

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5588564号  
(P5588564)

(45) 発行日 平成26年9月10日(2014.9.10)

(24) 登録日 平成26年8月1日(2014.8.1)

(51) Int.Cl.

FO2B 75/32 (2006.01)

F 1

FO2B 75/32

A

請求項の数 20 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2013-523133 (P2013-523133)
(86) (22) 出願日	平成22年8月5日(2010.8.5)
(65) 公表番号	特表2013-532800 (P2013-532800A)
(43) 公表日	平成25年8月19日(2013.8.19)
(86) 國際出願番号	PCT/US2010/044583
(87) 國際公開番号	W02012/018340
(87) 國際公開日	平成24年2月9日(2012.2.9)
審査請求日	平成25年7月31日(2013.7.31)
(31) 優先権主張番号	12/851,188
(32) 優先日	平成22年8月5日(2010.8.5)
(33) 優先権主張国	米国(US)

(73) 特許権者	513027950 ダルケ, アーサー, イー. アメリカ合衆国 オ克拉ホマ州 7414 6, タルサ, イースト 36th ストリ ート 11814
(74) 代理人	110000659 特許業務法人広江アソシエイツ特許事務所
(72) 発明者	ダルケ, アーサー, イー. アメリカ合衆国 オ克拉ホマ州 7414 6, タルサ, イースト 36th ストリ ート 11814

審査官 濱戸 康平

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】デュアルクランク軸内燃機関

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

デュアルクランク軸内燃機関であって、

相互に間隔をおいて配置され、平行な回転軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸であって、前記クランク軸の前記回転軸を中心にした回転のための平歯車をそれぞれ有し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の前記平歯車が同一径および同数個の歯を有することによって、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸を同一速度で同方向または逆方向に回転させる第1のクランク軸および第2のクランク軸と、

前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の中間に配置され、前記第1のクランク軸の前記平歯車および前記第2のクランク軸の前記平歯車と係合する少なくとも1つの連結歯車と、

上端にヘッドを有し、下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、

前記シリンダ内の少なくとも1つのピストンであって、上死点位置と下死点位置との間で前記シリンダ内を周期的に往復運動し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸が前記ピストンから縦方向に偏位しているピストンと、

接続ロッドピンを介して第1のピストンロッドおよび第2のピストンロッドに枢動可能に装着される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドであって、前記第1のピストンロッドおよび前記第2のピストンロッドがピストンピンを介して前記ピストンに接続され、前記第1のピストンロッドおよび前記第2のピストンロッドが前記第1のクランク軸およ

10

20

び前記第2のクランク軸の間で等距離をおいて配置される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドと、を備え、

前記第2のクランク軸は前記第1のクランク軸に対して遅れて回転し、

前記第1のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置前7.5°のドエルアングルを有し、

前記第2のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置後7.5°のドエルアングルを有している、

デュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項2】**

前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸が同方向に回転する、請求項1に記載のデュアルクランク軸内燃機関。 10

**【請求項3】**

前記第1のクランク軸の前記平歯車が時計回りに回転する、請求項2に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項4】**

吸気弁が110°で閉鎖されて10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせる、請求項2に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項5】**

吸気弁が180°で閉鎖されて前記デュアルクランク軸内燃機関に過給効果を提供する、請求項2に記載のデュアルクランク軸内燃機関。 20

**【請求項6】**

前記連結歯車は動力伝達のために前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の中間に配置される出力軸および動力軸をさらに備え、前記出力軸および前記動力軸は共に歯車結合されかつ前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸と歯車結合され、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の回転運動が前記出力軸および前記動力軸に伝達される、請求項1に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項7】**

前記出力軸および前記動力軸がずらして配置され、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸が逆方向に逆回転する、請求項6に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項8】**

前記第1のクランク軸の前記平歯車が反時計回りに回転する、請求項7に記載のデュアルクランク軸内燃機関。 30

**【請求項9】**

前記デュアルクランク軸内燃機関の動力行程が215°である、請求項7に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項10】**

吸気弁が215°で閉鎖されて、前記デュアルクランク軸内燃機関に過給効果を提供する、請求項9のデュアルクランク軸内燃機関。

**【請求項11】**

吸気弁が140°で閉鎖されて10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせる、請求項7のデュアルクランク軸内燃機関。 40

**【請求項12】**

デュアル単方向回転クランク軸内燃機関であって、

相互に間隔をおいて配置され、平行な回転軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸であって、前記クランク軸の前記回転軸を中心とした回転のための平歯車をそれぞれ有し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の前記平歯車が同一径および同数個の歯を有することによって、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸を同一速度で同方向に回転させる第1のクランク軸および第2のクランク軸と、

