

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2666879号

(45) 発行日 平成 9 年 (1997) 10 月 22 日

(24) 登録日 平成 9 年 (1997) 6 月 27 日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所	
F 0 2 G	1/043		F 0 2 G	1/043	E
	1/05			1/05	A
	1/053			1/053	G
// B 6 3 H	5/10		B 6 3 H	5/10	

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平6-25315
 (22) 出願日 平成 6 年 (1994) 2 月 23 日
 (65) 公開番号 特開平7-233758
 (43) 公開日 平成 7 年 (1995) 9 月 5 日

(73) 特許権者 591159491
 運輸省船舶技術研究所長
 東京都三鷹市新川 6 丁目 38 番 1 号
 (72) 発明者 平田 宏一
 東京都目黒区原町 1 丁目 25 番 1 号
 (74) 代理人 弁理士 笹島 富二雄

審査官 佐藤 正浩

(56) 参考文献 特開 昭57-88254 (J P , A)
 特開 昭54-101053 (J P , A)

(54) 【発明の名称】 位相差可変機構付スターリング機関

1

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 作動流体を加熱する加熱部と、
 作動流体を冷却する冷却部と、
 前記加熱部により加熱された作動流体の体積膨張により
 所定方向に押圧されて移動する第 1 ピストンと、
 該第 1 ピストンに連結された第 1 クランク機構を介して
 前記第 1 ピストンに作用する押圧力を回転力として取り
 出す出力軸と、
 作動流体を前記加熱部と前記冷却部との間で移動させる
 第 2 ピストンと、
 前記出力軸と同心軸上に配設され前記第 2 ピストンを第
 2 クランク機構を介して往復動させる駆動軸と、
 前記出力軸に一体的に取付けられる駆動歯車と、
 前記駆動軸に一体的に取付けられる被駆動歯車と、
 前記駆動歯車と被駆動歯車とに歯合する遊星歯車と、

2

該遊星歯車を自転自由に支持する遊星歯車支持部材と、
 該遊星歯車支持部材を前記出力軸の回転方向に回転させ
 て前記出力軸と前記駆動軸の回転位相差を変化させる回
 転位相差可変手段と、
 を含んで構成されると共に、
 前記出力軸と前記駆動軸の何れか一方を中空形状に形成
 し、
 その中空部に他方の軸を回転自由に收容すると共に、そ
 れぞれの軸を同一方向に延伸させ、
 10 それぞれの軸の延伸方向外周部端部に同一方向の推進力
 を発生するプロペラを取付けたことを特徴とする位相差
 可変機構付スターリング機関。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【産業上の利用分野】 本発明は、船舶用、潜水船用、車

両用、定置用、空調用、発電用等として用いられるスターリング機関の出力制御についての技術に関する。

【0002】

【従来の技術】従来より、スターリング機関は、内燃機関に比較して、原理的にカルノーサイクルに相当する最も高い熱効率を得ることができる点、また、外燃機関であるため多種多用の熱源を利用できる点、爆発燃焼を伴わないため騒音が少ない点、さらに内燃機関に較べ不完全燃焼の発生が少ないことから排気有害成分の排出に対しても有利である点等に鑑み、新たな動力源として注目され、種々のスターリング機関が提案されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、スターリング機関の抱える問題として、後述するように出力制御（速度制御）を如何にして行なうかという問題がある。かかる問題については、古くから考えられてきたが、その代表的な出力制御の方法として温度制御によるものがある。

【0004】この方法は、例えば、図6に示すディスプレイ型スターリング機関（なお、後述する図1に示す所謂2ピストン型〔型、L型等〕と称されるスターリング機関にあっても同様である。）で説明すると、加熱器30〔高温側（設定温度 T_H ）〕と冷却器31〔低温側（設定温度 T_C ）〕の温度差（ $T_H - T_C$ ）を変化させ、作動流体32がパワーピストン33に作用する圧力を変化させることで、出力軸34の回転速度及び軸出力を制御するものである（日本船用機関学会誌 第17巻 第4号、P26～34、昭和57年4月「位相差制御方式によるスターリング機関回転数制御の研究」参照）。

