は、圧縮チャンバから膨張チャンバへの圧縮された作動流体の移送に参与し得る。いくつかの例示的態様において、さらなる開口は、点火プラグのためのアクセスポートを提供し得る。

【0200】

本明細書におけるいくつかの例示的態様は、対向（180°）または直列形態（90°）のエンジンを記載するが、他の態様は、他のオフセット角、たとえば90~180°のオフセット角のV字形態のエンジンを含み得る。

【0201】

本明細書におけるいくつかの例示的態様は、一つの圧縮シリンダに対して一つの膨張シリンダを記載するが、他の態様は、各圧縮シリンダに対して複数の膨張シリンダを、たとえば2:1または3:1の比で含み得ることが留意されるべきである。圧縮シリンダに対する複数の膨張シリンダは、内容が全体として本明細書に組み入れられる米国特許出願第14/362,101号に記載されている。

【0202】

本明細書の中で使用される「デッドスペース」（または「死容積」もしくは「隙間容積」）は、スプリットサイクルエンジン中、燃焼に参与しない圧縮された作動流体を保持する、圧縮チャンバもしくは燃焼チャンバまたは圧縮チャンバと燃焼チャンバと間の区域を指すものと理解することができる。そのようなデッドスペースは、移送弁もしくは接続管または流体が移送され、燃やされることを防ぐ他の構造であることができる。そのような構造を記載するために他の用語を使用することもできる。デッドスペースの具体例が本開示を通して説明されているが、必ずしもそのような例に限定されなくてもよい。

【0203】

本明細書の中で使用される「流体」は、液体状態および気体状態の両方を含むものと理解することができる。

【0204】

本明細書の中で使用される「クランクシャフト（角）度」とは、クランクシャフト一回転の一部分を指すものと理解することができる（全一回転は360°に等しい）。

【0205】

図面におけるフォントの任意の変化は偶発的であり、区別または強調を表すことを意図

10

20

30

40

50

したものではない。

【0206】

本発明はその態様と関連して添付図面を参照しながら十分に説明されたが、様々な変更および修飾が当業者には明らかになることが留意されるべきである。そのような変更および修飾は、特許請求の範囲に含まれるものと理解されなければならない。本発明の様々な態様は、例としてのみ提示されたものであり、限定として提示されたものではないことが理解されるべきである。同様に、様々な図面は本発明の例示的な構造的または他の形態を示し得、それは、本発明に含まれることができる特徴および機能の理解を支援するために実施される。本発明は、図示される例示的構成または形態に限定されず、多様な代替構成および形態を使用して実現することができる。加えて、本発明は、様々な例示的態様および具現化に関して先に説明されているが、個々の態様の一つまたは複数に記載された様々な特徴および機能が、それらが記載される特定の態様への適用に限定されないということが理解されるべきである。それどころか、本発明の他の態様の一つまたは複数に単独で、またはいくつかの組み合わせで適用されることができる（そのような態様が記載されているかどうか、また、そのような特徴が記載された様態の一部として提示されているかどうかにかかわらず）。したがって、本発明の範囲は、上記例示的態様のいずれかによって限定されるべきではない。

10

【0207】

明確にするために、上記記載は、様々な機能ユニットおよびプロセッサを参照しながら本発明の態様を説明したということが理解されよう。しかし、本発明を損なうことなく様々な機能ユニット、プロセッサまたはドメインの間での任意の適当な機能分散を使用し得るということが明らかであろう。たとえば、別々のプロセッサまたはコントローラによって実行されるように示された機能が同じプロセッサまたはコントローラによって実行されてもよい。したがって、特定の機能ユニットの参照は、厳密な論理的または物理的構造または構成を示すよりはむしろ、記載された機能を提供するための適当な手段の単なる参照として見られなければならない。