前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の中間に配置され、前記第1のクランク軸の前記平歯車および前記第2のクランク軸の前記平歯車と係合する奇数個の連結歯 50

車と、

上端にヘッドを、下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、

前記シリンダ内の少なくとも1つのピストンであって、上死点位置と下死点位置との間で前記シリンダ内を周期的に往復し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸が前記ピストンから縦方向に偏位するピストンと、

接続ロッドピンを介してピストンロッドに枢動可能に装着される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドであって、前記ピストンロッドがピストンピンを介して前記ピストンに接続され、前記ピストンロッドが前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸との間に等距離を有して配置される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドと、を備え、

前記第1のクランク軸は前記第2のクランク軸に対して、または前記第2のクランク軸は前記第1のクランク軸に対して、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の両方が前記上死点位置を通過して回転するまで $10^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 遅れて回転し、

前記第1のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置 $前5^{\circ} \sim 10^{\circ}$ のドエルアングルを有し、

前記第2のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置 $後5^{\circ} \sim 10^{\circ}$ のドエルアングルを有している、

デュアル単方向回転クランク軸内燃機関。

#### 【請求項13】

前記第1のクランク軸の前記平歯車が時計回りに回転する、請求項12に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

#### 【請求項14】

吸気弁が $110^{\circ}$ で閉鎖されて10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせる、請求項12に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

#### 【請求項15】

前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の回転遅延が $15^{\circ}$ である、請求項12に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

#### 【請求項16】

デュアル逆回転クランク軸内燃機関であって、

相互に間隔を有して配置され、平行な回転軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸であって、前記クランク軸の前記回転軸を中心にした回転のための平歯車をそれぞれ有し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の前記平歯車が同一径および同数個の歯を有することによって、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸を同一速度で逆方向に回転させる第1のクランク軸および第2のクランク軸と、

前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の中間に配置され、前記第1のクランク軸の前記平歯車および前記第2のクランク軸の前記平歯車と係合し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の中間に output 軸および動力軸を備える偶数個の連結歯車であって、前記出力軸および前記動力軸が共に歯車結合されかつ前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸と歯車結合され、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の回転運動が前記出力軸および前記動力軸に伝達される連結歯車と、

上端にヘッドを、下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、

前記シリンダ内の少なくとも1つのピストンであって、上死点位置と下死点位置との間で前記シリンダ内を周期的に往復し、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸が前記ピストンから縦方向に偏位するピストンと、

接続ロッドピンを介してピストンロッドに枢動可能に装着される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドであって、前記ピストンロッドがピストンピンを介して前記ピストンに接続され、前記ピストンロッドが前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の間に等距離を有して配置される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドと、を備え、

前記デュアルクランク軸内燃機関の動力行程が $215^{\circ}$ であり、

前記第1のクランク軸は前記第2のクランク軸に対して、または前記第2のクランク軸は前記第1のクランク軸に対して、前記第1のクランク軸および前記第2のクランク軸の

10

20

30

40

50

両方が前記上死点位置を通過して回転するまで  $10^{\circ} \sim 20^{\circ}$  遅れて回転し、

前記第1のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置  $前 5^{\circ} \sim 10^{\circ}$  のドエルアングルを有し、

前記第2のクランク軸は前記ピストンの前記上死点位置  $後 5^{\circ} \sim 10^{\circ}$  のドエルアングルを有している、

デュアル逆回転クランク軸内燃機関。

#### 【請求項17】

前記出力軸および前記動力軸がずらして配置され、前記第1のクランク軸の前記平歯車が反時計回りに回転する、請求項16に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

#### 【請求項18】

吸気弁が  $140^{\circ}$  で閉鎖されて 10 対 1 の圧縮比を維持し、少なくとも 15 対 1 の膨張比を生じさせる、請求項16に記載のデュアルクランク軸内燃機関。

#### 【請求項19】

前記第1のクランク軸の前記ドエルアングルは前記ピストンの前記上死点  $前 7.5^{\circ}$  であり、

前記第2のクランク軸の前記ドエルアングルは前記ピストンの前記上死点  $後 7.5^{\circ}$  である、

請求項12に記載のデュアル単方向回転クランク軸内燃機関。

#### 【請求項20】

前記第1のクランク軸の前記ドエルアングルは前記ピストンの前記上死点  $前 7.5^{\circ}$  であり、

前記第2のクランク軸の前記ドエルアングルは前記ピストンの前記上死点  $後 7.5^{\circ}$  である、

請求項16に記載のデュアル逆回転クランク軸内燃機関。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【技術分野】

