(19)日本国特許庁(JP)　(12)公表特許公報(A)　(11)特許出願公表番号
特表2004-536991
(P2004-536991A)
(43)公表日　平成16年12月9日(2004.12.9)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
F01B 3/02	F01B 3/02		3J044
F16F 15/16	F16F 15/16	M	3J062
F16H 21/16	F16F 15/16	Z	
F16J 10/04	F16H 21/16		
	F16J 10/04		

審査請求 有　予備審査請求 有　（全 69 頁）

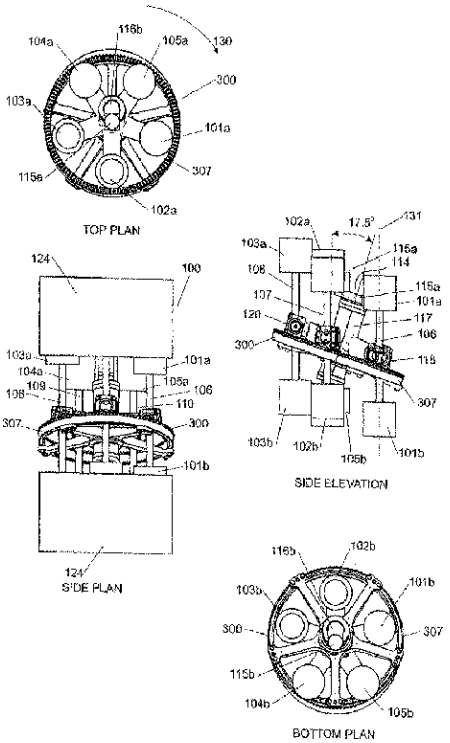
(21)出願番号　特願2003-515753(P2003-515753)
(86)(22)出願日　平成14年7月23日(2002.7.23)
(85)翻訳文提出日　平成16年1月23日(2004.1.23)
(86)国際出願番号　PCT/NZ2002/000126
(87)国際公開番号　WO2003/010417
(87)国際公開日　平成15年2月6日(2003.2.6)
(31)優先権主張番号　513155
(32)優先日　平成13年7月25日(2001.7.25)
(33)優先権主張国　ニュージーランド(NZ)

(71)出願人　504029237
シャトルワース　アクシアル　モーター　カンパニー　リミティド
ニュージーランド国，ネルソン，マースデン　バレー　ロード　１１０
(74)代理人　100099759
弁理士　青木　篤
(74)代理人　100092624
弁理士　鶴田　準一
(74)代理人　100102819
弁理士　島田　哲郎
(74)代理人　100110489
弁理士　篠崎　正海
(74)代理人　100082898
弁理士　西山　雅也

最終頁に続く

(54)【発明の名称】たて形内燃機関における改善

(57)【要約】
内燃機関（１００）の中心軸周囲で円形状に配列された向き合ったピストン／シリンダ（１０１ａ－１０５ｂ，１１１ａ－１１５ｂ）により駆動される、たて形内燃機関（１００）。各対における向き合ったピストン（１０１ａ，１０１ｂ；１０２ａ，１０２ｂ；１０３ａ，１０３ｂ；１０４ａ，１０４ｂ；１０５ａ，１０５ｂ）は、対応する連接棒（１０６－１１０）により接続されている。連接棒は、ピストン（１０１ａ－１０５ａ）から動力伝達装置（３００）とZ形クランク（１１４）装置を介して出力シャフトへ、スラストを伝達している。動力伝達装置（３００）に設置された往復動カップリングは、連接棒（１０６－１１０）を装置（３００）と接続している。運転中、往復動カップリングは、往復運動し、連接棒（１０６－１１０）を対応するピストン対にほぼ整列させ、ピストンの横荷重を低減している。



【特許請求の範囲】
【請求項１】
複数の往復動スラスト手段と、連接棒と、Ｚ形クランクと、動力伝達装置と、複数の往復動カップリングとを含んでいるたて形内燃機関において：
該複数の往復動スラスト手段は、向き合った対として、中心軸周囲にほぼ円形配列で設置されていて；
該連接棒は、対のスラスト手段各々のためのものであって、該スラスト手段を対として接続していて、該連接棒各々は、各々が接続する該対のスラスト手段それぞれにおける軸と一致しており；
該Ｚ形クランクは、該中心軸とほぼ一致して延伸している出力シャフトの両端部間に連結されており；
該動力伝達装置は、該Ｚ形クランクと連結されていて；
該複数の往復動カップリング各々は、該動力伝達装置と接続あるいは一体化されていて、かつ対応する連接棒にも接続されており、スラストを対応する対のスラスト手段から該Ｚ形クランクへ伝達するようになっており；
運転中、スラスト手段における横向き荷重を低減するために、該往復動カップリングは、対応する連接棒各々を、各々が接続するそれぞれの該スラスト手段の対における該軸とほぼ整列させることを維持するために、該動力伝達装置における運動を補正するべく運動する；たて形内燃機関。
【請求項２】
スラスト手段各々が、エンジンブロックにおけるそれぞれのシリンダ内で往復運動するようになっているピストンである、請求項１に記載のたて形内燃機関。
【請求項３】
該ピストンが、整列した向きあった対として配列されている、請求項２に記載のたて形内燃機関。
【請求項４】
該ピストンが非金属製複合材料で作られていて、該ピストン各々は、非金属製複合材料で作られた対応するシリンダ内で往復運動する、請求項３に記載のたて形内燃機関。
【請求項５】
該非金属製複合材料が、カーボン複合材料であって、該シリンダは、該たて形内燃機関のエンジンブロックに配設された、カーボン複合材料製ライナを含んでいる、請求項４に記載のたて形内燃機関。
【請求項６】
シール及び軸受が、該連接棒に隣接して配設されていて、該それぞれのピストン及びシリンダを潤滑流体から隔離するようになっていて、さらに該連接棒における残留横向きスラストを少なくとも部分的に支え、該ピストンにおける横向きスラストを軽減するようになっている、請求項５に記載のたて形内燃機関。
【請求項７】
該動力伝達装置が：
Ｚ形クランクカップリングと；
該Ｚ形クランクから放射方向に延伸している複数のカップリングサポートアームであって、該往復動カップリングが該複数のカップリングサポートアーム内で振動することのできる、複数のカップリングサポートアームと；
を含んでいる、請求項６に記載のたて形内燃機関。
【請求項８】
該往復動カップリングが、減衰・潤滑用流体をポンプ駆動する、請求項７に記載のたて形内燃機関。
【請求項９】
連接棒各々が、ナックル継手によりそれぞれの往復動カップリングと接続されている、請求項８に記載のたて形内燃機関。

【請求項１０】
さらにレストレイント構造を含んでいて、該動力伝達装置が該Ｚ形クランクの該軸周囲で回転することを防止するようになっている、請求項１又は９に記載のたて形内燃機関。
【請求項１１】
該レストレイント機構が、サポート構造体に取りつけられた上部環状ギアレストレイントと、該動力伝達装置と連結された下部環状ギアレストレイントとを含んでいて、該連接棒が、該上部及び下部環状ギアレストレイントの中で作動する、請求項１０に記載のたて形内燃機関。
【請求項１２】
該上部及び下部環状ギアレストレイントが、非金属製複合材料で作られている、請求項１１に記載のたて形内燃機関。
【請求項１３】
該ナックル継手がある平面は、該上部及び下部環状ギアレストレイントの噛合点の延長線と、該出力シャフトの回転軸と、該Ｚ形クランクの長手軸とにおける点で交差している、請求項１２に記載のたて形内燃機関。
【請求項１４】
該たて形内燃機関がほぼ垂直方向に支持されている場合、該往復動カップリングは、該連接棒をほぼ垂直方向に保持する、請求項１に記載のたて形内燃機関。
【請求項１５】
スラストを、軸方向に向き合った対に配列された往復動スラストから、たて形内燃機関のＺ形クランクへ伝達するようになっている動力伝達装置であって；Ｚ形クランクカップリングと、複数のカップリングサポートアームと、複数の往復動カップリングとを含んでいる動力伝達装置において：
該Ｚ形クランクカップリングは、該動力伝達装置をＺ形クランクと接続するためのものであり；
該複数のカップリングサポートアームは該Ｚ形クランクカップリングから放射状に延伸しており；
該複数の往復動カップリングの各々は、それぞれのカップリングサポートアームに配設されていて、かつ該それぞれのカップリングサポートの中で振動するようになっていて；
該動力伝達装置をたて形内燃機関に設置すると、該往復動カップリング各々は、該たて形内燃機関における向き合ったスラスト手段の対の間に延伸している連接棒と接続されるようになっていて、該たて形内燃機関の運転中、該往復動カップリング各々は、連接棒各々を、各々が接続する該スラスト手段における該軸とほぼ整列させることを維持するために、該動力伝達装置における運動を補正するべく振動することにより、該スラスト手段の対における横向き荷重を低減するようになっている；動力伝達装置。
【請求項１６】
スラスト手段各々が、エンジンブロックにおけるそれぞれのシリンダ内で往復運動するようになっているピストンであって、かつ該ピストンが、整列した向きあった対として配列されている、請求項１５に記載の動力伝達装置。
【請求項１７】
該ピストンが非金属製複合材料で作られていて、該ピストン各々は、非金属製複合材料で作られた対応するシリンダ内で往復運動する、請求項１６に記載の動力伝達装置。
【請求項１８】
該非金属製複合材料が、カーボン複合材料であって、該シリンダは、該たて形内燃機関のエンジンブロックに配設された、カーボン複合材料製ライナを含んでいる、請求項１７に記載の動力伝達装置。
【請求項１９】
該往復動カップリングが、減衰・潤滑用流体をポンプ駆動する、請求項１８に記載の動力伝達装置。
【請求項２０】

該往復動カップリング各々が、それぞれの連接棒と接続するためのナックル継手を有している、請求項１９に記載の動力伝達装置。
【請求項２１】
さらにレストレイント構造を含んでいて、該動力伝達装置が該Ｚ形クランクの該軸周囲で回転することを防止するようになっている、請求項１５又は２０に記載の動力伝達装置。
【請求項２２】
該レストレイント機構が、下部環状ギアレストレイントを含んでいて、該連接棒が該下部環状ギアレストレイントの中で作動している、請求項２１に記載の動力伝達装置。
【請求項２３】
該下部環状ギアレストレイントが、非金属製複合材料で作られている、請求項２２に記載の動力伝達装置。
【請求項２４】
添付図面を参照して実質的にここに説明したような、たて形内燃機関。
【請求項２５】
添付図面を参照して実質的にここに説明したような、動力伝達装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、直線往復運動を回転運動に変換するための動力伝達装置と、そのような装置を使用しているたて形内燃機関とに関する。直線往復運動は、円形状に配列されたピストン等によりもたらされてもよい。
【背景技術】
【０００２】
たて形内燃機関がエンジンブロックを含んでいて、そのエンジンブロックにおいてシリンダ及びピストンは、従来形エンジンの“Ｖ”字状あるいは水平に整列して向きあった形状というよりは、エンジンブロックの中心軸周囲に円形状に配列されている。そのような内燃機関におけるピストンの往復運動は、特許文献１に開示されているような、揺動板及びＺ形クランクにより、又は他の適切な伝達手段により出力シャフトにおける回転運動へ変換することができる。特許文献２，３に開示されているような、その後のたて形内燃機関において、向き合ったピストンが動力伝達手段におけるスラストを増大させるために使用されている。
【０００３】
そのような内燃機関において、連接棒あるいは他の適切な手段が、ピストンを揺動板と接続していて、スラストをピストンからＺ形クランクあるいは他の手段へ伝達し、出力シャフトを駆動するようになっている。連接棒は、揺動板のために、全体サイクルを通して垂直方向に保持されておらず、従ってこのことが、ピストンを含めたエンジンの種々のコンポーネントに対して横向き荷重をもたらしている。
【０００４】
【特許文献１】
ニュージーランド国特許第２２１３３６号明細書
【特許文献２】
国際公開第９６／２９５０６号ハンプレット
【特許文献３】
英国特許第２３３８７４６号明細書
【特許文献４】
国際公開第００／１１３３０号パンフレット
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００５】
発明の要約

本発明の目的は、運転中におけるピストンに作用する横荷重を低減した、改善したたて形内燃機関を提供すること、さらにたて形内燃機関に使用する動力伝達装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

本発明の一つの実施態様において、たて形内燃機関が：複数の往復動スラスト手段と、連接棒と、Ｚ形クランクと、動力伝達装置と、複数の往復動カップリングとを含んでいて；該複数の往復動スラスト手段は、向き合った対として、中心軸周囲にほぼ円形配列で設置されていて；該連接棒は、対のスラスト手段各々のためのものであって、該スラスト手段を対として接続していて、該連接棒各々は、各々が接続する該対のスラスト手段それぞれにおける軸と一致しており；該Ｚ形クランクは、該中心軸とほぼ一致して延伸している出力シャフトの両端部間に連結されており；該動力伝達装置は、該Ｚ形クランクと連結されていて；該複数の往復動カップリング各々は、該動力伝達装置と接続あるいは一体化されていて、かつ対応する連接棒にも接続されており、スラストを対応する対のスラスト手段から該Ｚ形クランクへ伝達するようになっており；運転中、スラスト手段における横向き荷重を低減するために、該往復動カップリングは、該動力伝達装置における運動を補正するべく運動し、対応する連接棒各々を、各々が接続する該スラスト手段における該軸とほぼ整列するようになっている。

【０００７】

本発明の他の実施態様において、動力伝達装置が：スラストを、軸方向に向き合った対に配列された往復動スラストから、たて形内燃機関のＺ形クランクへ伝達するようになっていて；Ｚ形クランクカップリングと、複数のカップリングサポートアームと、複数の往復動カップリングとを含んでおり；該Ｚ形クランクカップリングは、該動力伝達装置をＺ形クランクと接続するためのものであり；該複数のカップリングサポートアームは該Ｚ形クランクカップリングから放射状に延伸しており；該複数の往復動カップリングの各々は、それぞれのカップリングサポートアームに配設されていて、かつ該それぞれのカップリングサポートの中で振動するようになっていて；該動力伝達装置をたて形内燃機関に設置すると、該往復動カップリング各々は、該たて形内燃機関における向き合ったスラスト手段の対の間に延伸している連接棒と接続されるようになっていて、該たて形内燃機関の運転中、該往復動カップリング各々は、該動力伝達装置における運動を補正するべく振動し、連接棒各々を、各々が接続する該スラスト手段における該軸とほぼ整列することにより、該スラスト手段の対における横向き荷重を低減するようになっている。

【０００８】

往復運動は、多数の内燃シリンダ／ピストン装置、ソレノイド若しくは油圧アーム、又は往復運動で作動する他の適切な動力スラスト手段により提供されてもよい。内燃ピストン／シリンダを適用する場合、ピストンは、カーボン製コンポーネントを用いてモジュール状に組立てられている。

添付図面を参照して本発明を説明する。

【発明を実施するための最良の形態】

【０００９】

添付図面を参照して本発明を説明する。

図において、本発明によるたて形内燃機関と、たて形内燃機関に使用するための本発明による動力伝達装置とは、種々の形態で実施されてもよいことが理解されるであろう。以下の実施態様は例とし説明するだけのものである。

【００１０】

図１及び２は、好適な実施態様の動力伝達装置３００を含んでいるたて形内燃機関１００の好適な実施態様における種々の図を示していて、動力伝達装置３００は、ピストン１０１ａ－１０５ｂの直線往復運動を出力シャフト１１５ａ，１１５ｂの回転運動に伝達するためのものである。明瞭にするために、内燃機関のシリンダブロック１２４は、いくつかの図から省略されている。エンジンブロック１２４は、図１３ａ及び１３ｂを参照して詳

細に説明される。本発明は、内燃機関のシリンダ／ピストン装置からの往復運動を変換することに関して説明されるものの、動力伝達装置３００（揺動手段）は、内燃機関に使用することだけに限定されるものではない。本発明は、いずれの直線往復運動源又はスラスト手段、ソレノイドの円形アレー又は油圧ラム等を変換するために適用することができる。動力伝達装置３００は、図３及び４に明瞭に示されている。動力伝達装置３００は、カップリングサポート３０６と、Ｚ形クランク７１４に接続するための主カップリング（Ｚ形クランクカップリングとも呼ぶ）１１７とを含んでいて、主カップリング１１７は出力シャフトの端部１１５ａと１１５ｂとの間に接続されている。動力伝達装置３００は、カップリングサポート３０６／カップリング１１７だけ、又は全体カップリングサポート３０６／カップリング１１７、Ｚ形クランク１１４及び／又は出力シャフト装置１１５ａ，１１５ｂを含んでいてもよい。

【００１１】

図１－４において、同一符号は同一要素をあらわしている。たて形内燃機関１００は、各々が対応する連接棒１０６－１１０を備えている、複数のピストン１０１ａ－１０５ｂを含んでいて、複数のピストン１０１ａ－１０５ｂは、それぞれの向きあっているピストン対各々のベース間に延在している。好適な実施態様において、五組の一直線に向きあった対１０１ａ，１０１ｂ；１０２ａ，１０２ｂ；１０３ａ，１０３ｂ；１０４ａ，１０４ｂ及び１０５ａ，１０５ｂに配列された、十個のピストン１０１ａ－１０５ｂがあって、それらの五組の対は、内燃機関１００の中心軸周囲に円形状に配列されていて、各々はそれぞれの連接棒１０６－１１０により接続されている。各ピストンはシリンダブロック１２４の対応するシリンダに収容されていて、ピストン１０１ｂ，１０２ｂ，１０３ｂに対応するシリンダ１１１ｂ，１１２ｂ，１１３ｂが図２に見られる。シリンダ及びピストンは、図９－１３との関連で説明される。シリンダブロックは、特許文献４に開示されているような、内部ターボチャージャ装置を含んでいてもよい。