【0005】しかしながら、かかる方法では、前記加熱器30、冷却器31、或いは機関の壁厚等の熱容量の影響等により、急速に前記温度差を変化させることができないため応答性が悪いという欠点がある。したがって、一般的に、上記の温度制御以外に、圧力制御、位相差制御、ストローク可変制御、或いはデッドボリューム可変制御等を併用、或いはこれら制御を単独で行なうことが考えられている。

【0006】ここで、圧力制御とは、高い制御応答速度が要求される自動車用スターリング機関に広く用いられているもので、図7に示すように、ヘリウムガスを高圧で貯蔵するヘリウムガス貯蔵タンク40と、該ヘリウムガス貯蔵タンク40へ高圧のヘリウムガスを圧縮供給するヘリウムガスコンプレッサ41と、前記ヘリウムガス貯蔵タンク40とスターリング機関の作動流体充填空間42とを連通遮断弁44を介して連通するヘリウムガス供給通路43と、スターリング機関の作動流体充填空間42とヘリウムガスコンプレッサ41とを連通遮断弁46を介して連通するヘリウムガス排出通路45と、を備えて構成される。そして、出力を上昇させる場合には連通遮断弁44を連通させて高圧のヘリウムガスを作動空間42に供給し、出力を低

下させる場合には前記連通遮断弁45を連通させて作動空間42内のヘリウムガスをヘリウムガスコンプレッサ41へ排出させるようにするものである（16th IECEC, p188～1893(1981) 参照）。

【0007】しかしながら、かかる圧力制御では、出力制御の応答性は向上するものの、高圧ガスを供給・貯蔵するための大掛かりな装置が必要であり、装置が大型化・複雑化すると共に、重量・コストの増大、さらにコンプレッサ41の駆動トルク分で燃費が悪化するという問題がある。また、位相差制御は、図6に示したパワーピストン33と、ディスプレイピストン35と、の間の回転位相差（ θ ）を可変に制御するものである。このものは、図8に示すように、パワーピストン33側の出力軸34と、ディスプレイピストン35の駆動用軸36と、を別個独立な構成とし、ディスプレイピストン35の駆動軸34とマイクロコンピュータ37により回転制御される駆動用電動モータ38とを連結させてディスプレイピストン35の駆動軸36を回転駆動するようにしている。そして、出力を増大させたいときには、該駆動用電動モータ38に作用して、ディスプレイピストン35の駆動軸36と、前記パワーピストン33側の出力軸34と、の回転位相差（ θ ）を、略90度CA（クランク角）に近づけるように調整し、出力を低下させたいときには、回転位相差をこれより増大或いは減少させるようにするものである（日本船用機関学会誌 第17巻 第4号、P26～34、昭和57年4月「位相差制御方式によるスターリング機関回転数制御の研究」参照）。

【0008】しかしながら、かかる位相差制御にあっても、出力制御の応答性は向上するものの、別個新たに駆動用電動モータ38、回転位相差を所定量に精度よく制御するためのマイクロコンピュータ37、回転位相差の検出装置（ロータリエンコーダー等）、またこれらを駆動するためのバッテリー、ジェネレーター等を備える必要があり、装置の大型化・複雑化、重量増大、コストの増大、またこれら電気設備のための電力消費による燃費の悪化等は避けることができないという問題がある。

【0009】また、ストローク制御、或いはデッドボリューム制御に関しては、前者はパワーピストン10のストローク量を可変制御するものであり（図9に一例を示す。このものは、スワッシュプレート機構50の傾斜角を歯車51を用いて変化させることでストローク量を可変制御するものである。SAE paper, No. 810088（1981）参照）、後者はデッドボリューム（パワーピストン上死点位置におけるシリンダとの隙間容積）を可変制御するもので、何れも構成が極めて複雑となり、信頼性の低下、重量・コストの増大を招くという問題がある。

【0010】また、従来のスターリング機関において2重反転プロペラを採用しようとする場合には、2重反転プロペラ構造とするための別個新たな設備を設ける必要があったため、構成が複雑化すると共に、コスト低減を