##### 【0001】

##### 【関連出願の相互参照】

本出願は 2009 年 8 月 7 日に提出された米国仮出願第 61/232,165 号に優先権を主張し、参照により同出願を本明細書に組み込む。

##### 【0002】

本発明は、一般にデュアルクランク軸内燃機関、特に、内燃機関において回転トルクおよび / または動力継続時間を増大させる 2 つの回転相殺クランク軸を利用するデュアルクランク軸内燃機関に関する。

##### 【背景技術】

##### 【0003】

従来の内燃機関では、各ピストンが、ピストンの中心に配置されるリストピンとクランク軸ピンとの間で延在する単独の接続ロッドを通じて单クランク軸を駆動する。この構成は単純で、軽量で、高度に進歩し続けてきた。しかしながら、この構成は、ピストンにバランス、ノイズ、および望ましくない摩擦を引き起こす側壁スラストの問題が有する。消費者は今なお、より滑らかで、効率的で、静かなエンジンを求めている。自動車メーカーは、主に回転バランス軸の形状でエンジンバランスの補助を実行してきた。バランス軸はバランスを向上させるが、耐久性の問題、コスト上昇、複雑性、重量、およびエンジン効率の低下などを引き起こす装置であり、偏心ピストンカ、ノイズ、サイドスラストなどの問題は残ったままである。

##### 【発明の概要】

##### 【発明が解決しようとする課題】

##### 【0004】

したがって、エンジンの回転トルクおよび動力継続時間を増大させるデュアルクランク軸内燃機関を提供することが望ましい。

10

20

30

40

50

**【 0 0 0 5 】**

さらに、燃料効率を向上させるデュアルクランク軸内燃機関を提供することが望ましい。

**【 0 0 0 6 】**

さらに、縦方向にピストンから偏位し、エンジンにおける動力行程およびトルクを増大させる2つのクランク軸を利用するデュアルクランク軸内燃機関を提供することが望ましい。

**【 0 0 0 7 】**

さらに、動力行程を、従来のエンジンにおけるクランク軸回転180度(180°)から対応するクランク軸回転215度(215°)まで増大させるデュアルクランク軸内燃機関を提供することが望ましい。 10

**【 0 0 0 8 】**

さらに、デュアルクランク軸内燃機関において接続ロッドがクランク軸に装着される角度が、回転トルクを増大させるのに供するデュアルクランク軸内燃機関を提供することが望ましい。

**【課題を解決するための手段】****【 0 0 0 9 】**

概して、第1の態様では、本発明は、相互に間隔をおいて配置され、平行な回転軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸を有するデュアルクランク軸内燃機関に関する。第1のクランク軸および第2のクランク軸はそれぞれ、クランク軸の回転軸を中心に回転する平歯車を有する。第1のクランク軸および第2のクランク軸の平歯車は同一径および同数個の歯を有するため、第1のクランク軸および第2のクランク軸は同一速度で同方向または逆方向に回転する。デュアルクランク軸内燃機関は、第1のクランク軸および第2のクランク軸の中間に配置される少なくとも1つの連結歯車も有する。連結歯車は第1のクランク軸の平歯車および第2のクランク軸の平歯車と係合する。デュアルクランク軸内燃機関は、上端にヘッドを有し下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、シリンダ内の少なくとも1つのピストンとをさらに有する。ピストンは上死点位置と下死点位置の間でシリンダ内を周期的に往復する。第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドは接続ロッドピンを介して第1のピストンロッドおよび第2のピストンロッドに枢動可能に装着され、第1のピストンロッドおよび第2のピストンロッドはピストンピンを介してピストンに接続される。さらに、第1のピストンロッドおよび第2のピストンロッドは、第1のクランク軸および第2のクランク軸との間に等距離をおいて配置される。 20

**【 0 0 1 0 】**

第1のクランク軸および第2のクランク軸の両方が上死点位置を通過して回転するまで、第1のクランク軸は第2のクランク軸に対して遅れて回転することができる、あるいはその逆で第2のクランク軸は第1のクランク軸に対して遅れて回転する。第1のクランク軸および第2のクランク軸の回転遅延は、約0度～約20度、たとえば約15度とすることができます。

**【 0 0 1 1 】**

デュアルクランク軸内燃機関の連結歯車は、動力伝達のために第1のクランク軸および第2のクランク軸の中間の出力軸および動力軸とすることができます。出力軸および動力軸は共に歯車結合し、かつ第1のクランク軸および第2のクランク軸と歯車結合されるため、第1のクランク軸および第2のクランク軸回転運動は出力軸および動力軸に伝達される。出力軸および動力軸はどちらして配置することができ、第1のクランク軸および第2のクランク軸は相互に逆方向に回転させることができる。さらに、デュアルクランク軸内燃機関の動力行程は、動力行程および回転トルク出力を増大させるために180度から約215度に増加させることができる。 40