20

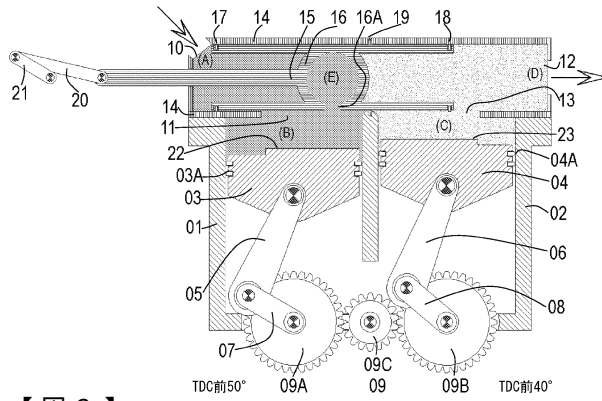
【0208】

本文献に使用される用語および語句およびそれらの変化形は、そうではないことが明示的に述べられない限り、限定的ではなく、開放的であると解釈されるべきである。前記の例として、用語「含む」とは、「限定せずに含む」などを意味するものと読まれるべきであり、用語「例」は、説明される項目の事例を提供するために使用され、網羅的ではなく、そのリストを限定するものではなく、「従来の」、「旧来の」、「通常の」、「標準の」、「公知の」のような形容詞および同様な意味の語は、記載された項目を所与の期間または所与の時点で利用可能であった項目に限定するものと解釈されるべきではない。それどころか、これらの語は、今または将来の任意の時点で公知である、利用可能であり得る従来の、旧来の、通常の、または標準の技術を包含するものと読まれるべきである。同様に、接続詞「および」で連結された項目の群は、それらの項目のそれぞれがその群中に存在することを要するものと読まれるべきではなく、むしろ、断りない限り、「および／または」と読まれるべきである。同様に、接続詞「または」で連結された項目の群は、その群の中で互いからの排他性を要するものと読まれるべきではなく、むしろ、そうではないことが明示的に述べられない限り、「および／または」と読まれるべきである。さらには、本発明の項目、要素または部品は、単数形で記載され、特許請求され得るが、単数への限定が明示的に述べられない限り、複数がその範囲に含まれるものと考えられる。いくつかの事例における「一つまたは複数の」、「少なくとも」、「限定されない」などの、範囲を拡大する語句の存在は、そのような範囲拡大語句が存在し得ない場合、より狭い場合が意図される、または求められることを意味するものと読まれてはならない。