【００１２】

ピストンの上下運動は、動力伝達装置３００又は揺動手段により出力シャフト１１５ａ，１１５ｂへ伝達される。この運動は、対応するカップリング１１８－１２２における各連接棒１０６－１１０のピボット軸例えば７００を取りつけることにより、動力伝達装置３００へ伝達されていて、そのカップリング１１８－１２２はナックル継手のようなものであって、動力伝達装置３００のカップリングサポート３０６に保持された、対応する伸縮形アームあるいは揺動スライダ（図示されていない）に配設されている。ピボット軸例えば７００及びナックル継手１１８－１２２の詳細は、図６ａ及び６ｂを参照して説明される。揺動スライダの詳細は図８ａ－８ｃを参照して説明される。各軸は、対応するナックル継手１１８において回転することができて、対応する連接棒を対応する往復ストロークサイクルをとうしてほぼ垂直方向に保持することを可能にしている。

【００１３】

図３及び４に明瞭に示されているカップリングサポート３０６は、動力伝達装置の主軸カップリング１１７から放射方向へ延伸していて、それぞれの揺動スライダを、主軸１１７の長手軸周囲にほぼ半円形配列でナックル継手１１８－１２２に保持するようになっている。好ましくは、カップリングサポート３０６は、主軸１１７と一体に形成され放射方向に延伸している。五つのアーム３０１－３０５を備えている。カップリングサポート３０６は、半径方向へ延伸しているアームに拘束されておらずに、例えば主軸１１７に取りつけられた、揺動スライダを受け入れるプレート又は環状リングを備えていてもよい。このようにして、ピストンの往復運動は、後述するように、Ｚ形クランク１１４との組合せで出力シャフト１１５ａ，１１５ｂを回転する主軸１１７へ伝達することができる。動力伝達装置３０は、複数の歯を支持している環状リングを備えた下部ギアレストレイント３０７を含んでいる。図４に示すように、下部ギアレストレイント３０７が、主軸カップリング１１７を囲んでいて、かつ複数のサポートアーム３０８－３１２により取りつけられており、その複数のサポートアーム３０８－３１２は、主軸１１７と一体に形成され、かつ環状ギアレストレイント３０７に、ボルトで取りつけられるか、他の方法で取りつけられ

るか、あるいは一体的に成形されている。歯は、対応する上部ギアレストレイント５００と噛合するようになっていて（図５ｂ参照）、その上部ギアレストレイント５００は、内燃機関のシャーシのようなサポート構造体に取りつけられていて、動力伝達装置３００の運動とは無関係に静止している。カップリングサポート３０６と、揺動スライダと、カップリング１１８－１２２と、連接棒１０６－１１０とは、環状ギアレストレイント５００，３０７を放射方向に越えて延伸はしていなくて、むしろ環状領域内側にある。

【００１４】

図５ａ，５ｂ及び６において、動力伝達装置３００の主軸カップリング１１７は、Ｚ形クランクのクランクシャフト６１６に回転可能に取りつけられているか連結されている。好ましくは、主軸カップリング１１７は、クランクシャフト６１６のカップリングスリーブとして一体成形されているか、あるいはそれらを含んでいる。代りに主軸が、クランクシャフト６１６に取りつけるようになっている、他のタイプの適切なカップリングを含んでいる。Ｚ形クランク１１４は、クランクシャフト６１６の末端部各々に回転可能に取りつけられた、二つのピンウェブ１１６ａ，１１６ｂを有している。クランクピン１１６ａ，１１６ｂ各々は、ある角度で出力シャフト１１５ａ，１１５ｂのそれぞれの端部と回転可能に接続するようになっていて、動力伝達装置３００とクランクシャフト６１６とが出力シャフト１１５ａ，１１５ｂの長手軸に対してある角度で傾斜するようになっている（図１参照）。当業者においてはその傾向は広範囲の角度でよいことが理解されるだろうけれども、好適な角度は１７°と１８°との間であって、より好適な角度はほぼ１７．５°である。

【００１５】

図５ｂは、動力伝達装置３００における下部ギアレストレイント３０７の詳細を示していて、その下部ギアレストレイント３０７は、内燃機関シャーシのようなサポート構造体に取りつけられた、対応する環状上部ギアレストレイント５００と噛合している。上部ギアレストレイント５００は、内部詳細を図示するために、図５ａから省略されている。それぞれのギアレストレイント５００，３０７は、点５０２において噛合していて、その点において上部ピストンの一つがストロークの最高位置にある。内燃機関１００の運転中に、向き合ったピストンの対１０１ａ，１０１ｂ；１０２ａ，１０２ｂ；１０３ａ，１０３ｂ；１０４ａ，１０４ｂ及び１０５ａ，１０５ｂは揺動していて、上部ピストン１０１ａ－１０５ａのトップデッドセンタ（ＴＣＤｓ）は、順番に円形状に発生する。例えば、ＴＤＣｓは、図１，５ａ，５ｂにおいて矢印１３０で示すように、上から見て時計まわりに発生するが、反時計まわりであってもよい。このピストンの順次的運動が、動力伝達装置３００及び下部ギアレストレイント３０７を揺動していて、ギアレストレイント５００，３０７の噛合点５０２が、内燃機関１００の中心軸周囲で対応する円形状（図１における矢印１３０で示す）に運動する。ギアレストレイント機構５００，３０７は、動力伝達装置３００の主軸１１７及びＺ形クランクがＺ形クランク１１４のクランクシャフト６１６周囲で急回転することを防止あるいは限定している。図５ａ，５ｂからわかるように、カップリングあるいは大きな端部の各々が当接している平面が、カップリングシャフト１１７における死点５０１において、ギアレストレイント５００，３０７の噛合点５０２における延長線５０３と、出力シャフト５０４の回転軸と、クランクシャフト６１６の長手軸５０６とに交差している。この配置が、内燃機関装置のジョイントにおける横方向の運動を限定している。

【００１６】

環状ギアレストレイント３０７，５００は、連接棒１０６－１１０が環状ギアレストレイントの中で作動できるような、十分に大きな直径となっている。この大きな直径は、もし連接棒がレストレイント機構の外側で作動される場合よりも、多くの歯がギアレストレイント３０７，５００に提供されることを可能にしている。歯数の増加は、ピストンのスラストにもとずく、歯各々に作用する個々の荷重を低減している。歯一個当りのスラストを低減することは、とくに対向式ピストンの場合に利点がある。というのはスラストが、非対向式ピストンを使用した同様の内燃機関のそれの二倍になるからである。このことが、

対向式ピストンの内燃機関において発生された増大したスラストに対処するために必要とされるより重量のある金属構造体と比較して、ギアレストレイント３０７，５００により軽量な複合材料を使用することを可能にしている。より大直径の上部ギアレストレイント５００も、レストレイントをサポート構造体に確実に固定することを可能にしている。

【００１７】

Ｚ形クランク１１４の構造は、図６に詳細に示されていて、図５ａ，５ｂに示す動力伝達装置３００の長手軸で切断した断面図である。上部スリーブ６０８が、上部クランクピンウェブ１１６ａにおける円筒状突起６００をおおって滑動している。突起６００は、ボルト等により上部出力シャフト１１５ａ（図示されていない）へのアタッチメント用のねじ山付き盲穴６０９を含んでいる。ウェブ１１６ａは、クランクシャフト６１６の突出端に一致する中空部分を備えた半円柱体６０１も含んでいる。中空部分は、クランクシャフトに取りつけられ、そして一体にボルト止めされた二つのフランジ６０２（一方が図示されている）により所定位置に把持されている。他のボルトは、ウェブ１１６ａとクランクシャフト６１６とにおける整列した穴６０７を通して挿入され、ウェブ１１６ａがクランクシャフト１１４周囲で回転することを防止するようになっている。半円柱体６０１が凹部６１０を含んでいて、その凹部６１０は、ウェブ１１６ａがクランクシャフトと共にカップリングスリーブ１１７の外部周囲で回転することを可能にしている。クランクシャフト６１６はカップリングスリーブを貫通しそして両端から突出している。クランクシャフトは、カップリングスリーブ１１７の内表面に設置された軸受１０４において回転する。

【００１８】

クランクシャフト６１６は、より小さな直径の穴６０６に向ってテーパの付いたより大きな直径の穴６０５を含んでいる。下部クランクピンウェブ１１６ｂは、半円柱体６１５と、スリーブ６１３を備えた突起６１２とを含んでいる。突起６１２が、ボルト等により上部出力シャフト１１５ｂ（図６ａに図示されていない）の下部への取りつけ用のねじ山付き盲穴６１４を含んでいる。ウェブ１１６ｂは、クランクシャフト６１６に取りつけられる中空部分６２０を含んでいる。伸縮式揺動アーム８０６の内部構造は、図６に示されていて、図８ａ及び８ｂを参照して詳述される。

【００１９】

図７ａ及び７ｂは、各々の連接棒１０６－１１０のピボット軸７００がそれぞれのナックル継手１１８－１２２に係合している状態を示している。ピボット軸／ナックル継手装置は、ピストン１０１ａ，１０１ｂに対応する連接棒１０６に関連して説明される。この説明は、他のピストン／軸／連接棒装置に関するものである。ピボット軸７００は、連接棒１０６に沿った中間に位置していて、かつ二つの向き合って設置された円筒状突起７０５，７０６を備えている。突起７０５，７０６各々は、連接棒１０６と一体に形成され、かつ連接棒１０６からほぼ水平に延伸している。対応するナックル継手１１８が、ほぼU字形の軸受クレードルを備えていて、その軸受クレードルは、ベース７０１と、湾曲した内面７０９（図５に示す）と、二対の突起７０２ａ，７０２ｂ及び７０３ａ（７０３ｂは見えない）とを備えている。軸７００の突起７０５，７０６は軸受クレードルに設置されている。半円筒状の内部軸受面７０８を備えた、対応する対のクレードルクランプ７０４が、それぞれのクレードル突起対の各々（図７ａ，７ｂにおける例えば７０３ａ，７０３ｂ）にボルト止めされ、ピボット軸７００を所定位置に保持している。軸７００は、軸受クレードルとクランプとの内部軸受面７０４，７０８における組立てたジョイント１１８の中で自由に回動する。各ナックルジョイント１１８が、カップリングサポート３０６のそれぞれのアーム３０１の中で往復する、それぞれの伸縮式アーム８０６（揺動スライダとも呼ぶ）と接続されている。揺動スライダは、連接棒１０６－１１０のカップリングをＺ形クランクへ滑動することを可能にしている。

【００２０】

図８ａは、カップリングサポート３０６を形成する放射アーム３０１－３０５の内部の詳細を示している。各アーム３０１－３０５は、ベース部分内部で滑動する、伸縮式延伸アーム部分あるいは揺動スライダを受け入れる、ベース部分を備えている。揺動スライダは

、連接棒１０６－１１０と接続するための往復動カップリングを形成している。図８ｂ及び８ｃが一つのアームを詳細に示していて、軸受面８２０及び８２１は、見やすくするために図８ｂから省略されている。スライダ機構はアーム３０１との関連で説明されるが、その説明は他のアーム３０２－３０５にも関連している。ベース部分８００が、好ましくは動力伝達装置の主軸１１７と一体的に成形された外部シリンダ８０１を含んでいる。内部シリンダ８０３付きポンプピストン８０２が、外部シリンダ８０１の内部を貫通していて、ベース部分８００の中に環状内部部分を提供するようになっている。Ｏリングがポンプ８１６のベースに埋め込まれている。軸受手段８０５及びスリーブ８０４は、外部シリンダ８０１の内面に設置されている。伸縮式延伸アーム８０６すなわち揺動スライダは、組み込まれたナックル継手１１８と、円筒状外表面を備えた細長いボデー８０８とを含んでいる。

【００２１】

ボデー８０８の直径は外部シリンダ８０１及び軸受手段８０４の内側に合うように寸法化されている。ボデーが内部スリーブ８０９を有していて、その内部スリーブ８０９は、ポンプピストン８０２を受け入れるために寸法決めされたシリンダ穴を含んでいる。揺動スライダ８０６は、ベース部分８００に収容されていて、ボデー８０８の外表面が軸受手段８０５及びスリーブ８０４と接触するようになっており、さらにピストン８０２が円筒状穴８１０に入るようになっている。揺動スライダ８０６は、ベース部分８００に対して滑動できるようになっている。内燃機関の運転中に、揺動手段３００は、揺動手段３００の中心と、連接棒におけるピボット軸の位置との間の半径方向距離が、最小変位と最大変位との間で変化するような方法で揺動する。揺動スライダ８０６は、ベース部分８００から延伸しかつベース部分８００の中へ引きもどされていて、半径方向変位を補償し、連接棒をほぼ垂直方向（内燃機関が垂直方向に支持されている場合）に保持することを可能にするようになっている。通常、揺動スライダ８０６は、連接棒を、対になっている向き合ったピストン１０１ａ，１０１ｂの間に延在している軸１３１（図１に示す）とほぼ整列あるいは同一の相対関係に保持している。

【００２２】

図８ｃにおいて、揺動スライダ８０６の往復運動は、揺動スライダ８０６のベースにおける第一面８２１と、外部シリンダ８０１の内部ベースにおける第二面８２０との二つの環状軸受面において行なわれている。軸受面は図８ｄ－８ｉを用いて詳述される。図８ｄ及び図８ｆは、カップリングサポートにおける一つのアームの切断図を示していて、揺動スライダと軸受面との詳細を表示している。図８ｅ及び８ｇは拡大詳細図である。図８ｈ及び図８ｉは二つの軸受面８２０，８２７の平面図である。なお図に示す軸受面はノットスケールで、むしろ詳細を示すために拡大されている。好適なランプのピークは約３．１７５ｍｍ（約１／８ｉｎ）の高さである。

【００２３】

図８ｄ，８ｅ，８ｆ，８ｇ及び８ｉにおいて、第二軸受面８２０が、二つの波形環状ランプ８２３，８２４を備えていて、その環状ランプ８２３，８２４は、外部シリンダ８０１の内部ベースに真反対に向きあって設置され、かつ平らな環状面８２５と８２６との間に設置されている。図８ｄ，８ｅ，８ｆ，８ｇ及び８ｈにおいて、第一軸受面が、二つの波形環状ランプ８２７，８２８を備えていて、その環状ランプ８２７，８２８は、揺動スライダ８０６のベースにおいて真反対に向き合って設置されている。ランプ８２７，８２８は環状の平らなプラトー部分８２９，８３０と、環状くぼみ８３１，８３２，８３３，８３４との間に設置されている。

【００２４】

図８ｆ及び８ｇを参照して、サイクルにおいて揺動スライダ８０６が水平（連接棒１０６と連結された向き合ったピストン１０１ａ，１０１ｂが、それぞれのシリンダにおいて中間に到達した点に対応している）になるところで、揺動スライダは完全に外部シリンダ８０１の中へ完全に引きもどされる。第一軸受面８２１のランプ８２７，８２８は、第二軸受面８２０のランプ８２３，８２４のベースにおけるニー（ｋｎｅｅ）に納まる。同様に

、ランプ８２３，８２４は相補的なくぼみ８３２，８３４の中に納まる。環状プラトー８２９，８３０は第二軸受面８２１の環状平面８２５，８２６に対して滑動係合する。ピストンが運動を続けるとき、矢印８３５ａ（図８ｆ参照）で示すように連接棒１０６を上向きに押し上げ、揺動スライダ８０６は矢印８３６（図８ｇ参照）で示すように回転する。

【００２５】

図８ｄ，８ｅに示すように、回転中に、ランプ８２７，８２８は、第二軸受面８２３，８２４の対向している面８３６，８３７を、ランプ８２３，８２４のピークに達するまで上向きに滑動する。これは、連接棒の最大上向きトラベルに対応している。この運動中に、揺動スライダ８０６が、外部シリンダ８０１の外側に引き出され、連接棒１０６をほぼ垂直方向に保持している。連接棒１０６がその運動を下向き８３５ｂに反転するとき、揺動スライダ８０６は回転を続け、ランプ８２７，８２８は、連接棒１０６がそのトラベルの中心点に再度達するまで、ランプ８２４，８２５の対応する逆面８３８，８３９を下向きに滑動する。この運動中に、揺動スライダ８０６は外部シリンダ８０１の中へ引きもどされ、連接棒がほぼ垂直方向に保持される。最大引きもどし位置（連接棒のトラベルにおける中心点に対応している）において、軸受面８２０，８２１は、図８ｆ，８ｇに示す状態と同様になる。但し、ランプ８２７，８２８は、ランプ８２３，８２４における対向しているニーに納まっている。プラトー８２９，８３０は、面８２５，８２６に係合し、かつランプ８２３，８２４が他のくぼみ８３１，８３３に納まる。この説明は、連接棒の運動の１／２サイクルに対応する揺動スライダ運動の１／２に関するものである。連接棒は下向き運動を続行し、続いて反転し中心位置へもどる。軸受面８２０，８２１の運動は、前述の最初の半サイクルと同一である。但し、その運動は、矢印８４０で示すように逆回転方向に行なわれる。