**【 0 0 1 2 】**

概して、第2の態様では、本発明は、相互に間隔をおいて配置され、相互に平行な回転

10

20

30

40

50

軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸を有するデュアルクランク軸内燃機関に関する。第1のクランク軸および第2のクランク軸はそれぞれ、クランク軸の回転軸を中心とする回転のための平歯車を有し、第1のクランク軸および第2のクランク軸の平歯車は同一径および同数個の歯を有して第1のクランク軸および第2のクランク軸を同一速度で同一方向に回転させる。デュアルクランク軸内燃機関は、第1のクランク軸および第2のクランク軸の中間に配置される奇数個の連結歯車も含む。連結歯車は、第1のクランク軸の平歯車および第2のクランク軸の平歯車と係合する。さらに、デュアルクランク軸内燃機関は、上端にヘッドを、下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、シリンダ内の少なくとも1つのピストンとを含む。ピストンは、上死点位置と下死点位置との間でシリンダ内を周期的に往復する。第1のクランク軸および第2のクランク軸はピストンから縦方向に偏位する。また、デュアルクランク軸内燃機関は、接続ロッドピンを介してピストンロッドに枢動可能に装着される第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドを含む。ピストンロッドはピストンピンを介してピストンに接続され、ピストンロッドは第1のクランク軸および第2のクランク軸間に等距離をおいて配置される。10

#### 【0013】

第1のクランク軸の平歯車は時計回りに回転することができる。さらに、デュアルクランク軸内燃機関の吸気弁は約110度で閉鎖して10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせることができる。また、第1のクランク軸は第2のクランク軸に対して、あるいは第2のクランク軸は第1のクランク軸に対して、第1のクランク軸および第2のクランク軸の両方が上死点位置を通過して回転するまで約0度～約20度遅れて回転することができる。20

#### 【0014】

概して、第3の態様では、本発明は、相互に間隔をおいて配置され、平行な回転軸を有する第1のクランク軸および第2のクランク軸を備えるデュアルクランク軸内燃機関に関する。第1のクランク軸および第2のクランク軸はそれぞれ、クランク軸の回転軸を中心とした回転のための平歯車を有し、第1のクランク軸および第2のクランク軸の平歯車は同一径および同数個の歯を有して、第1のクランク軸および第2のクランク軸を同一速度で逆方向に回転させる。さらに、デュアルクランク軸内燃機関は、第1のクランク軸および第2のクランク軸の中間に配置される偶数個の連結歯車を含み、連結歯車は第1のクランク軸の平歯車および第2のクランク軸の平歯車に係合する。連結歯車は、第1のクランク軸および第2のクランク軸の中間に出力軸および動力軸を備える。出力軸および動力軸は共に歯車結合され、かつ第1のクランク軸および第2のクランク軸と歯車結合されるため、第1のクランク軸および第2のクランク軸の回転運動は出力軸および動力軸に伝達される。さらに、デュアルクランク軸内燃機関は、上端にヘッドを、下端にクランクケースを有する少なくとも1つのシリンダと、シリンダ内の少なくとも1つのピストンとを備える。ピストンは、上死点位置と下死点位置との間でシリンダ内を周期的に往復する。第1のクランク軸および第2のクランク軸はピストンから縦方向に偏位する。さらに、第1の接続ロッドおよび第2の接続ロッドは、接続ロッドピンを介してピストンロッドに枢動可能に装着される。ピストンロッドは、ピストンピンを介してピストンに接続される。ピストンロッドは第1のクランク軸および第2のクランク軸間に等距離をおいて配置される。30

デュアルクランク軸内燃機関は約215度の動力行程を有する。40

#### 【0015】

出力軸および動力軸は千鳥状に配列することができ、第1のクランク軸の平歯車は反時計回りに回転させることができる。デュアルクランク軸内燃機関の吸気弁を約140度で閉鎖して10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせることができる。

#### 【0016】

さらに、デュアルクランク軸内燃機関は、2行程、4行程、V-6、V-8、ディーゼル、インラインまたは対向ピストン内燃機関とすることができます。

#### 【図面の簡単な説明】

**【0017】**

【図1】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態の一例の概略図である。

【図2】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態に係る歯車配置の一例の概略図である。

【図3】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態に係る歯車配置の別の例の概略図である。

【図4】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態に係るクランク軸に固定される接続ロッドの側部分断面図である。

【図5】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態に係るピストンに固定されるピストンロッドの側部分断面図である。 10

【図6】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関の図示される実施形態に係るピストンロッドの一例の側斜視図である。