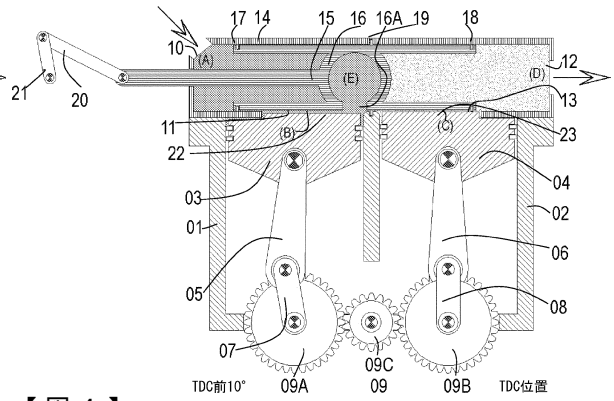
30

40

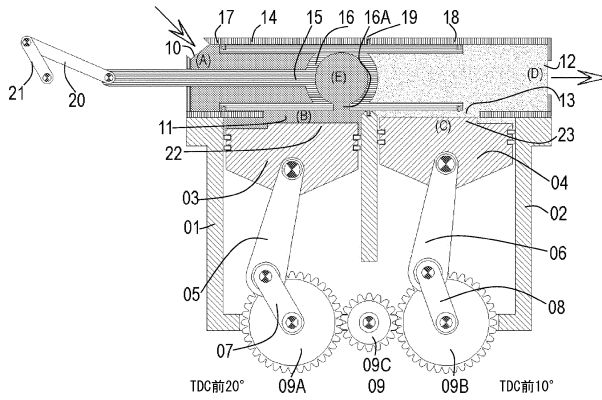
【図 1】



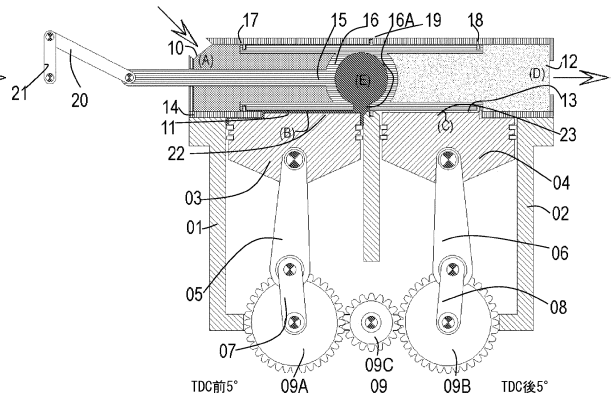
【図 3】



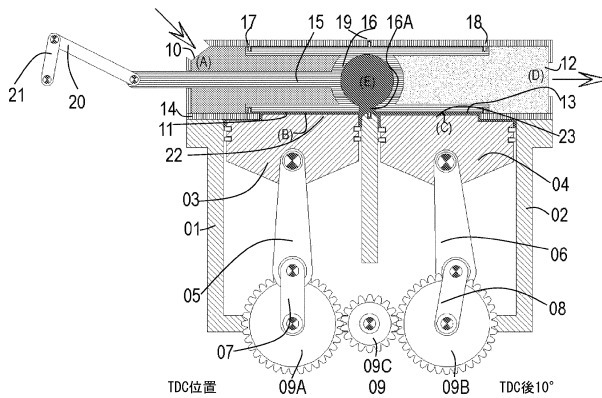
【図 2】



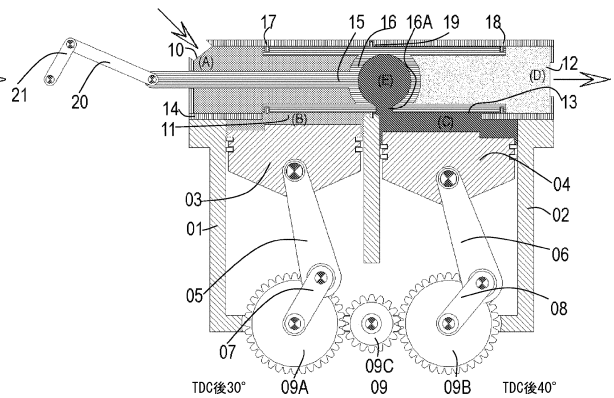
【図 4】



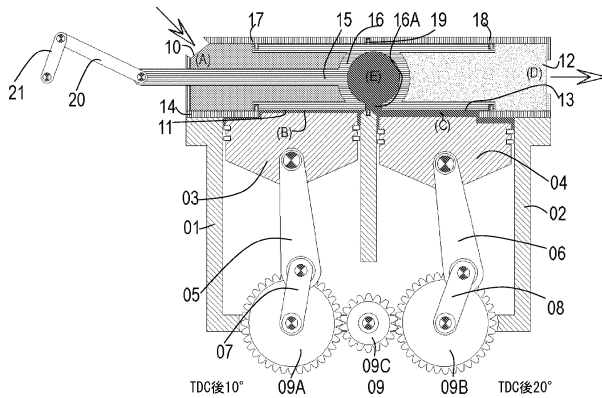
【図 5】



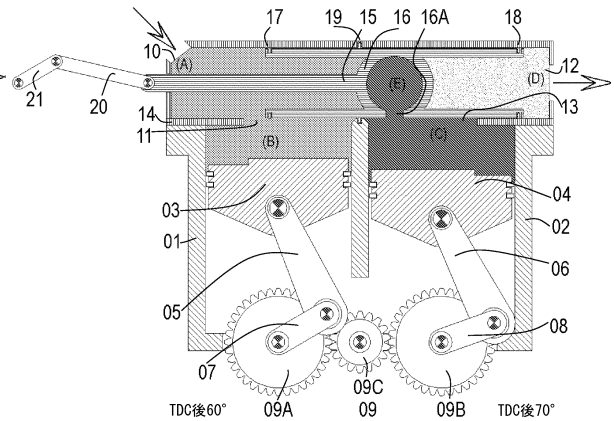
【図 7】



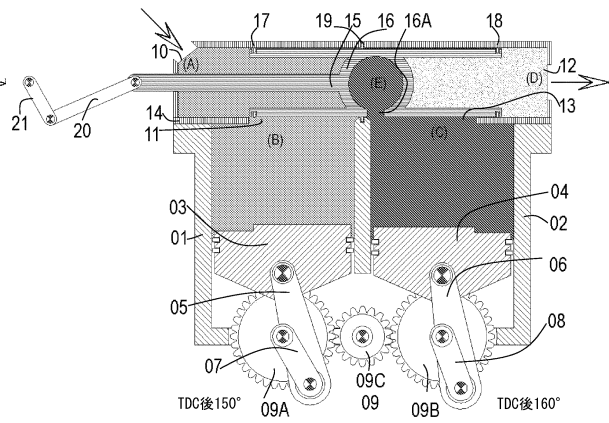