【００２６】

揺動スライダ８０６の往復運動中に、ピストン８０２は作動液、例えば減衰用オイルにより減衰される。図８ａ，８ｂにおいて、ピストン８０２の内部シリンダ８０３は、開口部８５１を介してＺ形クランク１１４における作動液と流体連通している。揺動スライダ８０６がベース部分８００の中へ引きもどされるとき、シリンダ８０３に入っている作動液は、円筒状穴８１０の上部において圧縮され、減衰作用を提供するようになっている。さらに、圧縮中に、作動液は、内部スリーブ８０９に形成されたチャンネル８１１，８１２を介して、矢印に示すように吐出される。作動液は開口部８１３，８１４を介してチャンネルを出て、ベース部分８００の中へ流入し、スリーブ８０４及び軸受手段を潤滑する。圧縮中に、作動液は、他のチャンネル８１５を介してナックル継手の中へ吐出され、潤滑を提供するようになっている。揺動スライダ８０６のベースにおいてキャビテー８１７に流入する、スリーブ８０４間に残った潤滑のいずれもが、スライダ８０６の引きもどし中に、出口８１８，８１９を介してＺ形クランク１１４の中へ吐出される。

【００２７】

Ｚ形クランク１１４からの減衰用オイルは、カップリングサポートアーム３０１－３０５におけるそれぞれの揺動スライダに、開口部８５１－８５５（すべて図８ａに示す）を介して流入する。カップリングサポート３０６の揺動運動が行なわれると、開口部８５１－８５５各々が、対応する穴と整列あるいは不整列に運動する。例えば図８ｂに示すように、Ｚ形クランクにおける開口部８５１は、内部シリンダに整列し、減衰用流体が揺動スライダ８０６の中へ流入するようになっている。揺動スライダが延伸しきったとき、開口部８５１はシリンダ８０３と整列する。スライダ８０６が引きもどされるとき、Ｚ形クランク１１４は、装置の通常の作用により横向きに運動する。完全に引きもどされた点において、開口部８５１は、シリンダ８０３と完全に不整列となり、減衰用流体は開口部８５１の中へ逆流する。

【００２８】

たて形内燃機関装置に対する動力伝達装置の運転を、図１－８ｉを参照して説明する。Ｚ形クランク１１４の一般的な機能の詳細は、当業者においては公知なものであり、従って詳細は説明しない。一般的に説明された運転は、内燃機関シリンダ／ピストン装置以外の

いずれの往復動動力源に適用してもよいことは、理解されるべきである。軸方向に配置されたピストン／シリンダの五対の動力源は、可燃性装薬を時計まわりあるいは反時計まわりのどちらかで順次点火するようになっている。二ストローク及び四ストローク運転において、向きあったピストン対における上部ピストン／シリンダ装置各々のトップデッドセンタは、対応する下部ピストン／シリンダ装置のボトムデッドセンタと一致している。向きあったピストン対各々が上向きスラストあるいは下向きスラストを受けるときスラストは、対応するナックル継手揺動スライダと、放射状アームカップリングサポート３０６とを介してＺ形クランク１１４へ伝達される。

【００２９】

シリンダにおける順次点火のおかげで、ピストン対各々からの力は、円状に順次伝達される。このことが、Ｚ形クランク１１４を傾斜した円形状における交差したデッドポイント５０１周囲で揺動するようになっていて、カップリングスリーブ１１７の各末端が円形運動で回転する。スリーブ１１７の各端部により描かれる円形運動は、クランクピンウェブ１１６ａ及び１１６ｂを介して、出力シャフト部分１１５ａ及び１１５ｂそれぞれへ伝達される。この運動は、カップリングサポート３０６及び下部ギアレストレイント３０７における揺動運動をもたらしている。カップリングサポートが、それぞれの連接棒各々と接続する点においてほぼ垂直に振動するので、カップリングサポート３０６の各アームにおける揺動スライダ８０６は、延伸しかつ引きもどされる。このことが連接棒をピストンに整列させるようにしている。下部ギアレストレイント３０７は上部ギアレストレイントと噛合していて、噛合点は、各ピストンのストロークに従って、ギアレストレイント周囲を環状に移動する。この方法で、ギアレストレイント機構は、Ｚ形クランク１１４を所望するように回転させることができて、一方で動力伝達装置がＺ形クランク１１４とスリーブ１１７との長手軸周囲で回転することをほぼ防止している。動力伝達装置は、いずれの適切な個数の、向き合ってあるいはそれ以外で、軸方向に配列されたピストンを用いて使用されてもよい。

【００３０】

図９は好適な実施態様のモジュラピストンの分解斜視図であって、そのモジュラピストンはたて形内燃機関に使用することができ、各コンポーネントはカーボン複合材料で作られている。ピストンは、上部ソケット９０１と下部ソケット９０２とにより形成された小さな端部軸受に着座したピストンヘッドあるいはクラウン９００を含んでいる。クラウン９００及び軸受アセンブリは、二つの半円筒状の半割れ９０３ａ，９０３ｂから形成されたピストンスカートハウジングに着座あるいは保持されていて、それらの半割れ９０３ａ，９０３ｂはボルト等により接続されている。ピストンクラウン９００は、中空内部１００２を備えたほぼ円筒構造体であって、その中空内部１００２は周囲への熱伝達を低減している。中空内部１００２とクラウン９００の下側との詳細を、図１１の断面図に示す。クラウン９００は、最上面に円形凹部９０４を有していて、燃料／空気の混合を促進するために旋回運動を提供している。クラウン９００は、外表面に上部環状凹部９０５と下部環状凹部９０６とを含んでいる。クラウン９００が、さらに下端部に環状リム１００３を含んでいて、その環状リム１００３は、上部軸受ソケット９０１の上面端部に係合するように寸法化された環状凹部１００４を備えている。上部ソケット９０１が、ほぼテーパのついた円筒状外表面９０７と、上面にクラウン９００の中空内部１００２に対応する部分的に球体の突起９０１とを有している。上部ソケット９０１の内部は、ほぼ半球状中空であって、連接棒の小さな端部における頂部の球体に合うようになっている。軸受手段の下部ソケット９０２は、円錐台ソケット９０９を備えていて、ベース部分を残して頂部が切り取られ、かつ頂部に開口部を備えた半球体ソケットである。フランジ９１０がソケット９０９のベース端部から延伸している。ソケット９０１の環状下端部１００１は、下部ソケット９０２のフランジ９１０に支えられていて、各ソケットの内部半球体状部分は、連接棒の小さな端部における軸受用球体ソケットを形成している。

【００３１】

外部スカート９０３ａ，９０３ｂの半割れ各々は、上端部９１５ａ，９１５ｂと、翼形最

上面を備えた内部半環状台９１２ａ，９１２ｂとにおける半環状リップを含んでいる。外部スカートの半割れ９０３ａ，９０３ｂの両方が、一体に接続された場合、半環状リップ９１５ａ，９１５ｂが、クラウン９００における下部環状凹部９０６に係合用の環状リップを形成する。さらにスリーブ９１２ａ，９１２ｂが、環状台を形成していて、下部ソケット９０２のフランジ９１０及び上部ソケット９０１の環状リム１００１を着座させるようになっている。より詳しくは、翼形台が、フランジ９１０を着座させるようになっている突起と側面とを備えた凹部９１３含んでいて、下部ソケット９０２はスカートにより上下さかさまに保持されるようになっており、円錐台部分が環状台９１２ａ，９１２ｂを下向きに通過して突出している。翼形台は凹部９１３周囲にベベル９１４端部を含んでいる。このような方法で、上部軸受ソケット９０１及び下部軸受ソケット９０２は、球状の小さな端部ソケットを形成するべく整列して、スカート９０３ａ，９０３ｂの中に保持される。ボルト穴１１０１及び１１０２（図１１で容易に見れる）が外部スカートの一方の半割れ９０３ｂにあけられていて、そして対応するねじ山付き盲穴が外部スカートのもう一方９０３ａにあけられており、スカート９０３ａ，９０３ｂが、ボルト又は他の適切な留め手段により一体に取りつけられることが可能になっている。翼形台９１２ａ，９１２ｂは、軽量化を目的として複数の凹部例えば９１６を含んでいる。翼形台の下方に延在しているスカート９０３ａ，９０３ｂ各々の下半分は、ピストンの下部キャビテー９１７を形成している。

【００３２】

図１０ａ及び１０ｂは、組立てたカーボン製ピストンのそれぞれ縦断面図と断面図とである。クラウン９００は軸受ソケット９０１に着座していて、クラウンの下側の環状リム１００３における環状凹部１００４が、上部ソケット９０１の最上面の球状部分１００５に着座するようになっている。上部ソケット９０１の下部環状リム１００１が、下部ソケット９０２のフランジ９１０に着座し、球状軸ソケット１００６を形成するようになっている。外部スカート半割れ９０３ａ，９０３ｂがクラウン９００とソケット９０１，９０２アセンブリとを囲んで把持される。この装置において、フランジ９１０は環状凹部突起９１３に上下さかさまに着座し、上部ソケット９０１の下面がフランジ９１０に着座し、そして環状リップ９１５ａ，９１５ｂは、クラウン９００における環状凹部９０６に係合し、従ってピストンのすべてのコンポーネントがしっかりと保持される。二つのスカート半割れ９０３ａ，９０３ｂが、ボルト等で把持あるいは止められる。組立てたピストンの外側は図１１ａ及び１１ｂに図示されている。

【００３３】

図１２ａ，１２ｂ及び１２ｃは、カーボン複合材料製ライナ１２００の種々の図である。そのライナ１２００は、図１３ａ及び１３ｂに示すエンジングロック１２４の中へ挿入するためのものである。カーボン製ライナは、それぞれのピストン例えば１０１ｂが往復運動するシリンダ例えば１１１ｂを備えている。ライナ１２００は、環状フランジ１２０２を含んでいる外形状１２０１であって、その環状フランジ１２０２は、ブロック１２４におけるシリンダ穴例えば１３００への入口における表面凹部例えば１３０１に着座するようになっている。ライナ１２００は、環状フランジ１２０２（図１２ｂに詳細を図示する）をボルト等により凹部に留めることにより、穴１３００に締めつけることができて、そのボルト等は、穴１３００を囲んで位置決めされたそれぞれの開口部１３０３の中へねじ込まれる。ライナ１２００が、燃焼燃料／ガスの入口と排気ガスの出口とのためのブロック１２４（図示されていない）におけるダクトと連通している、種々の輸送ポート１２０３と排気ポート１２０４とを含んでいる。この詳細は当業者において公知なものであり、内部ターボチャージ（必要に応じて）専用の開口部は特許文献４に開示されている。ブロック１２４は、必要とされるキャビテー１３０３及び内部ターボチャージャ用ダクトを含んでいてもよい。外側輪かくにおける環状フランジ１２０５は、Ｏリング用の機械加工した溝１２０６を含んでいる。

【００３４】

図１４は、ピストンとシリンダと連接棒とのアセンブリを示していて、図１５は、揺動手

段を含めた全体配置詳細を示しており、図１６は、連接棒／ナックル継手カップリング詳細を示している。図１４において、組立てられたピストンはシリンダライナに保持されていて、シリンダライナは外部ボデー１４００及び内部カーボン製ライナスリーブ１２００を備えており、そのライナスリーブ１２００はピストンに滑動係合するようになっている。軸受１４０２が軸受ソケット１００６に設置されていて、軸受１４０２の下部は下部軸受ソケット９０２における開口部を貫通して突出している。突出部分は、連接棒１０６の小さな端部１４０４を受け入れるための盲穴１４０３を含んでいる。小さな端部１４０４の直径は、連接棒１０６自身の直径より小さくて、盲穴１４０３に係合するように寸法化されている。運転中に、揺動スライダ装置は、従来装置において発生している連接棒の円運動量を低減している。このことが軸受１４０２の運動を低減し、摩擦の減少をもたらしている。このことは、カーボン製コンポーネントを使用する場合、ソケット９０２における軸受１４０２の潤滑の必要性を低減可能にしている。

【００３５】

連接棒１０６が、軸受サポートの中心穴１４１６及びポンプシリンダ１４０６を貫通して延伸していて、そのポンプシリンダ１４０６は連接棒１０６の上部を収容している。ポンプシリンダが、第一直径の細長いシリンダ外部ボデー１４０７を有していて、そのシリンダ外部ボデーは、より大きな第二直径の円筒状ヘッド部分１４０８を貫通して延伸している。ヘッド部分１４０８は、シリンダ外部ボデー１４００と内部スリーブ１２００との底部にシールされて係合するようになっており、シリンダエンクロージャを形成するようになっている。より詳細には、ヘッド部分１４０８が、環状壁面１４１０を備えた外部環状台１４０９を含んでいて、その環状台１４０９は、内部スリーブ１２００の対応する環状プロフィール１４１１と係合している。壁面１４１０の上端１４１２は、内部スリーブの幅を越えて延伸する幅を有していて、ピストン運動における下方限界となる台を提供するようになっている。環状内部１４１３は、壁面１４１０と、ポンプシリンダ１４０６の細長いボデー１４０７の上端との間に形成されている。内部１４１３は下部ピストンキャビテー９１７と組合わせて閉じたキャビテーを形成している。

【００３６】

連接棒の上端部は、連接棒ポンプピストン１４１４を形成する環状外広がりの端部を備えた外部スリーブを含んでいる。ブッシュ１４１５が外広がりの端部に着座している。必要に応じた、連接棒／穴インタフェースにおける油又は適切な潤滑流体のピストンキャビテーへの通路としての、環状チャンネル１４１８が、連接棒ポンプシリンダ１４０６の中心穴１４１６に形成されている。連接棒は中心穴１４１６内部で直線的上下運動を行なうので、ポンプピストン１４０４の外広がりの端部とブッシュ１４１５とは、チャンネル１４１８を通ってキャビテーの中へ作動液を押し出しかつ逆流させている。この作用が、連接棒／穴インターフェースとピストン／シリンダーインターフェースとの両方に、潤滑流体を供給している。例えばカーボン製ピストンが使用されている場合、この潤滑は必要とされないかあるいは所望されないかも知れない。この場合シール１４１７は、クランクケースからの連接棒における潤滑がシリンダキャビテーに流入することを防止している。さらにこれが、クランクケースからの排気ガスをシールしている、連接棒も中心穴１４１９を含んでいて、その中心穴１４１９は、ナックル継手と小さな軸受端部１４０２／軸受ソケット１００６インターフェースとの間における、潤滑流体の移動用チャンネルを提供している。揺動スライダの運動が潤滑流体をナックル継手の中へ供給し、連接棒穴１４１９へも送っている。潤滑流体は、穴を介して小さな端部軸受の中へ、かつ軸受１４０２の開口部１４２０を介して軸受／軸受ソケットインターフェースの中へ流れる。もしカーボン製ピストンを使用する場合、この潤滑は必要とされない。細長いポンプシリンダー１４０２の下端部は、自身の底面に半球状凹部１４２１を有している。対応する半球状凹部１４２３を備えたポンプピストンカバー１４２２が、カップリング１４２４，１４２５によりポンプピストンに取りつけられていて、連接棒軸受１４２６用の球状軸受ソケットを形成するようになっている。連接棒の青銅製軸受又はブッシュ１４２６が、横方向残留スラストのいずれをも受けとめ、ピストン／シリンダをクランクケースからシールすることを促進

している。もしこれが所望されないなら、これは、潤滑流体のピストン／シリンダの中への流入防止を促進し、さらに燃焼ガスのクランクケースへの流入防止を促進している。またピストンがクランクケースに入ることも防止している。

【００３７】

揺動スライダ機構による運転中に、連接棒をほぼ垂直（内燃機関が垂直に支持されていると仮定して）に保つことが、ピストンにおける横向き荷重を低減する。このことが、従来の金属製ピストンとシリンダとの代わりに、カーボン製ピストンとカーボン製ライナシリンダ（あるいは他の非金属製複合材料）を、たて形内燃機関に使用することを可能にしている。複合材料製コンポーネントは、従来の横向き荷重の大きな、内燃機関に使用するには十分な強度を一般的に有していない。それに対して、本発明に複合材料製ピストン／シリンダを使用することは問題がなくて、いくつかの利点を提供している。第一に複合材料は、軽量であって、全体として軽量な内燃機関を作ることができる。第二に、複合材料製コンポーネントは、熱によりそれ程伸び縮みしない。金属製コンポーネントを使用する場合と比較して、このことが、横向き荷重を低減することと組合わせることにより、複合材料製シリンダ／ピストンコンポーネントを、より小さな製作公差で製作することを可能としている。ピストンシリンダが必要ないので、このことは、複合材料の性質と組合せることにより、ピストン／シリンダにおける潤滑が必要ないことを意味している。このことは内燃機関からの熱放射を低減している。複合材料製ピストン／シリンダを使用する場合、連接棒軸受とシールとの各々例えば１４２６，１４１７は、それぞれのピストン／シリンダをＺ形クランクからシールし、潤滑剤がピストン／シリンダの中へ流入することを防止し、かつ排気ガスがクランクケースに流入することを防止するようになっている。シール（１４１７が主シールで、軸受１４２６は補助的シールを備えている）なしに、連接棒における潤滑剤は、それぞれのシリンダへ流入する。運転中に連接棒がほぼ垂直に保持されているために、シールは可能である（あるいは一般的に、ピストンの軸と一直線になっている）。従来の内燃機関は、運転状態においてシールすることが非常に困難な旋回式連接棒を有している。さらにシール／軸受１４２６は、連接棒からのいずれの残留横向きスラストに耐え、さらにピストン／シリンダ装置により作用されるいずれの横向き荷重をも低減している。もし運転中に連接棒がピストンとほぼ一直線に保持されないと、この方法で連接棒の荷重に耐えることは困難である。