【図7】本明細書に開示されるデュアルクランク軸内燃機関と従来のエンジンとの、トルク出力およびクランク軸回転の比較を示す図である。

**【0018】**

他の利点および特徴は以下の説明および特許請求の範囲から自明であろう。

**【発明を実施するための形態】****【0019】**

本明細書に記載の装置および方法は、本発明を実行し使用する具体的な方法を例示しているにすぎず、発明の範囲を限定するものとして解釈すべきではない。 20

**【0020】**

装置および方法をある程度具体的に説明したが、本開示の精神および範囲を逸脱せずに装置および構成要素の構造および配置に多くの修正を加えることができることに留意されたい。装置および方法は例示のために本明細書に記載される実施形態に限定されないと理解すべきである。

**【0021】**

概して、本発明は、接続ロッドに固定され、次に内燃機関においてピストンロッドに回転可能に接続される2つの回転相殺クランク軸を利用するデュアルクランク軸内燃機関に関する。デュアルクランク軸内燃機関は、エンジンの回転トルクを少なくとも50パーセント(50%)増大させる。さらに、デュアルクランク軸内燃機関が逆回転クランク軸を利用するように構成される場合、動力継続時間は約33パーセント(33%)増大される。デュアルクランク軸内燃機関は、2つ(2)の接続ロッドに回転可能に装着される2つ(2)の平行クランク軸を備える。接続ロッドは接続ロッドピンを介してピストンロッドに枢動可能に装着され、ピストンロッドはクランク軸間に等距離をもって配置される。接続ロッドはくさび形を形成し、エンジンのトルクと動力行程とを増大させて作用を提供する。ピストンロッドは、シリンダ内に配置されるピストンの底部中心に枢動可能に装着される。クランク軸は歯車結合され、デュアルクランク軸内燃機関の具体的な連結歯車構成に応じて、逆方向あるいは同方向のいずれかに回転させられる。逆方向回転が望まれる場合、連結歯車の数は偶数であるべきであり、同方向回転が利用される場合、奇数個の連結歯車が使用されるべきである。 30

**【0022】**

複数の図全体を通じて類似の参照符号が類似の構成要素に付与される図面、まずは図1～6を参照すると、デュアルクランク軸内燃機関10はクランク軸12および14を有し、14は12の鏡像であり、接続ロッド13および15にそれぞれ回転可能に接続される。クランク軸12および14は相互に間隔をもって配置され、相互に平行な回転軸を有する。接続ロッド13および15は、接続ロッドピン21を介して、ピストンロッド11aおよび11bにそれぞれ枢動可能に装着される。ピストンロッド11aおよび11bは、ピストンピン22を用いてピストン16に接続される。ピストンロッド11aおよび11bは、クランク軸12および14間に等距離をもって配置される。もしくは、デュアルク 40

ランク軸内燃機関 10 は略 Y 状の单ピストンロッドを利用することができる。

**【0023】**

エンジン 10 は、上端にヘッド 30 を、下端にクランクケース 32 を有するシリンダ 28 を有する。ピストン 16 は、図 1 に実線で示される上死点位置 17 と図 1 に破線で示される下死点位置 18 との間でシリンダ 16 内を周期的に往復する。クランク軸 12 および 14 は、平歯車 34 によって直接的または間接的に歯車結合されて回転させられる。歯車 34 は同一径および同数個の歯を有し、エンジン 10 の構成に応じて後述されるようにクランク軸 12 および 14 を同一速度で同方向または逆方向に回転させる。図 1 に例示されるように、クランク軸 12 および 14 は直接歯車結合されて、案内矢印 19 ( 反時計回り回転 ) および 20 ( 時計回り回転 ) に示されるように相互に逆回転させることができる。例示されるように、右側のクランク軸 12 は反時計回りに回転する。

**【0024】**

図 2 を参照すると、デュアルクランク軸内燃機関 10 は、動力伝達のためのクランク軸 12 および 14 の中間に位置する出力軸 24 および動力軸 26 などの少なくとも 1 つの連結歯車 36 を含むことができる。出力軸 24 および動力軸 26 は共に歯車結合され、かつクランク軸 12 および 14 と歯車結合されているため、クランク軸 12 および 14 の回転運動が出力軸 24 および動力軸 26 に伝達される。さらに、出力軸 24 および動力軸 26 ははずらして配置することができ、たとえば動力軸 26 が上側位置を占め、出力軸が下側位置を占める。動力軸 26 が下側位置を占め、出力軸が上側位置を占めるように、この配置を逆転させることができると理解されたい。いずれの配置でも、動力軸 26 および出力軸 24 は既存の内燃機関に組み込むことができ、始動機アセンブリ ( 図示せず ) 用のリングギア ( 図示せず ) を収容するのに十分な空間も提供する。クランク軸 12 および 14 の歯車のサイズは、既存のトランスミッション用の動力軸 26 の既存の歯車および / または出力軸 24 に適合させるように調節することができる。