【図 6】



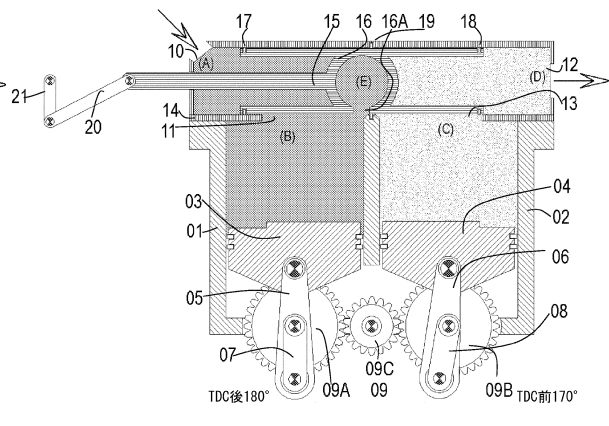
【図 8】



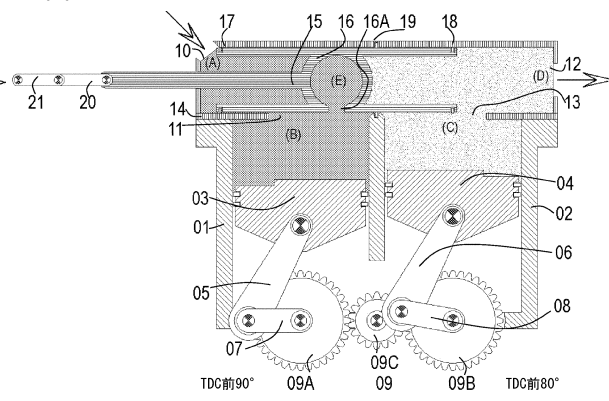
【 図 1 1 】



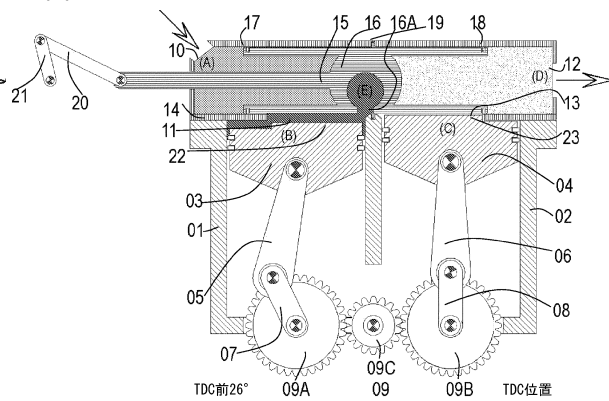
【 図 1 2 】



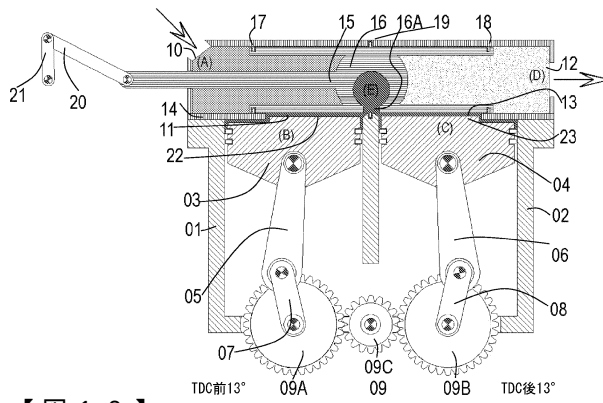
【 図 1 5 】



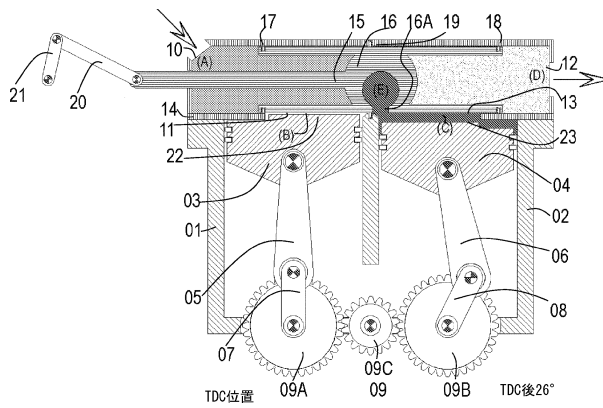
【 図 1 6 】



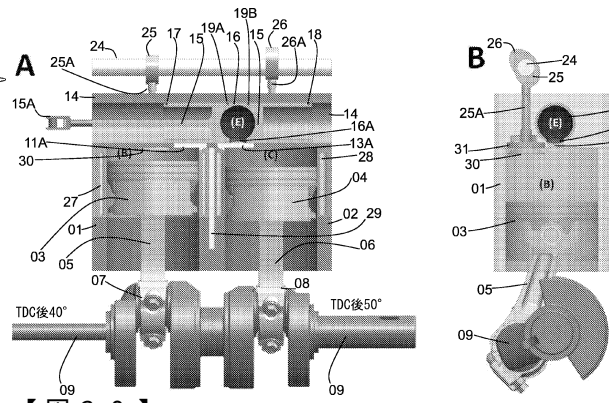
【図17】



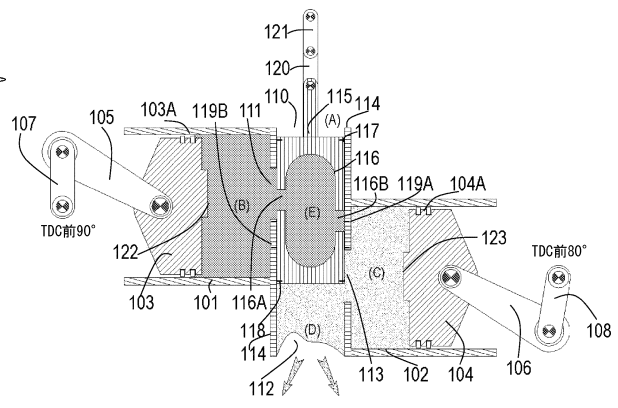
【図18】