【図面の簡単な説明】

【００３８】

【図１】図１は、向きあったピストンと動力伝達装置とを備えたたて形内燃機関における好適な実施態様の、平面図と正面図と側面図と下面図とを示す。

【図２】図２は、向きあったピストンと動力伝達装置とを備えたたて形内燃機関における好適な実施態様の、上から見た斜視図と正面図とを示す。

【図３】図３は、動力伝達装置における、カップリングサポートとカップリングと下部ギアレストレイントとの、平面図、正面図及び下面図を示す。

【図４】図４は、動力伝達装置における、カップリングサポートとカップリングと下部ギアレストレイントとの、上から見た斜視図及び下から見た斜視図を示す。

【図５ａ】図５ａは、動力伝達装置（上部ギアレストレイントは省略）とＺ形クランクと出力シャフトとの立面図である。

【図５ｂ】図５ｂは、動力伝達装置とＺ形クランクと出力シャフトとの立面図であって、上部ギアレストレイント及び下部ギアレストレイントを示している。

【図６】図６は、図５ａ及び５ｂに示す、動力伝達装置（両ギアレストレイントは省略）、Ｚ形クランク及び出力シャフトの断面図である。

【図７ａ】図７ａは、ナックル継手に取りつけられた連接棒のピボット軸を示していて、動力伝達装置は省略されている。

【図７ｂ】図７ｂは、ナックル継手に取りつけられた連接棒のピボット軸を示している。

【図８ａ】図８ａは、（図３における線ｃ－ｃから見た）動力伝達装置の断面図であって、カップリングサポートの伸縮式アーム（揺動スライダ）を示している。

【図８ｂ】図８ｂは、一つの揺動スライダの詳細断面図である。
【図８ｃ】図８ｃは、一つの揺動スライダの断面図であって、軸受面を示している。
【図８ｄ】図８ｄは、カップリングサポートの切断部分における立面図であって、一つの揺動スライダ及び軸受面を示している。
【図８ｅ】図８ｅは、カップリングサポートの切断部分における立面図であって、一つの揺動スライダ及び軸受面を示している。
【図８ｆ】図８ｆは、カップリングサポートの切断部分における立面図であって、一つの揺動スライダ及び軸受面を示している。
【図８ｇ】図８ｇは、カップリングサポートの切断部分における立面図であって、一つの揺動スライダ及び軸受面を示している。
【図８ｈ】図８ｈは、軸受面を示す平面図である。
【図８ｉ】図８ｉは、軸受面を示す平面図である。
【図９】図９は、カーボンピストンの分解斜視図である。
【図１０ａ】図１０ａは、組立てたピストンの（図１２に示す矢視Ａ－Ａから見た）断面図であって、軸受と連接棒の小さな端部とが含まれている。
【図１０ｂ】図１０ｂは、組立てたピストンの（図１２に示す矢視Ｂ－Ｂから見た）断面図であって、軸受と連接棒の小さな端部とが含まれている。
【図１１ａ】図１１ａは、組立てたピストンの平面図、正面図、側面図及び下面図である。
【図１１ｂ】図１１ｂは、組立てたピストンの斜視図である。
【図１２ａ】図１２ａは、エンジンブロックのシリンダ・ボアに取りつけるためのカーボンライナの断面図である。
【図１２ｂ】図１２ｂは、エンジンブロックのシリンダ・ボアに取りつけるためのカーボンライナの部分断面図である。
【図１２ｃ】図１２ｃは、エンジンブロックのシリンダ・ボアに取りつけるためのカーボンライナの立面図である。
【図１３ａ】図１３ａは、エンジンブロックの立面図であって、シリンダ・ボアとターボチャージャーキャビテーとの詳細を示している。
【図１３ｂ】図１３ｂは、エンジンブロックの斜視図であって、シリンダ・ボアとターボチャージャーキャビテーとの詳細を示している。
【図１４】図１４は、組立てたピストンと、オイルポンプの上部と、連接棒との（図１に示す矢視Ｂ－Ｂから見た）断面図である。
【図１５】図１５は、たて形内燃機関の（図１に示す矢視Ｂ－Ｂから見た）断面図であって、一セットと向きあったピストンと、対応する揺動スライダへ接続した連接棒とを示している。
【図１６】図１６は、図１５における連結点の詳細を示している。

【図１】

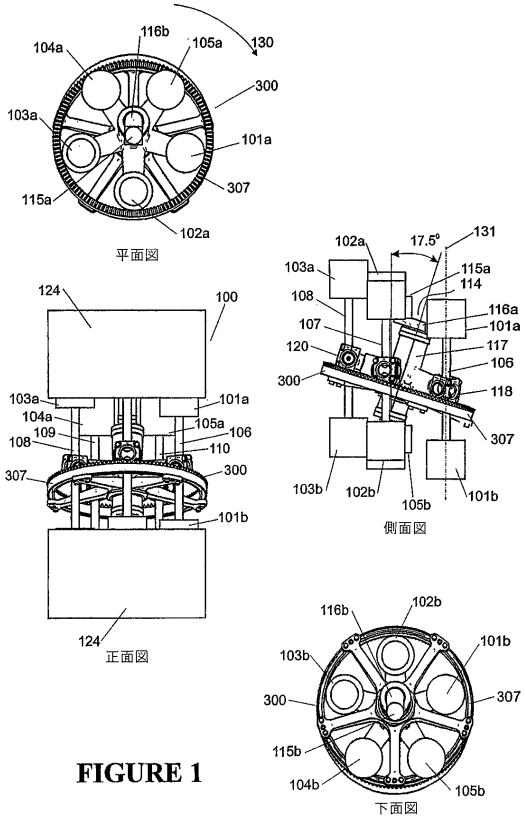


FIGURE 1

【図２】

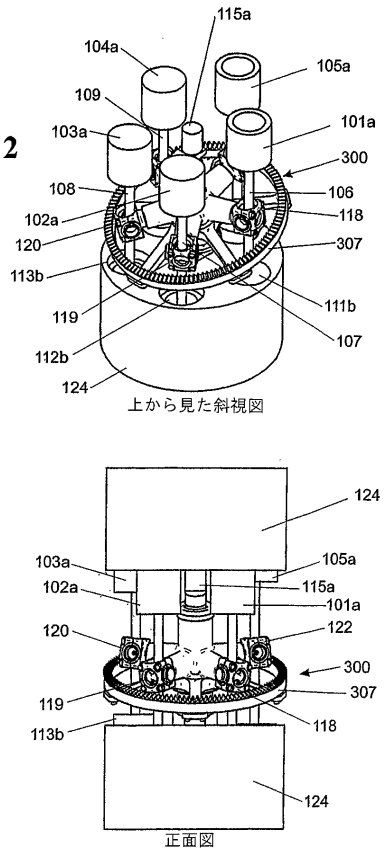


FIGURE 2

【図３】

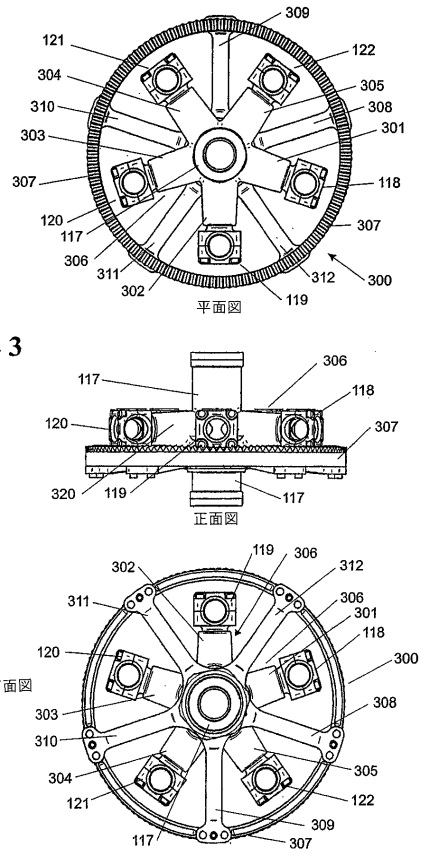


FIGURE 3

【図４】

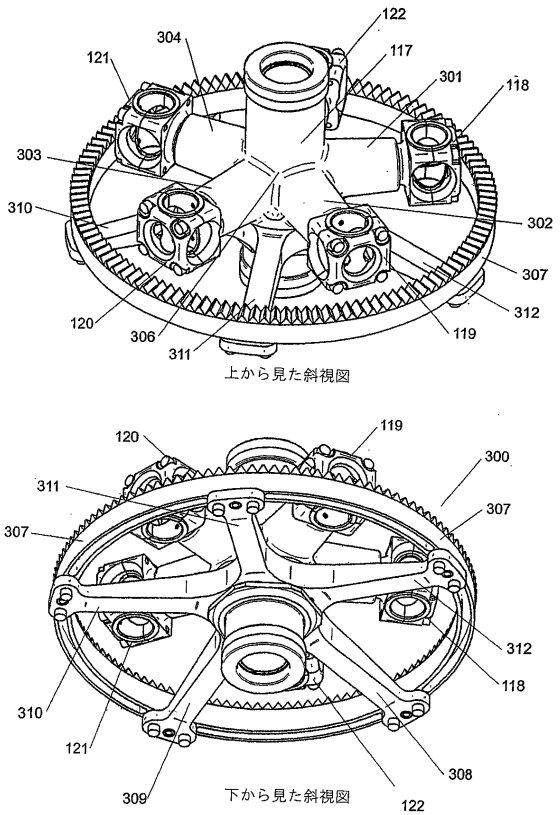


FIGURE 4

【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau

(43) International Publication Date
6 February 2003 (06.02.2003)

PCT

(10) International Publication Number
WO 03/010417 A1

(51) International Patent Classification[7]: F01B 3/02, F02B 75/26, F16H 23/10

(21) International Application Number: PCT/NZ02/00126

(22) International Filing Date: 23 July 2002 (23.07.2002)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
513155 25 July 2001 (25.07.2001) NZ

(71) Applicant *(for all designated States except US)*: SHUTTLEWORTH AXIAL MOTOR COMPANY LIMITED [NZ/NZ]; 110 Marsden Valley Road, Nelson (NZ).

(72) Inventor; and

(75) Inventor/Applicant *(for US only)*: SHUTTLEWORTH, Richard, Jack [NZ/NZ]; 110 Marsden Valley Road, Nelson (NZ).

(74) Agents: WEST-WALKER, Gregory J et al.; A J Park, 6th Floor Huddart Parker Building, 1 Post Office Square, PO Box 949, 6015 Wellington (NZ).

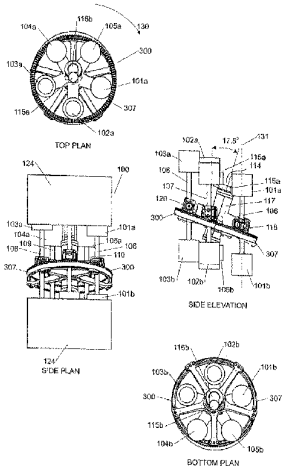
(81) Designated States *(national)*: AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated States *(regional)*: ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,

[Continued on next page]

(54) Title: IMPROVEMENTS RELATING TO AXIAL MOTORS

(57) Abstract: An axial motor (100) driven by opposed pistons/cylinder (101a-105b, 111a-115b) pairs arranged in a circular array about a central axis of the motor (100). The opposed pistons (101a, 101b; 102a, 102b; 103a, 103b; 104a, 104b; 105a, 105b) in each pair are linked by a corresponding connecting rod (106-110), which transfers the thrust from the pistons (101a-105a) to an output shaft via a power transmission apparatus (300) and z crank (114) arrangement. Reciprocating couplings disposed in the transmission apparatus (300) connect the connecting rods (106-110) to the apparatus (300). During operation, the reciprocating couplings oscillate to retain the connecting rods (106-110) substantially aligned with the corresponding piston pair to reduce side thrust on the pistons.



WO 03/010417 A1

WO 03/010417 A1

ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

Published:
— *with international search report*

IMPROVEMENTS RELATING TO AXIAL MOTORS

BACKGROUND TO THE INVENTION

This invention relates to power transmission apparatus for converting linear reciprocating motion into rotational motion and an axial motor using such an apparatus. The linear reciprocating motion can come from pistons, or the like, arranged in a circular configuration.

BACKGROUND TO THE INVENTION

Axial motors include an engine block in which the cylinders and pistons are arranged evenly in a circular configuration about a central axis of the engine block, rather than in the inline, "V" or horizontally opposed configurations of traditional engines. The reciprocal motion of the pistons in such a motor can be transferred to rotational motion of an output shaft by way of a wobble plate and z crank configuration such as that disclosed in NZ 221336, or by some other suitable transfer means. In later axial motors, such as those described in WO 96/29506 and GB 2,338,746, opposed pistons are used to increase the thrust on the transmission means.

In such motors, connecting rods, or some other suitable means, couple the pistons to the wobble plate to transfer thrust from the pistons to the z crank, or other means, to drive the output shaft. The connecting rods do not remain in a vertical orientation throughout the entire cycle due to the motion of the wobble plate, and this can create side thrust on various components of the engine, including the pistons.

SUMMARY OF THE INVENTION

It is an object of the invention to provide an improved axial motor, or alternatively to provide a power transfer apparatus for use in an axial motor, that reduces side thrust on the piston during operation.

In one aspect the present invention may be said to consist in an axial motor including: a plurality of reciprocating thrust means arranged as opposed pairs in a substantially circular array about a central axis, a connecting rod for each thrust means pair connecting the thrust means in that pair, each connecting rod coincident with an axis extending through the respective thrust means pair it connects, a z crank coupled between the ends of an output shaft extending substantially coincident with the central axis, a power transmission apparatus coupled to the z crank, a plurality of reciprocating couplings, each connected to or integrated with the transmission apparatus, and also connected to a corresponding connecting rod to transfer thrust from the corresponding thrust means to the z crank, wherein during operation, to reduce side thrust on thrust means, the reciprocating couplings move to compensate for movement in the transmission apparatus to retain each connecting rod substantially aligned with the axis extending through the respective thrust means pair it connects.

In another aspect the present invention may be said to consist in a power transfer apparatus adapted for transferring thrust from reciprocating thrust means arranged axially in opposed pairs to a z crank of an axial motor, the apparatus including: a z crank coupling for connecting the apparatus to a z crank, a plurality of coupling support arms extending radially from the z crank coupling, a plurality of reciprocating couplings, each reciprocating coupling disposed in a respective coupling support arm and adapted to oscillate within the respective support arm, wherein upon installation of the apparatus in an axial motor, each reciprocating coupling is adapted for connection to a connecting rod extending between one pair of opposed thrust means in the axial motor, and during operation of the motor, each reciprocating coupling is adapted to reduce side thrust on the thrust means pair, by oscillating to compensate for movement in the apparatus to retain each connecting rod substantially aligned with an axis extending through the respective thrust means pair it connects.

The reciprocating motion can be provided by a number of internal combustion cylinder/piston arrangements, solenoid or hydraulic rams, or any other suitable power thrust means that operates in a reciprocal motion. In the case of an internal combustion

piston/cylinder application, the piston may be assembled in a modular fashion from carbon components.

BRIEF LIST OF FIGURES.

The invention will now be described with reference to the accompanying drawings of which:

Figures 1 and 2 show in plan, elevation, left/right side elevation and isometric views, a preferred embodiment of an axial motor with opposed pistons and a power transmission apparatus,

Figures 3 and 4 show elevation, plan and perspective views of a coupling support, couplings and a lower gear restraint of the transmission apparatus,

Figure 5a is an elevation view of the power transmission apparatus (with upper gear restraint removed for clarity), z crank and output shaft,

Figure 5b is an elevation view of the power transmission apparatus, z crank and output shaft showing the upper and lower gear restraint

Figure 6 is an elevation cross-sectional view of the power transmission apparatus (with both gear restraints removed for clarity), z crank and output shaft shown in Figures 5a and 5b,

Figure 7a shows a pivot axle of a connecting rod installed in a knuckle joint with details of the power transmission apparatus removed for clarity,

Figure 7b shows a pivot axle of a connecting rod installed in a knuckle joint,

Figure 8a is a plan cross-sectional view (taken through C-C as shown in Figure 3) of the power transmission apparatus showing telescopic arms (wobble sliders) of the coupling support,

Figure 8b is a cross sectional view of one wobble slider in further detail,

Figure 8c is a cross sectional view of one wobble slider showing bearing surfaces,

Figures 8d to 8g are elevation views of a cut away portion of the coupling support showing, one wobble slider and the bearing surfaces,

Figures 8h and 8i are plan views showing the bearing surfaces,

Figure 9 is an exploded isometric view of a carbon piston,

Figures 10a and 10b are elevation and plan cross-sectional views (taken through A-A and B-B as shown in Figure 12 respectively) of the assembled piston including a bearing, and a little end of a connecting rod,

Figures 11a and 11b are plan, elevation and isometric views of the assembled piston,

Figures 12a, 12b and 12c full and cross-sectional elevation views of a carbon liner for installation in a cylinder bore of the engine block,

Figures 13a and 13 b are elevation and isometric views of the engine block respectively showing detail of the cylinder bores and a turbo charger cavity,

Figure 14 is a cross-sectional view (taken through B-B as shown in Figure 1) of the assembled piston, upper part of an oil pump and connecting rod,

Figure 15 is an elevation cross-sectional view (taken through B-B as shown in Figure 1) of the axial motor, showing one set of opposed pistons and connecting rods coupled to a respective wobble slider, and

Figure 16 shows further detail of the coupling point in Figure 15.

DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

Referring to the drawings it will be appreciated that an axial motor according to the invention, and a power transmission apparatus according to the invention for use in an axial motor, may be implemented in various forms. The following embodiments are given by way of example only.