**【0025】**

もしくは、図 3 に示されるように、デュアルクランク軸内燃機関 10 は、クランク軸 12 および 14 の中間に配置されて、案内矢印 30 によって示されるようにクランク軸 12 および 14 を同方向に回転させる連結歯車 36 を含むことができる。連結歯車 36 はクランク軸 12 および 14 の回転を同期させることによって、クランク軸 12 および 14 を時計回りまたは反時計回りに同方向に回転させるのに供する。

**【0026】**

デュアルクランク軸内燃機関 10 は、歯車またはクランク軸 12 および 14 に回転可能に接続される追加のピストンロッドをさらに組み込むことができる。一方の追加ピストンロッドは軌道 ( 図示せず ) に回転可能または枢動可能に接続することができ、他方のピストンロッドは空気源 ( 図示せず ) に回転可能または枢動可能に接続することができて、アイドリング状態でもデュアルクランク軸内燃機関 10 に過給することができる。追加のピストンロッドはジャーナル ( 図示せず ) を介して接続することもできる。

**【0027】**

図 7 は、従来のエンジンを超えるデュアルクランク軸内燃機関 10 の機械的利点を示す。曲線 38 は従来のエンジンを表し、曲線 40 は逆回転クランク軸構造 ( 図 2 ) を有するデュアルクランク軸内燃機関 10 を表し、曲線 42 は同方向回転クランク軸構造 ( 図 3 ) を有するデュアルクランク軸内燃機関 10 を表す。

**【0028】**

図 7 に示されるように、逆回転クランク軸 12 および 14 を有する図 2 に示されるデュアルクランク軸内燃機関 10 の利点の 1 つは、動力行程が従来の内燃機関のクランク軸回転 180 度 ( 180° ) から対応するクランク軸回転約 215 度 ( 215° ) まで増大することである。また、デュアルクランク軸内燃機関 10 において接続ロッド 13 および 15 がクランク軸 12 および 14 に装着される角度は、回転トルクを増大させるのに供する。よって、デュアルクランク軸内燃機関 10 においてクランク軸 12 および 14 の設計がピストン 16 から縦方向に偏位する設計は、追加の作用またはくさび効果により動力

10

20

30

40

50

行程およびトルクを増大させる。このくさび効果は、デュアルクランク軸内燃機関10の接続ロッド13および15間の総角度が約90度(90°)であるとき、図7のグラフの曲線40に示されるように、従来の内燃機関よりもクランク軸12および14のトルクおよび継続時間を増大させる。図示されるように、従来のエンジンのトルク出力が約1.1 in/lbで総作業出力が約126である一方、図1および2に示されるデュアルクランク軸内燃機関10のトルク出力は約1.2 in/lbで、総作業出力は約187である。この増加は、従来のエンジンが約150度(150°)で燃焼室を排気し始める一方、デュアルクランク軸内燃機関10は燃焼室を排気するのに上死点17から約200度(200°)に遅延させることができるという事実によってさらに促進される。デュアルクランク軸内燃機関10は動力行程毎に約20度(20°)動力が重複するために4シリンダエンジンでフライホイールを必要としないため、デュアルクランク軸内燃機関10は、動力行程間の動力遅延がないために惰力走行しない。この逆回転構造では、デュアルクランク軸内燃機関10の吸気弁を約140度で閉鎖することによって10対1の圧縮比を維持し、少なくとも15対1の膨張比を生じさせることができる。  
10

#### 【0029】

図7にグラフで示される利点のもう1つは、デュアルクランク軸内燃機関10が同方向に回転するクランク軸12および14を有するように構成される場合、図3に示されるように、デュアルクランク軸内燃機関10の動力および吸気工程は従来の内燃機関と同様に180度(180°)のクランク軸回転のままであるが、トルク出力は約1.1 in/lbから約1.6 in/lb(11bの入力に関して)に増加する。さらに、同方向に回転するクランク軸12および14を有するデュアルクランク軸内燃機関10による総作業出力は約200となり、従来のエンジンの場合の約126から増大する。このように同方向回転構造では、デュアルクランク軸内燃機関10の吸気弁を約110度で閉鎖して10対1の圧縮比を維持することによって、少なくとも15対1の膨張比が生じる。  
20

#### 【0030】

さらに、デュアルクランク軸内燃機関10のクランク軸12および14はクランク軸12および14間の総遅延の最大約20度(20°)の遅延、好ましくは約10度(10°)～約15度(15°)を含むことができる。このクランク軸12および14間の上死点17の遅延により、ピストン16は上死点での遅延の継続を一時停止させ、スパークの進展を減らし、ピストン16にかかる圧力を低減させることができる。たとえば、クランク軸12と14間の遅延が約15度であり、クランク軸12および14が図3に示されるように時計回りに回転するように構成される場合、クランク軸14は約7.5度回転するまで、クランク軸12から遅れて回転する。デュアルクランク軸内燃機関10が反時計回りに回転するように構成される場合も同じことが当てはまり、この場合、クランク軸12がクランク軸14から遅れる。図7に例示されるように、この遅延はクランク軸回転で0度～7.5度である。  
30