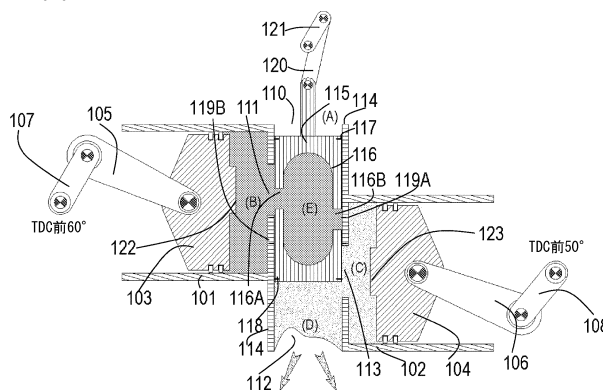
【図19】



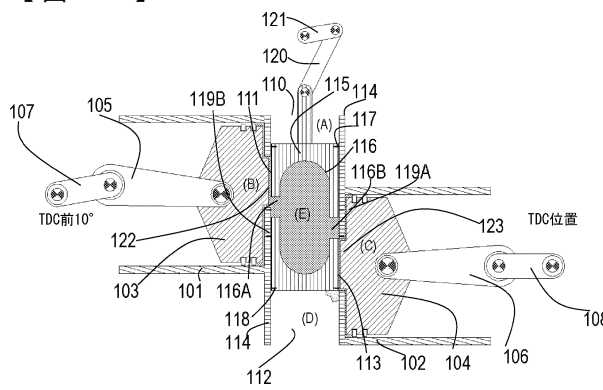
【図20】



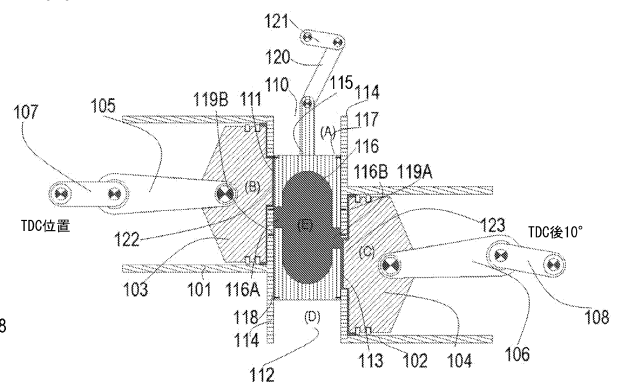
【図21】



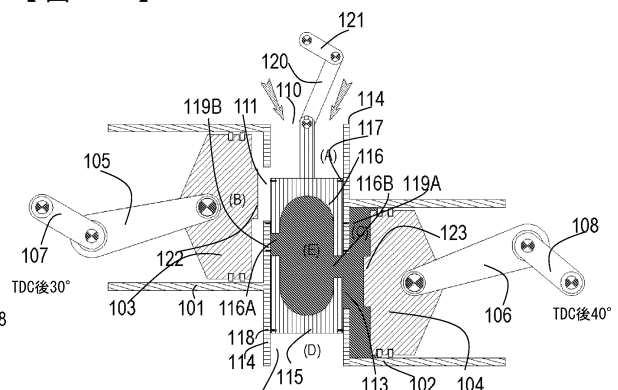
【図22】



【図23】

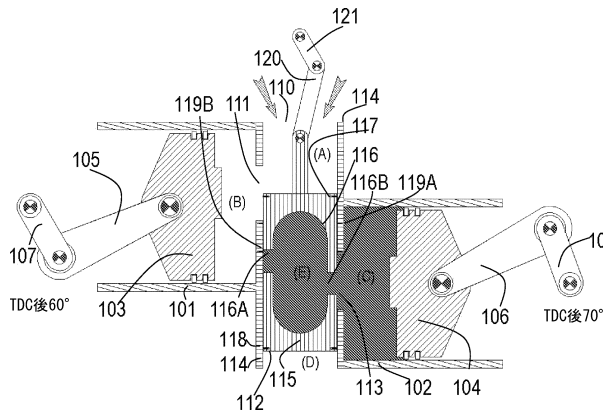


【図24】

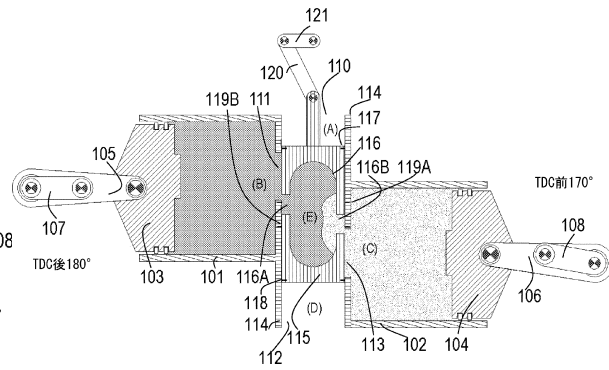




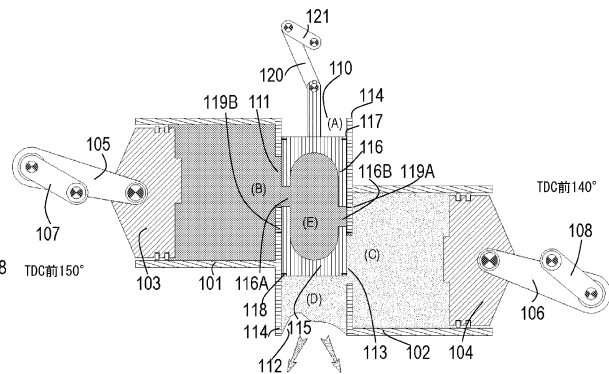
【図 25】



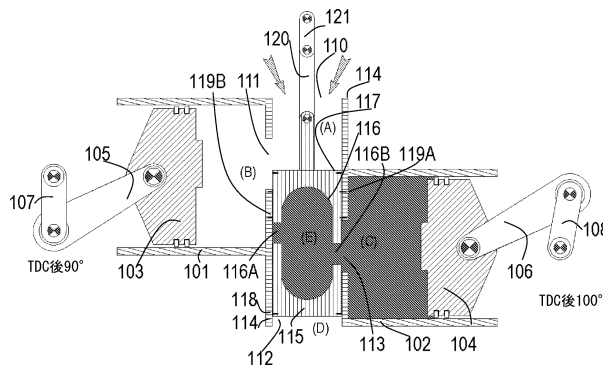