Figures 1 and 2 show various views of a preferred embodiment of an axial internal combustion motor 100, including a preferred embodiment of a power transmission apparatus 300 for converting linear reciprocal motion of pistons 101a-105b into rotational motion of an output shaft 115a, 115b. The cylinder block 124 of the motor has been omitted from some of the views for clarity. The engine block 124 is described in detail with reference to Figures 13a and 13b. The invention will be described in relation to converting the reciprocal motion from an internal combustion cylinder/piston arrangement, however the power transmission device or apparatus 300 (wobble means) is not limited just to use with internal combustion engine applications. The invention

can be adapted for converting any linear reciprocal motion power source or thrust means, a circular array of solenoid or hydraulic rams being other examples. The power transmission apparatus 300 is shown by itself in Figures 3 and 4 for clarity. The apparatus 300 includes coupling support 306 and a main coupling (also termed a z crank coupling) 117 for attachment to a z-crank 114, which in turn is attached between ends 115a and 115b of an output shaft. Reference to the power transmission apparatus 300 can include the coupling support 306/coupling 117 by itself only, or the entire coupling support 306/coupling 117, z crank 114 and/or output shaft arrangement 115a, 115b.

With reference to Figures 1 to 4, where like reference numerals refer to the same component in each view, the axial motor 100 includes a plurality of pistons 101a-105b with a corresponding connecting rod 106-110 extending between the base of each respective opposed piston pair. In a preferred embodiment there are 10 pistons 101a-105b arranged in five inline opposed pairs 101a, 101b; 102a, 102b; 103a, 103b; 104a, 104b and 105a, 105b disposed in a circular array about a central axis of the motor 100 each connected by a respective connecting rod 106-110. Each piston is housed in a corresponding cylinder in the cylinder block 124, of which cylinders 111b, 112b, 113b corresponding to pistons 101b, 102b, 103b are visible in Figure 2. The cylinders and pistons are described in relation to Figures 9-13. The cylinder blocks can also include an internal turbo charger arrangement, such as that described in WO 00/11330.

The up and down motion of the pistons is transferred to the output shaft 115a, 115b by way of the power transmission apparatus 300 or wobble means. This motion is coupled to the apparatus 300 by locating a pivot axle eg 700 (visible in Figures 7a, 7b) of each connecting rod 106-110 in a corresponding coupling 118-122, such as a knuckle joint, disposed on a corresponding telescopic arm or wobble slider (not visible) retained in coupling support 306 of the apparatus 300. Detail of the pivot axles eg 700 and knuckle joints 118-122 will be described with reference to Figures 6a and 6b. Detail of the wobble sliders will be described with reference to Figures 8a-8i. Each axle can pivot in a corresponding knuckle joint eg 118 to allow the corresponding connecting rod to remain in a substantially vertical orientation throughout the reciprocating stroke cycle of the respective piston.

The coupling support 306, which is more clearly visible in Figure 3 and 4, extends radially from the main shaft coupling 117 of the power transmission device to provide a means to hold respective wobble sliders with knuckle joints 118-122 in a substantially semi-circular arrangement about a longitudinal axis of the main shaft 117. Preferably the coupling support 306 comprises five arms 301-305 integrally formed with the main shaft coupling 117 and extending radially. It will be appreciated however that the coupling support 306 is not restricted to radially extending arms and could comprise, for example, a plate or annular ring attached to the main shaft 117 which receives wobble sliders. In this way the reciprocal motion of the pistons can be transferred to the main shaft 117 which in combination with the z crank 114 rotates the output shaft 115a, 115b in a manner to be described later. The transmission apparatus 300 also includes a lower gear restraint 307 comprising an annular ring which supports a plurality of teeth. The lower restraint 307 surrounds the main shaft coupling 117 and is attached by way of a plurality of support arms 308-312 which are integrally formed with the main shaft 117 and are bolted, or otherwise attached to, or integrally formed with the annular gear restraint 307 as can be seen in Figure 4. The teeth are adapted to mesh with a corresponding upper gear restraint 500 (visible in Figure 5b), which is anchored to a support structure, such as a motor chassis, and remains stationary, independent from the movement of the power transmission apparatus 300. The coupling support 306, wobble sliders, couplings 118-122, and connecting rods 106-110 do not extend radially beyond the annular gear restraints 500, 307, but rather remain inside the annular boundary.

Referring to Figures 5a, 5b and 6, the main shaft coupling 117 of the transmission apparatus 300 is adapted to be rotatably mounted or coupled on a crankshaft 616 of the z crank 114. Preferably the main shaft coupling 117 is integrally formed as, or includes a coupling sleeve for the crankshaft 616. Alternatively the main shaft includes another type of suitable coupling which is adapted for attachment on the crankshaft 616. The z crank 114 has two crank pin webs 116a, 116b rotatably mounted at each distal end of the crankshaft 616. Each crank pin web 116a, 116b is adapted to rotatably connect to a respective end of the output shaft 115a, 115b at an angle such that the transmission apparatus 300 and crankshaft 616 lie inclined at an angle with respect to the longitudinal

axis of the output shaft 115a, 115b (as shown in Figure 1). The preferred angle is between 17^0 and 18^0 from vertical, with a particularly preferred angle of substantially 17.5^0, although it will be appreciated by somebody skilled in the art that the inclination can fall within a greater range of angles.

Figures 5b shows detail of the lower gear restraint 307 on the transmission apparatus 300 which meshes with a corresponding annular upper gear restraint 500 attached to a support structure such as the motor chassis. The upper gear restraint 500 is omitted from Figure 5a to show obscured detail. The respective gear restraints 500, 307 mesh at the point 502 at which one of the upper pistons is at the top of its stroke. During operation of the motor 100, the cycle for each pair of opposed pistons 101a, 101b; 102a, 102b; 103a, 103b; 104a, 104b and 105a, 105b is staggered such that the top dead centres (TDCs) for the upper pistons 101a-105a occur sequentially in a circular manner. For example, the TDCs may occur clockwise viewed from above as shown by the arrow 130 in Figures 1, 5a, 5b, although it could occur counterclockwise. This sequential piston movement wobbles the power transmission apparatus 300 and lower gear restraint 307 such that the mesh point 502 of the gear restraints 500, 307 moves in a corresponding circular manner (shown by arrow 130 in Figure 1) about the central axis of the motor 100. The gear restraint mechanism 500, 307 prevents or limits the main shaft 117 of the transmission apparatus 300 and the z crank from spinning around crankshaft 616 of the z crank 114. It can be seen from the elevation view in Figures 5a, 5b, that the plane on which each of the couplings or big ends fall, intersects with the extension line 503 of the gear restraints' 500, 307 mesh point 502, the rotational axis of the output shaft 504 and the longitudinal axis 506 of the crankshaft 616 at a deadpoint 501 within the coupling shaft 117. This arrangement limits lateral movement in joints of the motor arrangement.

The annular gear restraints 307, 500 have a diameter large enough such that the connecting rods 106-110 operate within the annular gear restraints. This larger diameter enables more teeth to be provided on the gear restraints 307, 500 than if the connecting rods operated outside the restraint mechanism. The increased number of teeth, reduces the individual loading on each tooth, due to the thrust of the pistons. Reducing the per tooth thrust is particularly advantageous in the case where opposed pistons are used, as

the thrust is double that of a similar motor using non opposed pistons. This enables a lighter composite material to be used for the gear restraints 307, 500, rather than a heavier metallic construction, which would usually be required to cope with the increased thrust generated in an opposed piston motor. The larger diameter upper gear restraint 500, also enables the restraint to be securely fixed to the support structure.

The structure of the z crank 114 will be described in detail with reference to Figure 6, which shows a cross sectional view through the longitudinal axis of the transmission apparatus 300 shown in Figures 5a, 5b. An upper sleeve 608 slides over a cylindrical protrusion 600 on the upper crank pin web 116a. The protrusion 600 includes a threaded blind bore 609 for attachment to the upper output shaft 115a (not shown) by way of a bolt or the like. The web 116a also includes a semi cylindrical body 601 with a hollowed portion corresponding to a protruding end of the crankshaft 616. The hollowed portion is installed on the crankshaft and then clamped in place by way of two flanges 602 (one of which is visible) which are bolted together. Another bolt is inserted through aligned bores 607 in the web 116a and the crankshaft 616 to prevent the web 116a spinning around the crankshaft 114. The semi-cylindrical body 601 includes a recessed portion 610 which enables the web 116a to rotate with the crankshaft about the exterior of the coupling sleeve 117. The crankshaft 616 extends through the coupling sleeve and protrudes from either end. It rotates on bearings 604 disposed within an inner surface of the coupling sleeve 117.

The crankshaft 616 includes a larger diameter bore 605 that tapers into a smaller diameter bore 606. The lower crank pin web 116b includes a semi-cylindrical body 615 and a protrusion 612 with a sleeve 613. The protrusion 612 includes a blind threaded bore 614 for attachment to the lower portion of the output shaft 115b (not shown in Figure 6) by way of a bolt, or the like. The web 116b includes a hollow portion 620 that is mounted on the crankshaft 616. Also visible in Figure 6 is an internal structure of one of the telescopic wobble arms eg 806 that will be described in detail with reference to Figures 8a and 8b.

Figures 7a and 7b show the manner in which the pivot axle eg 700 of each connecting rod 106-110 engages with a respective knuckle joint 118-122. The pivot axle/knuckle joint arrangement will be described with reference to connecting rod 106 corresponding to pistons 101a, 101b by way of example. This description also relates to the other piston/axle/connecting rod arrangements. The pivot axle 700 is located halfway along the connecting rod 106 and comprises two oppositely arranged cylindrical protrusions 705, 706. Each protrusion 705, 706 is integrally formed with and extends substantially horizontally from the connecting rod 106. The corresponding knuckle joint 118 comprises a substantially u-shaped bearing cradle comprising a base 701, curved inner face 709 (visible in Figure 5) and two pairs of protrusions 702a, 702b and 703a (703b is not visible). The protrusions 705, 706 of the axle 700 are located in the bearing cradle. A corresponding pair of cradle clamps 704 (one clamp being omitted from Figures 7a, 7b for clarity) with a semicircular internal bearing face 708 is bolted to each respective cradle protrusion pair (for example, 703a, 703b in Figures 7a, 7b) to retain the pivot axle 700 in position. The axle 700 is then free to pivot within the assembled joint 118 on the internal bearing faces 704, 708 of the bearing cradles and clamps respectively. Each knuckle joint 118 is connected to a respective telescopic arm 806 (also called a wobble slider) which reciprocates within a respective arm 301 of the coupling support 306. The wobble sliders enable slidable coupling of the connecting rods 106-110 to the z crank.

Figure 8a shows detail of the internal portions of radial arms 301-305 that form the coupling support 306. Each arm 301-305 comprises a base portion that receives a telescopic extension arm portion, or wobble slider, that slides within the base portion. The wobble sliders form reciprocating couplings for connection to the connecting rods 106-110. Figure 8b and 8c show one of the arms in further detail, wherein bearing surfaces 820 and 821 have been omitted from Figure 8b for clarity. The slider mechanism will be described in relation to arm 301 however it will be appreciated that this description relates to each of the remaining arms 302-305. The base portion 800 includes an outer cylinder 801 that is preferably integrally formed with the main shaft 117 of the transmission apparatus 300. A pump piston 802 with an internal cylinder 803 extends through the interior of the outer cylinder 801 to provide an annular interior

within the base portion 800. An O-ring is embedded in the base of the pump 816. A bearing means 805, and sleeve 804 are disposed on the inner surface of the outer cylinder 801. The telescopic extension arm 806, or wobble slider, includes an integrated knuckle joint 118 and elongated body 808 with a cylindrical outer surface.

The diameter of the body 808 is dimensioned to fit within the outer cylinder 801 and bearing means 804. The body has an inner sleeve 809 that includes a cylindrical bore 810 dimensioned to receive the pump piston 802. The wobble slider 806 is housed in the base portion 800 such that the outer surface of the body 808 comes into contact with the bearing means 805 and sleeve 804 and the piston 802 resides in the cylindrical bore 810. The wobble slider 806 is able to slide relative to the base portion 800. During operation of the motor the wobble means 300 wobbles in a manner such that the radial distance between the centre of the wobble means 300 and the position of the pivot axle on the connecting rod varies between a minimum and maximum displacement. The wobble slider 806 extends from and retracts into the base portion 800 to compensate for the radial displacement to enable the connecting rod to remain in a substantially vertical orientation (when the motor is supported in a vertical orientation). It will be appreciated therefore, that in the general case, the wobble slider 806 retains the connecting rod in a substantially aligned or coincident relationship with an axis 131 (visible in Figure 1) extending between the opposed pistons 101a, 101b of the pair.

Referring to Figure 8c, the reciprocating motion of the wobble slider 806 takes place on two annular bearing surfaces, the first 821 at the base of the wobble slider 806, and the second 820 on the internal base of the outer cylinder 801. The bearing surfaces will be described in more detail with respect to Figures 8d to 8i. Figures 8d and 8f show a cut away portion of one arm of the coupling support revealing detail of the wobble slider and surface bearings. Figures 8e and 8g are close ups showing more detail, while Figures 8h and 8i show plan views of the two bearing surfaces 820, 827. It should be noted that the bearing surfaces shown in these Figures are not to scale, but rather are shown oversized to illustrate detail. The ramp peaks referred to are approximately 1/8 inches high in the preferred embodiment.

Referring to Figures 8d, 8e, 8f, 8g and 8i the second bearing surface 820 comprises two wave formed annular ramps 823, 824 disposed diametrically opposite on the internal base of the outer cylinder 801, and interspersed between flat annular surfaces 825, 826. Referring to Figures 8d, 8e, 8f, 8g and 8n the first bearing surface comprises two wave formed annular ramps 827, 828 disposed diametrically opposite on the base of the wobble slider 806. The ramps 827, 828 are interspersed between annular flat plateau portions 829, 830 and annular troughs 831, 832, 833, 834.

Referring now to Figures 8f and 8g, during the portion of the cycle where the wobble slider 806 is horizontal (corresponding to a point where the opposed pistons 101a, 101b coupled to connecting rod 106 have travelled halfway through their respective cylinders), the wobble slider is retracted entirely into the outer cylinder 801. The ramps 827, 828 of the first bearing surface 821 sit in the knee at the base of ramps 823, 824 of the second bearing surface 820. Similarly, the ramps 823, 824 reside within the complementary troughs 832, 834. The annular plateaus 829, 830 also bear against the annular flat surfaces 825, 826 of the second bearing surface 821 in a sliding fit. As the pistons continue their travelling, urging the connecting rod 106 upwards as shown by arrow 835a (visible in Figure 8f), the wobble slider 806 rotates slightly as shown by arrow 836 (visible in Figure 8g).

During rotation, the ramps 827, 828 slide up opposing faces 836, 837 of second bearing ramps 823, 824, until they reach the peak of ramps 823, 824 as shown in Figures 8d, 8e. This corresponds to the maximum upward travel of the connecting rod. During this movement, the wobble slider 806 extends out of the outer cylinder 801 retaining the connecting rod 106 in a substantially vertical orientation. As the connecting rod 106 reverses its movement downward 835b, the wobble slider 806 continues rotating so that the ramps 827, 828 slide down corresponding reverse faces 838, 839 of ramps 824, 825 until the connecting rod 106 reaches the centre point of its travel again. During this movement, the wobble slider 806 retracts back into the outer cylinder 801 to retain the connecting rod 106 in a substantially vertical orientation. At the maximum extent of this retraction (corresponding to the centre point of travel of the connecting rod) bearing surfaces 820, 821 are in a similar state to that shown in Figures 8f, 8g, except that ramps

827, 828 reside in the opposite knee at the base of ramps 823, 824. Also, the plateaus 829, 830 bear on surfaces 825, 826 and ramps 823, 824 reside in the other troughs 831, 833. This explanation is one half of the wobble slider movement corresponding to a half cycle of connecting rod movement. The connecting rod will continue its downward movement, and then reverse to return to the central position. The bearing surface 820, 821 motion is the same as the first half of the cycle described, except that it takes place in the opposite rotational direction, as shown by arrow 840.

During the reciprocating motion of the wobble slider 806, the piston 802 arrangement is damped by hydraulic fluid, for example damping oil. Referring back to Figures 8a, 8b the inner cylinder 803 of the piston 802 is in fluid communication with hydraulic fluid in the z crank 114 through opening 851. As the wobble slider 806 retracts into the base portion 800 hydraulic fluid that resides in the cylinder 803 is compressed in the upper part of the cylindrical bore 810 to provide a damping function. Further, during compression, the hydraulic fluid is expelled, as shown by the arrows, via channels 811, 812 formed in the inner sleeve 809. The fluid exits the channels via openings 813, 814 into the interior of the base portion 800 to lubricate the sleeve 804 and bearing means. During compression, the fluid is also expelled via another channel 815 into the knuckle joint to provide lubrication. Any residual lubrication between the sleeve 804 that enters the cavity 817 at the base of the wobble slider 806, is expelled into the z crank 114 via outlets 818, 819 during retracting of the slider 806.

The damping fluid from the z crank 114 enters the respective wobble sliders in coupling support arms 301-305, through openings 851-855 (all visible in Figure 8a). As the wobbling action of the coupling support 306 takes place, the openings 851-855 each move in and out of alignment with a corresponding bore. For example as shown in Figure 8b, opening 851 in the z crank, aligns with inner cylinder 803 to allow damping fluid to flow into the wobble slider 806. The opening 851 is in alignment with cylinder 803 when the wobble slider is at its full extension. As the slider 806 retracts, the z crank 114 moves laterally due to the general action of apparatus. At the point of complete retraction, the opening 851 is completely out of alignment with cylinder 803, so that no damping fluid flows back into opening 851.