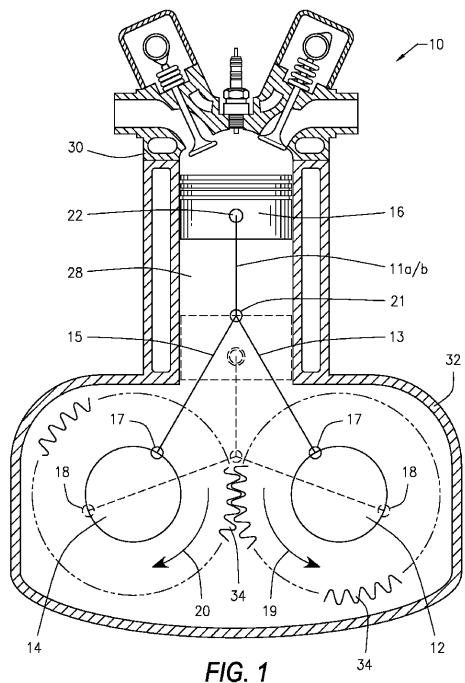
#### 【0031】

デュアルクランク軸内燃機関10は、2行程、4行程、V-6、V-8、ディーゼル、インラインおよび/または対向ピストンエンジンを含むがそれらに限定されないあらゆる種類の内燃機関でうまくいく。また、デュアルクランク軸内燃機関10の恩恵および利点は、従来のエンジンの燃焼室を改良することによって燃料効率を向上させてより効率的で強力なエンジンを提供する技術のような、その他の開発中の技術に組み込み、共に利用することができる。  
40

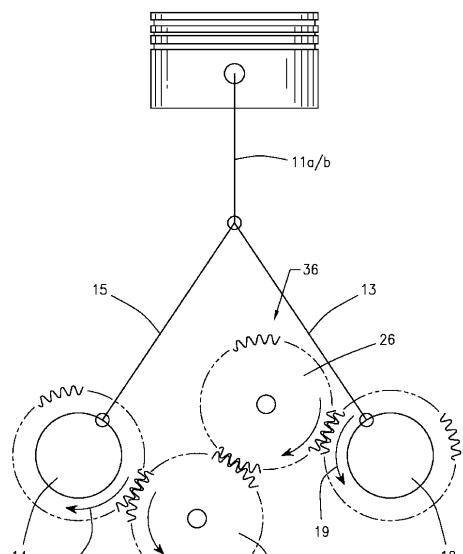
#### 【0032】

装置および方法を図面および特許請求の範囲に関連して説明しているが、本明細書に図示され示唆されるのとは別の変更を本発明の精神および範囲内で加えることができると理解すべきである。