【図 27】



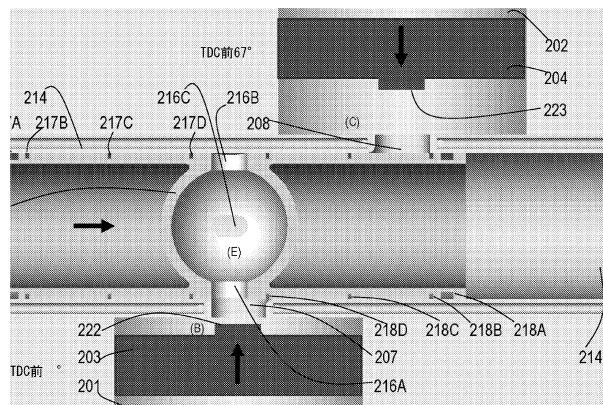
【図 28】



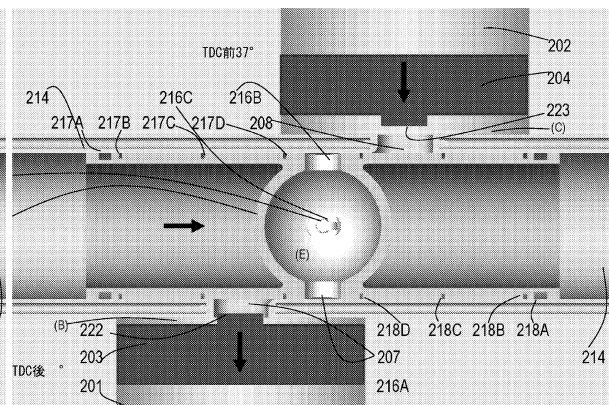
【図 26】



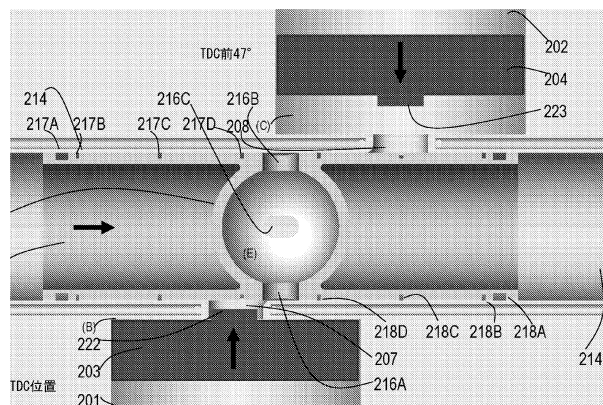
【図 29】



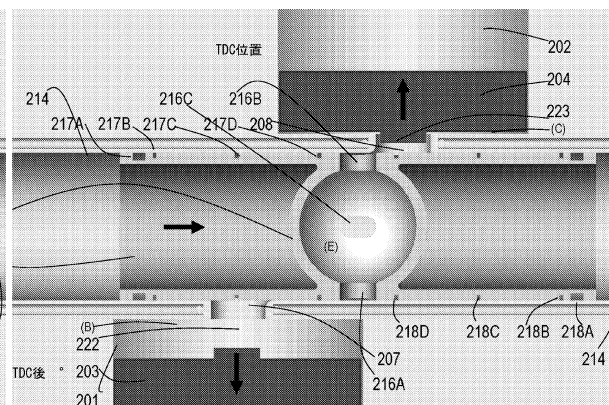
【図 31】



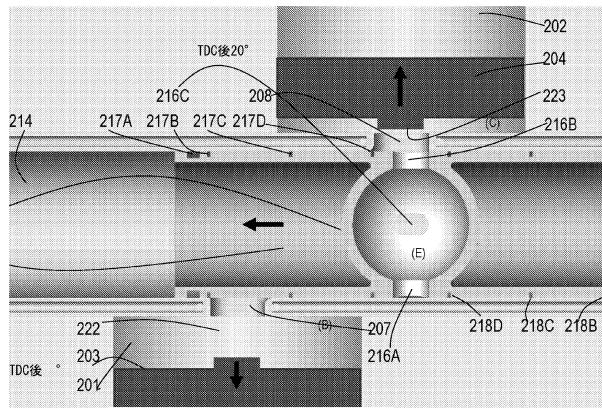
【図 30】



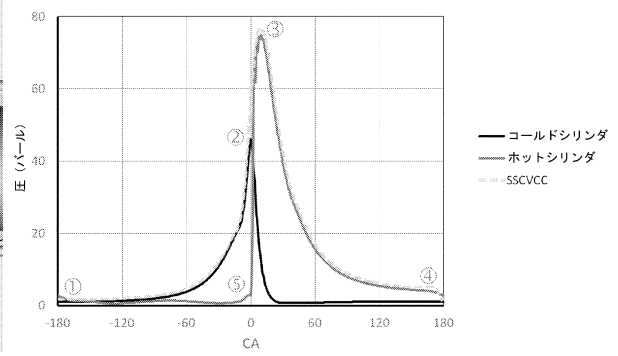
【図 32】



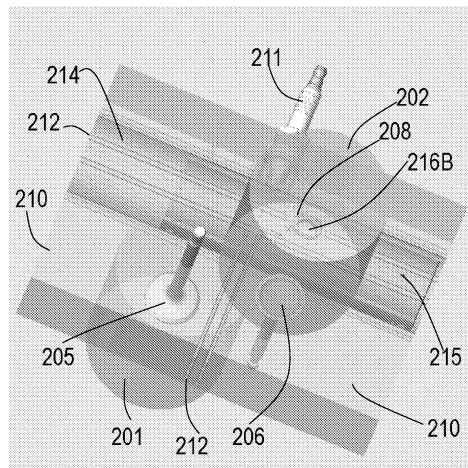
【 図 3 3 】