Operation of the power transmission apparatus in relation to an axial internal combustion motor arrangement will now be described with reference to Figures 1 to 8i. It will be appreciated that details of the general function of a z crank 114 will be known to those skilled in the art and therefore no detailed description of this function will be provided. It should also be appreciated that the generally described operation could also apply to any reciprocal power source other than internal combustion cylinder/piston arrangements. The five axially arranged piston/cylinder pairs power sources are configured to fire a combustible charge sequentially in either a clockwise or anticlockwise manner. In two stroke and four stroke operation the top dead centre of each upper piston/cylinder arrangement of an opposing piston pair will coincide with the bottom dead centre of the corresponding lower piston/cylinder arrangement. As each opposed piston pair imparts either an upward or downward thrust, this is transferred to the z crank 114 via the corresponding knuckle joint wobble slider and radial arm coupling support 306.

By virtue of the sequential firing of the cylinders, the forces from each piston pair are imparted in a sequential circular manner. This causes the z crank 114 to wobble about the intersection deadpoint X 501 in an inclined circular manner with each distal end of the coupling sleeve 117 rotating in a circular motion. The circular motion traced out by each end of the sleeve 117 is transferred to the output shaft portions 115a and 115b respectively via the crank pin webs 116a and 116b. This motion also produces a wobbling action in the coupling support 306 and lower gear restraint 307. The wobble slider 806 in each arm of the coupling support 306 extends and retracts as the coupling support oscillates in a substantially vertical manner at the point of coupling with each respective connecting rod. This retains the connecting rods in an alignment with the pistons. The lower gear restraint 307 meshes with the upper gear restraint, the mesh point moving in an annular fashion about the gear restraints in accord with the strokes of each piston. In this manner the gear restraint mechanism enables the z crank 114 to rotate in the desired manner, while still substantially preventing the transmission apparatus spinning about the longitudinal axis of the z crank 114 and sleeve 117. It will

be appreciated that the power transmission apparatus could be adapted for use with any other suitable number of axially arranged pistons, either opposed or otherwise.

Figure 9 shows an exploded isometric of a preferred embodiment of a modular piston, which can be used in an axial motor, each of the components being manufactured from carbon composites. The piston includes a piston head or crown 900 seated on a little end bearing formed from an upper socket 901 and a lower socket 902. The crown 900 and bearing assembly is seated or otherwise retained in a piston skirt housing formed from two semi-cylindrical halves 903a, 903b which are joined by way of bolts or the like. The piston crown 900 is of generally cylindrical construction with a hollowed interior 1002 the hollow reducing heat transfer to the surroundings. Details of the interior 1002 and underside of the crown 900 are visible in the cross-sectional view shown in Figure 11. The crown 900 has a circular recess 904 in the top surface to provide a swirling motion to assist fuel/air mixing. The crown 900 also includes upper 905 and lower 906 annular recesses in the outer surface. The crown 900 further includes an annular rim 1003 on the bottom edge with an annular recess 1004 dimensioned for engaging the upper surface edge of the upper bearing socket 901. The upper socket 901 has a generally tapered cylindrical outer surface 907, with a partially spherical protrusion 908 on the upper surface which corresponds with the hollow interior 1002 of the crown 900. The internal portion of the upper socket 901 is a substantially hemispherical hollow to match the spherical nature of a top portion of a little end of a connecting rod. The lower socket 902 of the bearing means comprises a frustohemispherical socket 909, that is a hemispherical socket in which the apex has been removed to leave a base portion with an opening in the top. A flange 910 extends from the base edge of the socket 909. A bottom annular edge 1001 of the upper socket 901 rests on the flange 910 of the lower socket 902, the matching inner hemispherical portions of each socket forming a spherical socket for a bearing at the little end of the connecting rod.

Each half of the outer skirt 903a, 903b includes a semi-annular lip on the top edge 915a, 915b and an internal semi-annular shelf 912a, 912b with a profiled top surface. When both halves 903a, 903b of the outer skirt are coupled together each semi-annular lip 915a, 915b form an annular lip for engaging in the lower annular recess 906 in the

crown 900. Further the shelves 912,a, 912b form an annular shelf adapted for seating the flange 910 of the lower socket 902 and the annular rim 1001 of the upper socket 901. More particularly, the profiled shelf includes a recess 913 with a ledge and side adapted for seating the flange 910 such that the lower socket 902 is retained by the skirt in an upside down manner in which the frustohemispherical portion protrudes downwardly through the annular shelf 912a, 912b. The profiled shelf also includes a bevelled 914 edge about the recess 913. In this manner the upper 901 and lower 902 bearing sockets are retained within the skirt 903a, 903b in an aligned fashion to form the spherical little end socket. Bolt holes 1101 and 1102 (more easily visible in Figure 11) a bored through one half 903b of the outer skirt, and corresponding threaded blind holes are bored into the other half 903a of the skirt to enable the skirts 903a, 903b to be fastened together by way of bolts or other suitable fastening means. The profiled shelf 912a, 912b also includes a plurality of recesses, eg 916, for weight reduction purposes. The lower half of each skirt 903a, 903b which extend below the profiled shelf form a lower cavity 917 of the piston.

Figures 10a and 10b show elevation and plan cross-sectional views respectively of the assembled carbon piston. The crown 900 is seated on the upper bearing socket 901 such that the annular recess 1004 in the annular rim 1003 of the underside of the crown is seated on an annular portion 1005 of the top surface of the upper socket 901. The lower annular rim 1001 of the upper socket 901 is seated on the flange 910 of the lower socket 902 to form the spherical bearing socket 1006. The outer skirt halves 903a, 903b are then clamped around the crown 900 and socket 901, 902 assembly. In this arrangement the flange 910 is seated in an upside down manner on the annular recess ledge 913, the lower surface of the upper socket 901 sits on the flange 910and the annular lip 915a, 915b engages in the annular recess 906 in the crown 900 thus retaining all components of the piston in a secure manner. The two skirt halves 903a, 903b are clamped or otherwise fastened together by way of bolts or the like. The outside of the assembled piston is visible in Figures 11a and 11b.

Figures 12a, 12b and 12c show various views of a carbon composite liner 1200 for insertion into the engine block 124, shown in Figures 13a and 13b. The carbon liner

1200 provides a cylinder eg 111b in which a respective piston eg 101b reciprocates. The liner 1200 has an outer profile 1201 including an annular flange 1202 which sits in a surface recess eg 1301 at the entrance to a corresponding cylinder bore eg 1300 in the block 124. The liner 1200 can be secured in the bore 1300 by fastening the annular flange 1202 (shown in more detail in Figure 12b) in the recess by way of bolts or the like which screw into respective openings eg 1303, positioned around the bore 1300. The liner 1200 includes various transfer ports 1203 and exhaust ports 1204 that communicate with ducting in the block 124 (not visible) for inlet of combustion fuel/gases and outlet of exhaust gases. Details of this will be known to those skilled in the art, and openings relevant to an internal turbo charger (if used) are described in WO 00/11330. The block 124 may also include the required cavity 1303 and ducting for an internal turbo charger. An annular flange 1205 on the outer profile includes a machined groove 1206 for an O-ring.

Figure 14 shows the piston, cylinder and connecting rod assembly, with Figure 15 showing detail of the full arrangement including wobble means, while Figure 16 shows detail of the connecting rod/ knuckle joint coupling. Referring to Figure 14, the assembled piston resides in the cylinder liner that comprises an outer body 1400 and inner carbon liner sleeve 1200 that is adapted for a sliding fit with the piston. A bearing 1402 is installed in the bearing socket 1006 with a lower portion of the bearing 1402 protruding through the opening in the lower bearing socket 902. The protruding portion includes a blind bore 1403 for receiving the little end 1404 of a connecting rod 106. The diameter of the little end 1404 is smaller than that of the connecting rod 106 itself and is dimensioned to engage in the blind bore 1403. During operation the wobble slider arrangement also reduces the amount by which the connecting rod circulates, which happens in existing arrangements. This in turn can reduce movement of the bearing 1402, leading to reduced friction. This can reduce the need for lubrication of the bearing 1402 in the socket 902, especially if carbon components are used.

The connecting rod 106 extends through a central bore 1416 of a bearing support and pump cylinder 1406 that houses an upper portion of the connecting rod 106. The pump cylinder has an elongated cylindrical outer body with a first diameter 1407 which

extends through a cylindrical head portion 1408 with a larger second diameter. The head portion 1408 is adapted to engage in a sealed manner with the bottom of the cylinder outer body 1400 and inner sleeve 1200 to form the cylinder enclosure. More particularly the head portion 1408 includes an exterior annular shelf 1409 with an annular wall 1410 that engage with a corresponding annular profile 1411 in the inner sleeve 1200. A top end 1412 of the wall 1410 has a width which extends beyond the width of the inner sleeve to provide a shelf which provides a lower limit for movement of the piston. An annular interior 1413 is formed between the wall 1410 and top end of the elongated body 1407 of the pump cylinder 1406. The interior 1413 in combination with the lower piston cavity 917 form an enclosed cavity.

The upper end of the connecting rod includes an outer sleeve with an annular splayed end which forms a connecting rod pump piston 1414. A bush 1415 sits on the splayed end. An annular channel 1418 is formed in central bore 1416 of the connecting rod pump cylinder 1406 for the passage of oil or other suitable lubricating fluid in the connecting rod/bore interface to the piston cavity, if required. As the connecting rod moves linearly upwards and downwards within the central bore 1416 the splayed end of the pump piston 1404 and bush 1415 force hydraulic fluid through the channel 1418 and into the cavity and back again. This action provides lubricating fluid to both the connecting rod/bore interface and the piston/cylinder interface. It will be appreciated that this lubrication may not be required, or wanted, for example where a carbon piston is used. In this case, seals 1417, prevent lubrication on the connecting rod from the crankcase entering the cylinder cavity. Further, this seals exhaust gases from the crank case. The connecting rod also includes a central bore 1419 which provides a channel for transfer of lubricating fluid between the knuckle joint and the little end bearing 1402/ bearing socket 1006 interface, if it is required. As the wobble slider action provides lubricating fluid into the knuckle joint, this is also transferred to the connecting rod bore 1419. The lubricating fluid flows through the bore into the little end bearing and into the bearing/ bearing socket interface via openings 1420 in the bearing 1402. It will be appreciated that this lubrication is not required if carbon pistons are used. The lower end of the elongated pump cylinder 1402 has a hemispherical recess 1421 in its bottom face. A pump piston cover 1422 with a corresponding hemispherical recess

1423 is attached to the pump piston by couplings 1424, 1425 to form a spherical bearing socket for a connecting rod bearing 1426. The connecting rod bronze bearing or bush 1426 takes any residual side thrust, and also assists sealing of the piston/cylinder from the crankcase. This assists in preventing lubrication fluid going into the piston/cylinder if this is not desired, and also assists in preventing combustion gases entering the crankcase. It also prevents the piston going into the crankcase.

Keeping the connecting rods substantially vertically (assuming the motor is supported vertically) during operation by way of the wobble slider mechanism, reduces side loading on the pistons. This enables a carbon piston and carbon liner cylinder (or other non-metallic composite) to be used in the axial motor instead of the traditional metallic pistons and cylinders. Composite components are generally not strong enough to be used in existing motors where the side thrust is much greater. While it is not essential to use composite piston/cylinder components in the invention, use of them provides several benefits. First of all the composites are lighter, making for an overall lighter motor. Secondly, the composite components do not expand and contract as much due to heat. This, coupled with the reduced side thrust, enables the composite cylinder/piston components to be manufactured to a closer working tolerance than if metallic components are used. As a result piston rings are not necessary, and this coupled with the nature of composite materials, means that lubricant in the piston/cylinder is not necessary. It is envisaged that this will reduce the emissions from the engine. In such a case where composite piston/cylinders are used, each connecting rod bearing and seal, e.g. 1426, 1417, seals the respective piston/cylinder from the z crankcase to prevent lubricant entering the piston/cylinder, and to prevent exhaust gases entering the crankcase. Without the seals (1417 being the main seal, with bearing 1426 providing some assistance sealing), lubricant on the connecting rods could enter the respective cylinders. The seals are possible by virtue of the connecting rods being retained in a substantially vertical orientation during operation (or in the general case, in-line with the axis through the pistons). Existing engines have circulating connecting rods that are far more difficult to seal under operating conditions. Further, the seal/bearing 1426 bears any residual side thrust from the respective connecting rod, further reducing any side thrust experienced by the piston/cylinder arrangement. Again, bearing the load of

the connecting rods in this way would be difficult if they are not kept substantially in-line with the pistons during operation.

CLAIMS

1. An axial motor including:

a plurality of reciprocating thrust means arranged as opposed pairs in a substantially circular array about a central axis,

a connecting rod for each thrust means pair connecting the thrust means in that pair, each connecting rod coincident with an axis extending through the respective thrust means pair it connects,

a z crank coupled between the ends of an output shaft extending substantially coincident with the central axis,

a power transmission apparatus coupled to the z crank,

a plurality of reciprocating couplings, each connected to or integrated with the transmission apparatus, and also connected to a corresponding connecting rod, to transfer thrust from a corresponding thrust means pair to the z crank,

wherein during operation, to reduce side thrust on thrust means, the reciprocating couplings move to compensate for movement in the transmission apparatus to retain each corresponding connecting rod substantially aligned with the axis extending through the respective thrust means pair it connects.

2. An axial motor according to claim 1 wherein each thrust means is a piston adapted to reciprocate in a respective cylinder in an engine block.

3. An axial motor according to claim 2 wherein the pistons are arranged as in-line opposed pairs.

4. An axial motor according to claim 3 wherein the pistons are constructed from non-metallic composite, and each reciprocates in a corresponding cylinder constructed from a non-metallic composite.

5. An axial motor according to claim 4 wherein the non-metallic composite is a carbon composite, and the cylinders include a carbon composite liner disposed in an engine block of the axial motor.

6. An axial motor according to claim 5 wherein seals and bearings are disposed adjacent the connecting rods to isolate the respective pistons and cylinders from lubrication fluid, and at least partially bear residual side thrust on the connecting rods to reduce side thrust on the pistons.

7. An axial motor according to claim 6 wherein the transmission apparatus includes:

a z crank coupling,

a plurality of coupling support arms extending radially from the z crank coupling in which the reciprocating couplings can oscillate.

8. An axial motor according to claim 7 wherein the reciprocating couplings pump damping and lubricating fluid.

9. An axial motor according to claim 8 wherein each connecting rod is connected to a respective reciprocating coupling by a knuckle joint.

10. An axial motor according to claim 1 or 9 further including a restraint mechanism to prevent the transmission apparatus spinning around the axis of the z crank.

11. An axial motor according to claim 10 wherein the restraint mechanism includes an upper annular gear restraint secured to a support structure, and a lower annular gear restraint coupled to the transmission apparatus, and wherein the connecting rods operate within the upper and lower annular gear restraints.

12. An axial motor according to claim 11 wherein the upper and lower gear restraints are constructed from a non-metallic composite material.

13. An axial motor according to claim 12 wherein the plane on which the knuckle joints reside, intersects at a point with the extension line of the gear restraints' mesh point, rotational axis of the output shaft and longitudinal axis of the z crank.

14. An axial motor according to claim 1 wherein the reciprocating couplings retain the connecting rods in a substantially vertical orientation when the motor is supported in a substantially vertical orientation.

15. A power transmission apparatus adapted for transferring thrust from reciprocating thrust means arranged axially in opposed pairs to a z crank of an axial motor, the apparatus including:

a z crank coupling for connecting the transmission apparatus to a z crank,

a plurality of coupling support arms extending radially from the z crank coupling,

a plurality of reciprocating couplings, each reciprocating coupling disposed in a respective coupling support arm and adapted to oscillate within the respective support arm,

wherein upon installation of the apparatus in an axial motor, each reciprocating coupling is adapted for connection to a connecting rod extending between one pair of opposed thrust means in the axial motor, and during operation of the motor, each reciprocating coupling is adapted to reduce side thrust on the thrust means pair, by oscillating to compensate for movement in the apparatus to retain each connecting rod substantially aligned with an axis extending through the respective thrust means pair it connects.

16. An apparatus according to claim 15 wherein each thrust means is a piston adapted to reciprocate in a respective cylinder in an engine block, and wherein the pistons are arranged as in-line opposed pairs.

17. An apparatus according to claim 16 wherein the pistons are constructed from non-metallic composite, and each reciprocate in a corresponding cylinder constructed from a non-metallic composite.

18. An apparatus according to claim 17 wherein the non-metallic composite is a carbon composite, and the cylinders include a carbon composite liner disposed in an engine block of the axial motor.

19. An apparatus according to claim 18 wherein the reciprocating couplings pump damping and lubricating fluid.

20. An apparatus according to claim 19 wherein each reciprocating coupling has a knuckle joint for connection to a respective connecting rod.

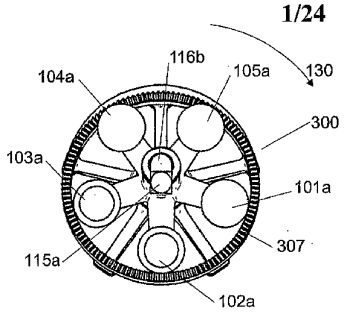
21. An apparatus according to claim 15 or 20 further including a restraint mechanism to prevent the apparatus spinning around the axis of the z crank.