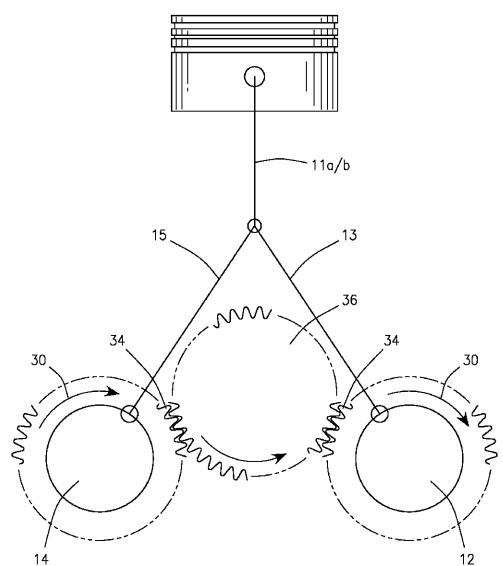
【図1】



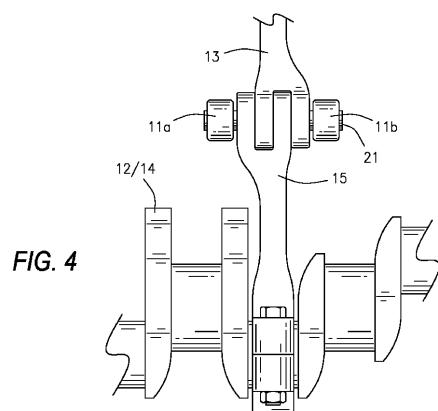
【図2】



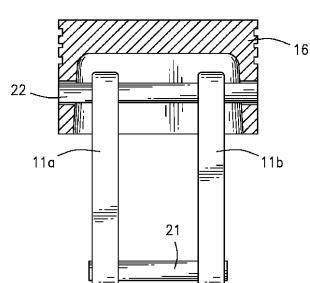
【図3】



【図4】



【図5】



【図6】

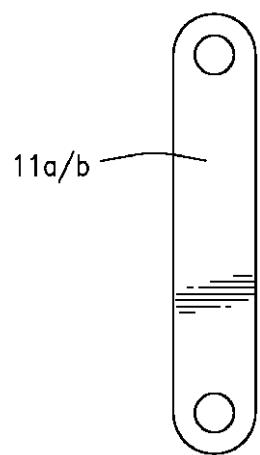
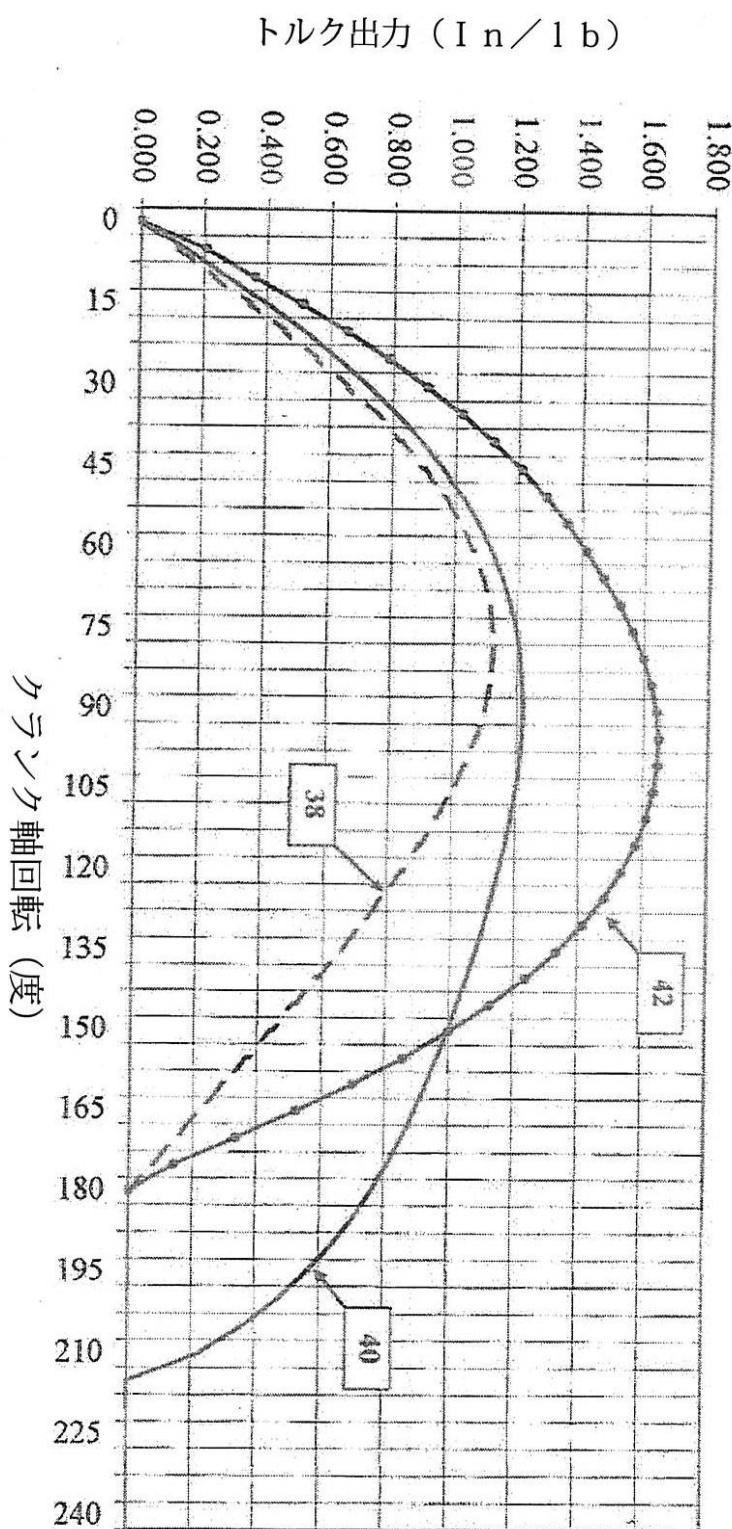


FIG. 6

【図7】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 米国特許第04690113(US,A)  
米国特許第04505239(US,A)  
特開昭63-277820(JP,A)  
仏国特許発明第01011422(FR,A)  
国際公開第2008/013415(WO,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 75/00