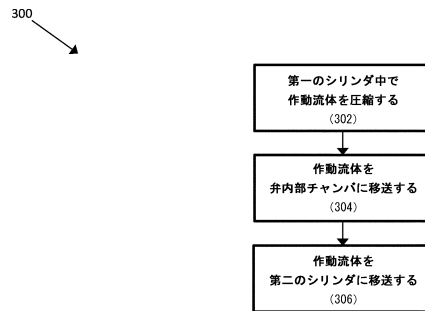
【 図 3 5 】



【 図 3 4 】



【 図 3 6 】



## フロントページの続き

- (74)代理人 100148699  
弁理士 佐藤 利光
- (74)代理人 100128048  
弁理士 新見 浩一
- (74)代理人 100129506  
弁理士 小林 智彦
- (74)代理人 100205707  
弁理士 小寺 秀紀
- (74)代理人 100114340  
弁理士 大関 雅人
- (74)代理人 100114889  
弁理士 五十嵐 義弘
- (74)代理人 100121072  
弁理士 川本 和弥
- (72)発明者 ツアー ベンジャミン ヒューゴ  
アメリカ合衆国 カリフォルニア州 サンディエゴ ライデル コート 6340
- (72)発明者 ツアー オデッド  
アメリカ合衆国 カリフォルニア州 サンディエゴ ライデル コート 6340
- (72)発明者 ツアー ギラッド  
アメリカ合衆国 カリフォルニア州 サンディエゴ ライデル コート 6340
- (72)発明者 シヴァン エフド  
イスラエル国 レハヴィム ロテム 4 ストリート
- (72)発明者 ウォール マイケル エイチ.  
アメリカ合衆国 カリフォルニア州 ボニータ ヤー ウェイ 3635

審査官 小林 勝広

- (56)参考文献 特表2011-506833(JP,A)  
特表2004-536252(JP,A)  
特開2012-180835(JP,A)  
国際公開第2012/044723(WO,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F02B 33/06-33/22、75/18