22. An apparatus according to claim 21 wherein the restraint mechanism includes a lower annular gear restraint and wherein the connecting rods operate within the lower annular gear restraint.

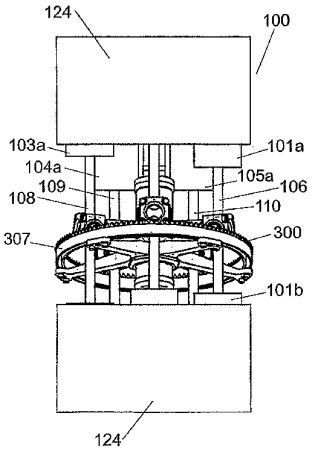
23. An apparatus motor according to claim 22 wherein the lower gear restraint is constructed from a non-metallic composite material.

24. An axial motor substantially as herein described with reference to the accompanying drawings.

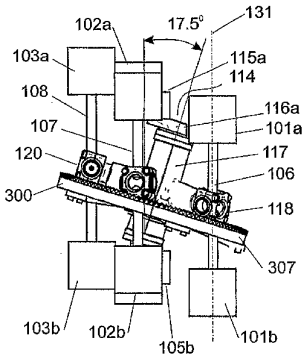
25. A power transmission apparatus substantially as herein described with reference to the accompanying drawings.



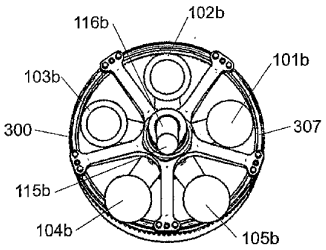
TOP PLAN



SIDE PLAN



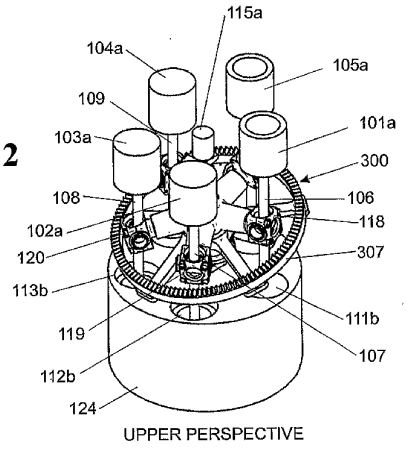
SIDE ELEVATION



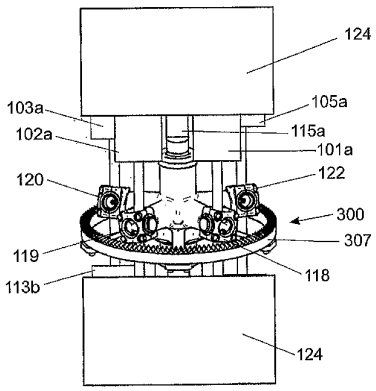
BOTTOM PLAN

FIGURE 1

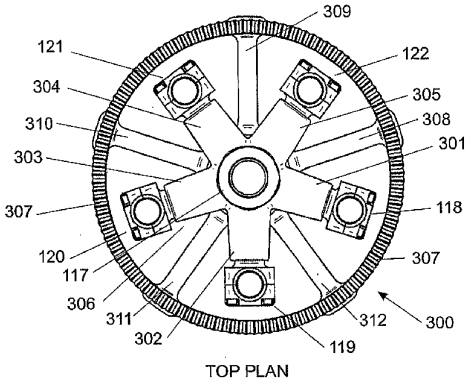
FIGURE 2



UPPER PERSPECTIVE

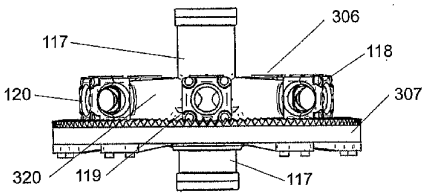


SIDE ELEVATION

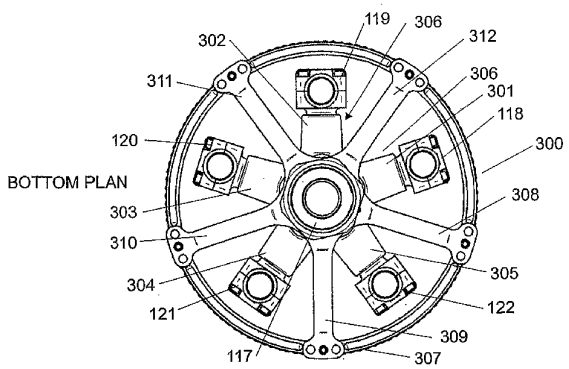


TOP PLAN

FIGURE 3



SIDE ELEVATION



BOTTOM PLAN

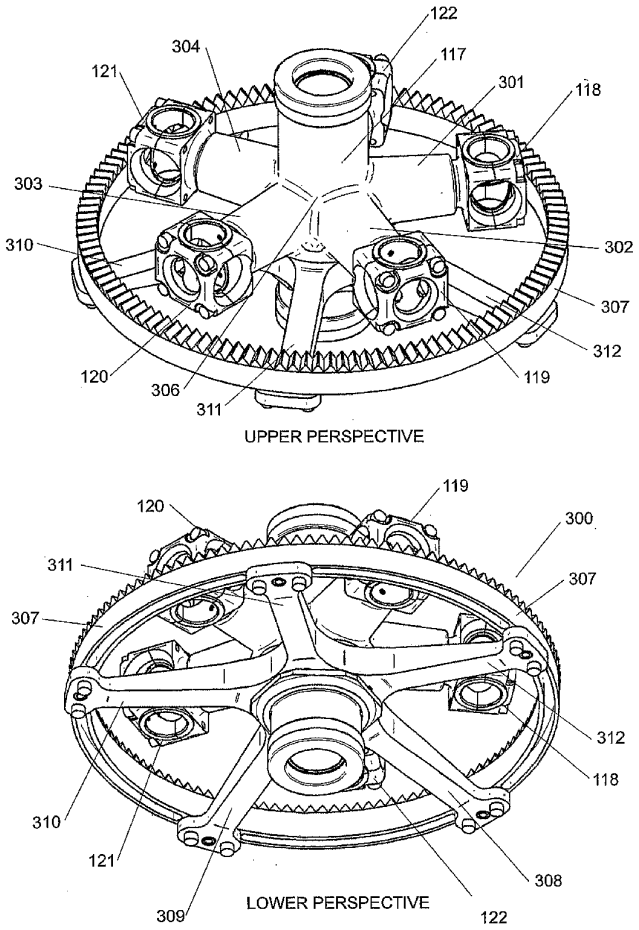

122
304
117
121
301
118
303
310
302
307
312
120
306
119
311
UPPER PERSPECTIVE
119
120
300
311
307
307
312
118
310
121
308
309
LOWER PERSPECTIVE
122

FIGURE 4

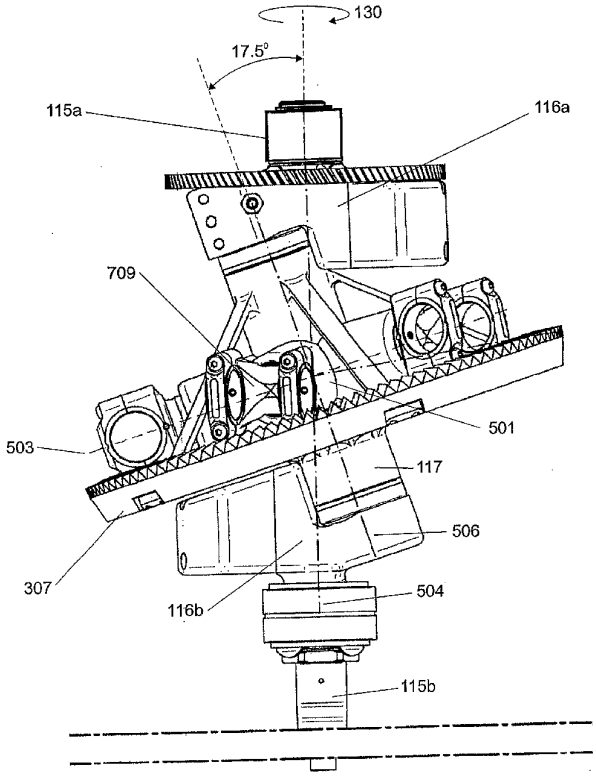


FIGURE 5a

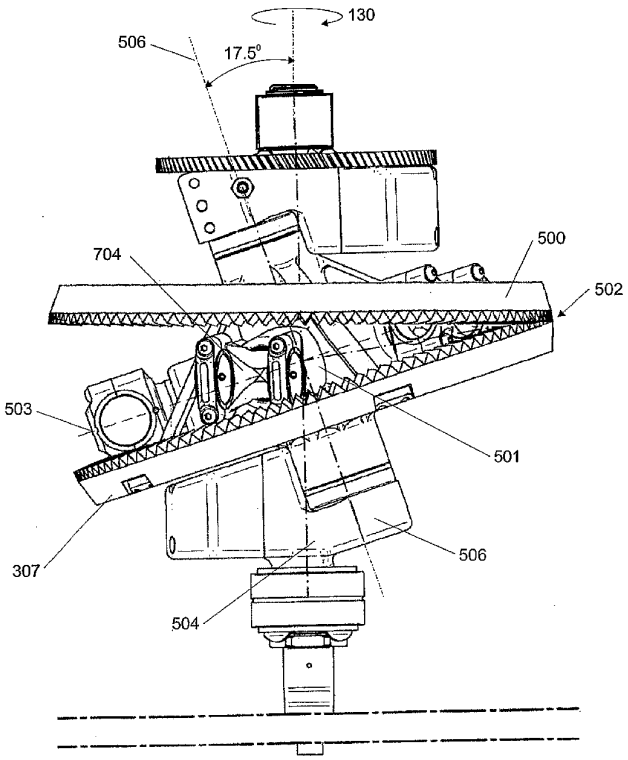


FIGURE 5b

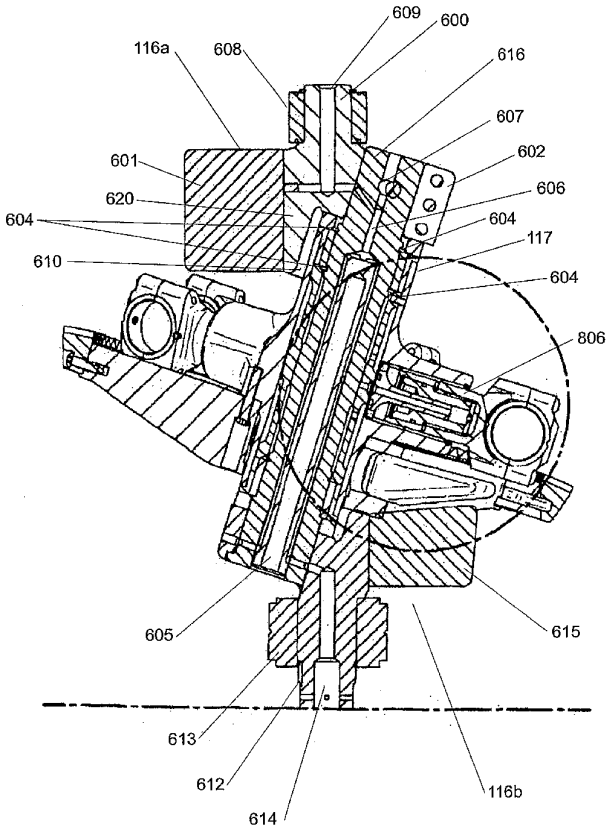

609
600
116a
608
616
607
601
602
620
606
604
604
117
610
604
806
605
615
613
612
614
116b

FIGURE 6

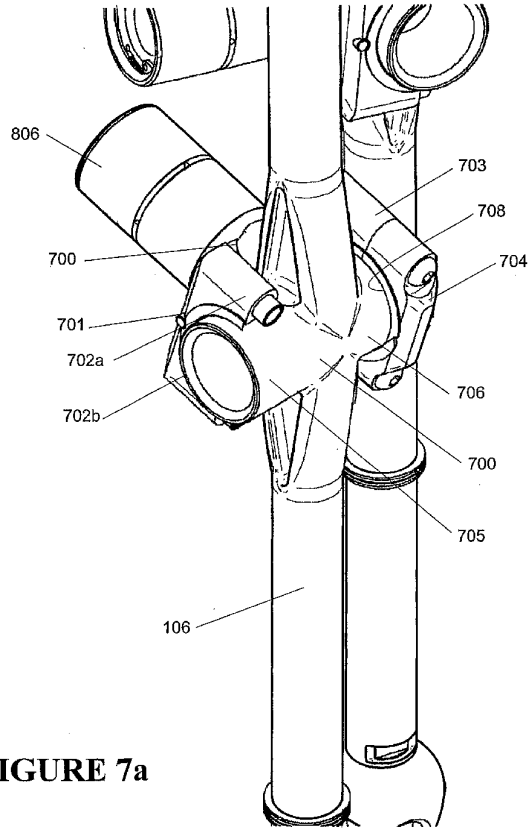


FIGURE 7a

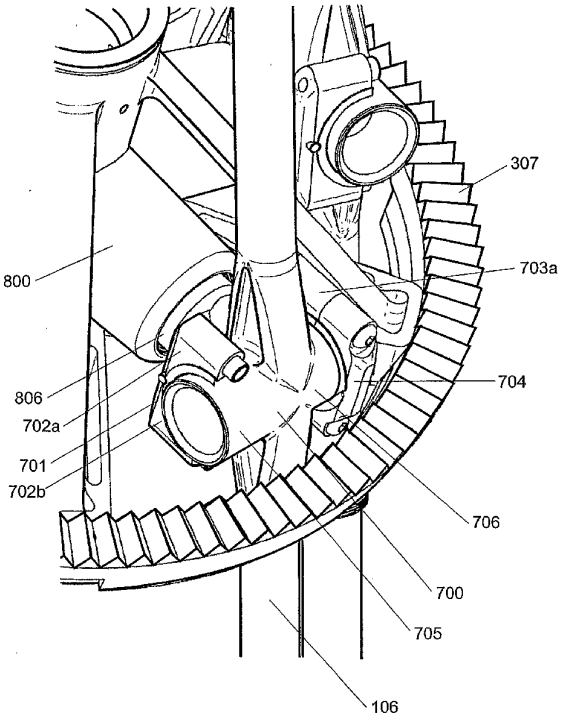


FIGURE 7b

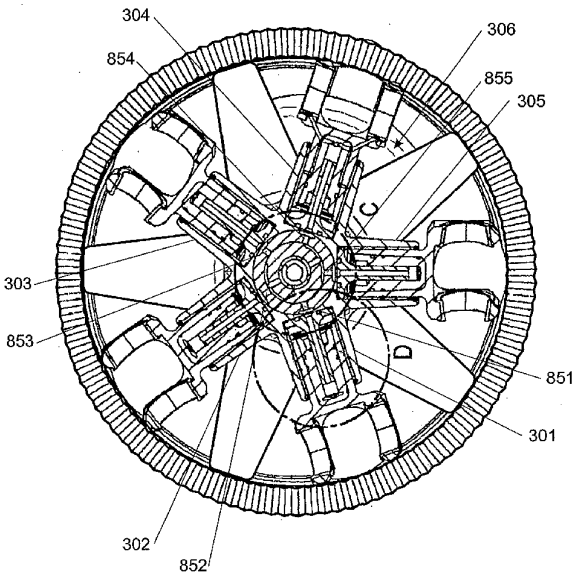


FIGURE 8a

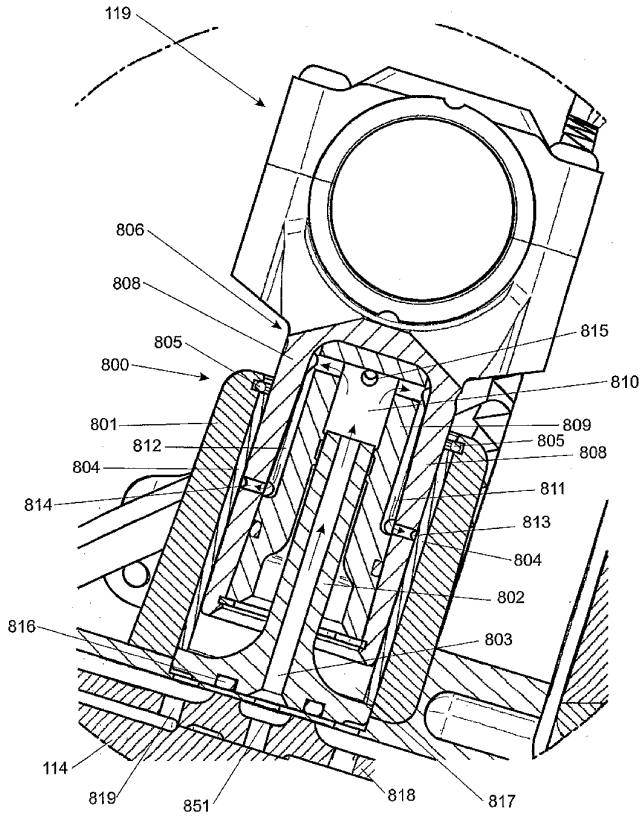

119
806
808
805
800
801
812
804
814
816
114
819
851
818
817
815
810
809
805
808
811
813
804
802
803

FIGURE 8b

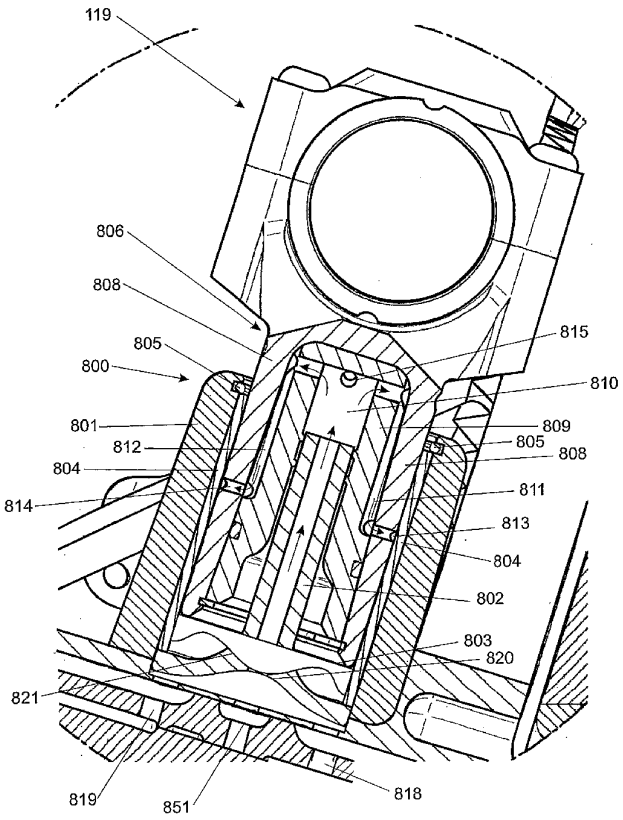

119
806
808
805
800
801
812
804
814
815
810
809
805
808
811
813
804
802
803
820
821
819
851
818

FIGURE 8c

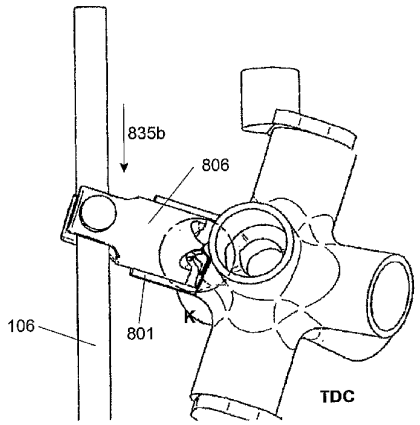


FIGURE 8d

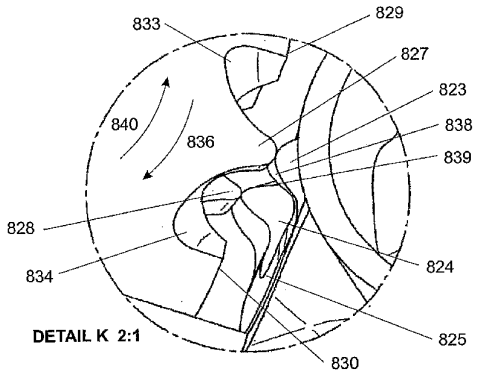


FIGURE 8e

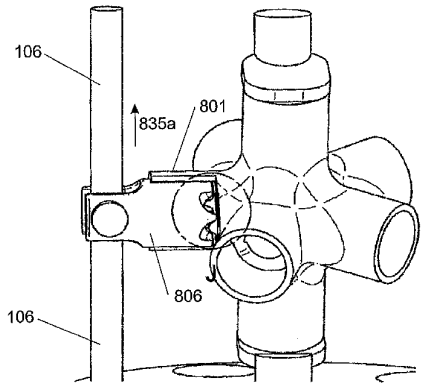


FIGURE 8f

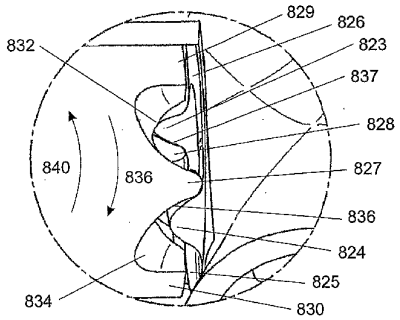


FIGURE 8g

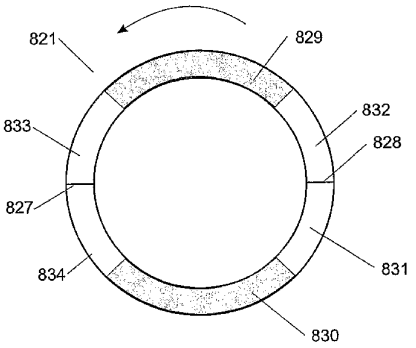


FIGURE 8h

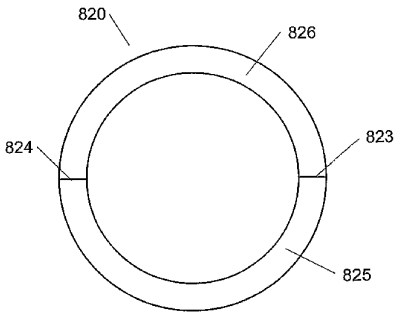


FIGURE 8i

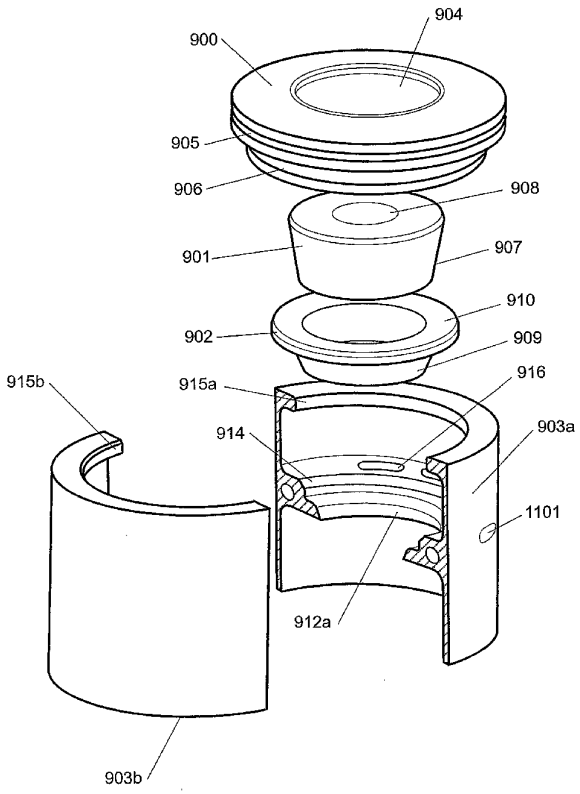

904
900
905
906
908
901
907
910
902
909
916
915b
915a
914
903a
1101
912a
903b

FIGURE 9

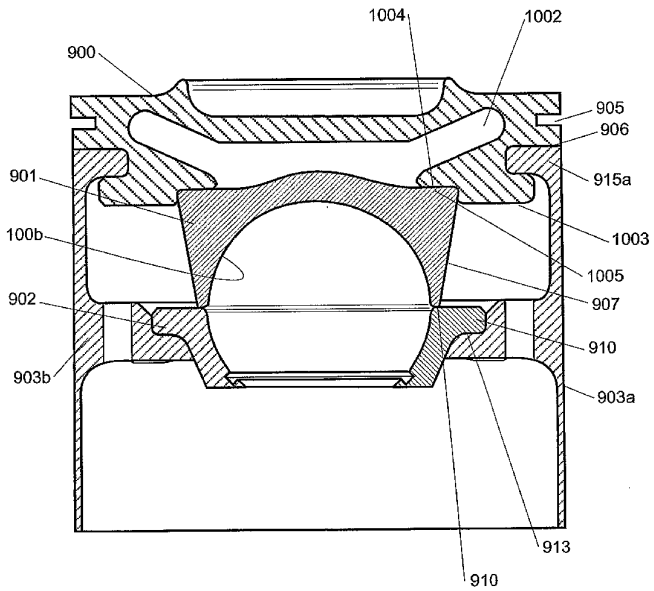

1004
1002
900
905
906
901
915a
1003
100b
1005
907
902
910
903b
903a
913
910

FIGURE 10a

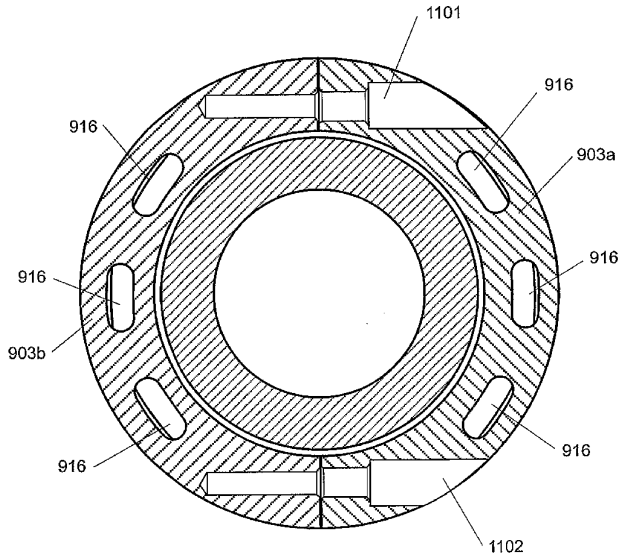


FIGURE 10b

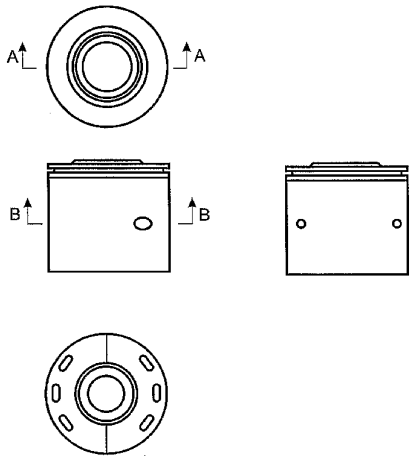


FIGURE 11a

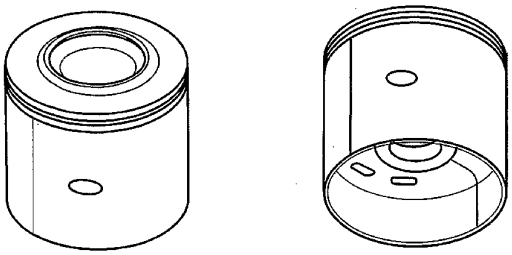


FIGURE 11b

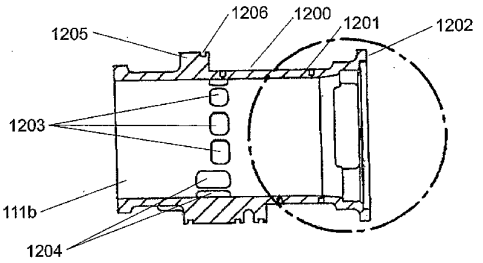


FIGURE 12a

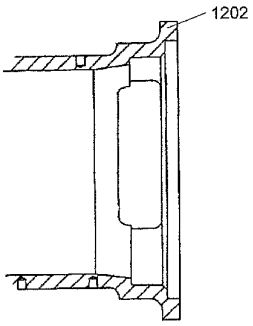


FIGURE 12b

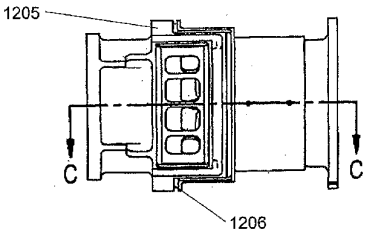


FIGURE 12c

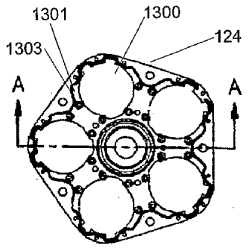


FIGURE 13a

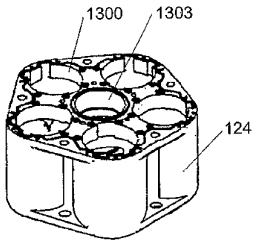


FIGURE 13b

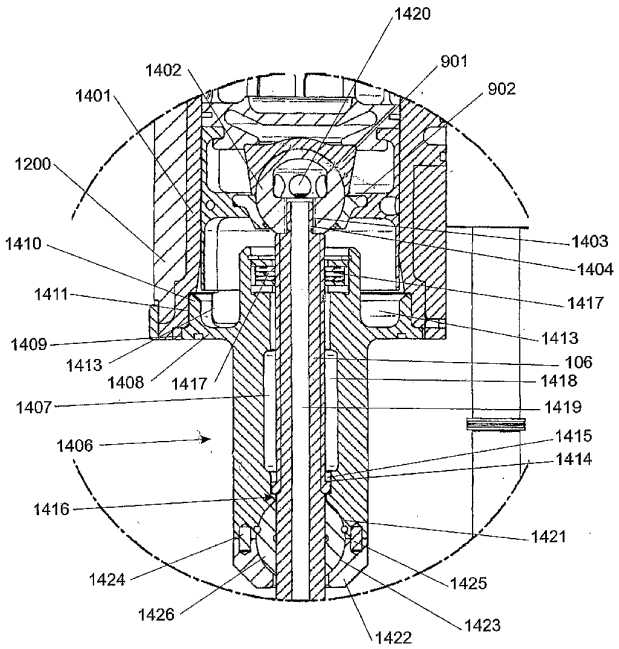

1420
1402
901
1401
902
1200
1403
1410
1404
1411
1417
1409
1413
1413
106
1408
1417
1418
1407
1419
1406
1415
1414
1416
1421
1424
1425
1426
1423
1422

FIGURE 14

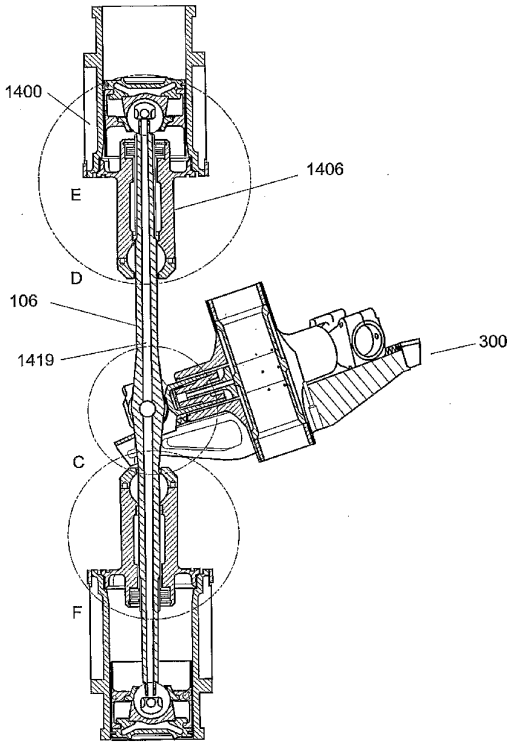


FIGURE 15

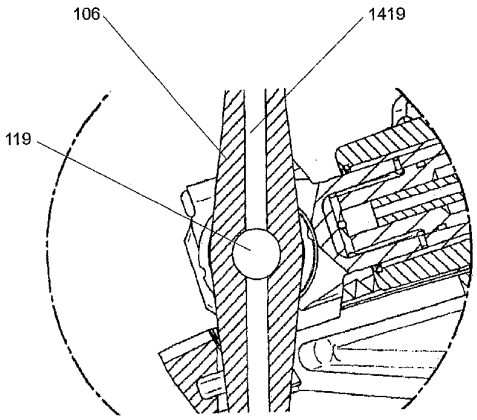


FIGURE 16

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/NZ02/00126

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. [7]: F01B 3/02; F02B 75/26, F16H 23/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
See below under "Electronic database consulted"

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
AU : IPC : F01B 3/-, F02B 75/-, F16H 23/-

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)
DWPI: 1.F01B 3/02, F02B 75/26, F16H 23/10, 23/00
2.F01B 31/-; F02B 77/-; F16C 3/-, 11/-,9/- with keywords: WOBBLE, SWASH, CRANK and similar terms

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	AU 18057/34 A (THE BRISTOL TRAMWAYS & CARRIAGE COMPANY LIMITED) 9 May 1935 The whole document	
A	Derwent Abstract Accession No 91-147132/20, Class Q51, SU 1574832 A (SKRIPNIKOV) 30 June 1990 Abstract and figure	
A	GB 1495948 A (GIRODIN) 21 December 1977 The whole document	

[X] Further documents are listed in the continuation of Box C [X] See patent family annex

* Special categories of cited documents:
"A" Document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" Document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
3 October 2002	7 OCT 2002
Name and mailing address of the ISA/AU AUSTRALIAN PATENT OFFICE PO BOX 200, WODEN ACT 2606, AUSTRALIA E-mail address: pct@ipaustralia.gov.au Facsimile No. (02) 6285 3929	Authorized officer **ASANKA PERERA** Telephone No : (02) 6283 2373

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1998)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/NZ02/00126

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4166398 A (GIRODIN) 4 September 1979 The whole document	

Form PCT/ISA/210 (continuation of Box C) (July 1998)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT Information on patent family members	International application No. PCT/NZ02/00126

This Annex lists the known "A" publication level patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The Australian Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

Patent Document Cited in Search Report		Patent Family Member					
GB	1495948	NONE					
US	4166398	CA	1015666	DE	2456896	FR	2254223
		JP	50085738				

END OF ANNEX

フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZM,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,BG,CH,CY,CZ,DE,DK,EE,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,SK,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,OM,PH,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZM,ZW

(72)発明者 シャトルワース，リチャード ジャック
ニュージーランド国，ネルソン，マースデン バレー ロード １１０

Ｆターム(参考) 3J044 AA02 BA10 BC01 BC12 CC16 DA09
3J062 AA43 AB29 AC07 BA25 CB06 CB14 CB33 CB41