図ることができなかつた。本発明は、かかる従来の問題に鑑みなされたもので、電気設備を必要とすることなく、また装置が複雑化・大型化せず、極めて安価かつ高信頼性をもって出力制御を応答性良くかつ容易行なうことができる位相差可変機構付スターリング機関を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】このため、請求項1に記載の発明にかかる位相差可変機構付スターリング機関は、作動流体を加熱する加熱部と、作動流体を冷却する冷却部と、前記加熱部により加熱された作動流体の体積膨張により所定方向に押圧されて移動する第1ピストンと、該第1ピストンに連結された第1クランク機構を介して前記第1ピストンに作用する押圧力を回転力として取り出す出力軸と、作動流体を前記加熱部と前記冷却部との間で移動させる第2ピストンと、前記出力軸と同心軸上に配設され前記第2ピストンを第2クランク機構を介して往復動させる駆動軸と、前記出力軸に一体的に取付けられる駆動歯車と、前記駆動軸に一体的に取付けられる被駆動歯車と、前記駆動歯車と被駆動歯車とに歯合する遊星歯車と、該遊星歯車を自転自由に支持する遊星歯車支持部材と、該遊星歯車支持部材を前記出力軸の回転方向に回転させて前記出力軸と前記駆動軸の回転位相差を変化させる回転位相差可変手段と、を備えるようにした。

【0012】更に、前記出力軸と前記駆動軸の何れか一方を中空形状に形成し、その中空部に他方の軸を回転自由に收容すると共に、それぞれの軸を同一方向に延伸させ、それぞれの軸の延伸方向外周部端部に同一方向の推進力を発生するプロペラを取付けるようにした。

【0013】

【作用】上記の構成を備えた請求項1に記載の発明にかかる位相差可変機構付スターリング機関では、作動流体の体積膨張による第1ピストンに作用する押圧力により回転される出力軸に取付けられた駆動歯車を、前記遊星歯車に歯合させると共に、該遊星歯車と第2ピストンを駆動する駆動軸に取付けられた被駆動歯車とを歯合させるようにする。前記遊星歯車は自転自由に遊星歯車支持部材に支持されているので、前記駆動歯車の回転により遊星歯車は自転し、この自転によって遊星歯車に歯合する被駆動歯車が前記出力軸の回転速度と同速度で且つ逆方向に回転駆動されることになる。

【0014】かかる状態において、前記回転位相差可変手段を介して前記遊星歯車支持部材を出力軸回転方向に所定量回転させると、前記遊星歯車は前記出力軸と被駆動軸の回りを所定量公転することになる。このとき、前記出力軸と被駆動軸とは相互に逆方向に回転速度しているから、前記遊星歯車の公転分だけ、出力軸と被駆動軸との間に回転位相差が生じることになる。

【0015】してがって、かかる差動歯車機構を利用し

て出力軸と被駆動軸との間の回転位相差可変制御、即ち第1ピストン位置と第2ピストン位置の位相差を可変制御することができるので、スターリング機関の出力制御を簡単な構成により容易かつ応答性よく行なうことができるので、従来の位相差可変制御のように電気駆動モータ、マイクロコンピュータ、回転位相差検出装置、バッテリー、ジェネレーター等を備える必要がないので、機関の大型化・複雑化、重量増大、コストの増大、またこれら電気設備のための電力消費による燃費の悪化を抑制することができる。

【0016】また、前記出力軸と前記駆動軸の何れか一方を中空形状に形成し、その中空部に他方の軸を回転自由に收容すると共に、それぞれの軸を同一方向に延伸させ、それぞれの軸の延伸方向外周部端部に同一方向の推進力を発生するプロペラを取付けるようにしたので、上記の位相差可変制御を行なえると同時に、出力軸と駆動軸とが相互に反転することを利用して、容易に2重反転プロペラ構造とすることができる。したがって、従来のスターリング機関において2重反転プロペラを採用しようとする場合に較べ、位相差制御のための設備と2重反転プロペラ構造とするための別個新たな設備を設ける必要がないので、極めて軽量化・簡略化が図れコスト低減が可能となると共に、軽量化に伴い燃費の低減・排気有害成分の排出低減を大幅に促進することができる。

【0017】

【実施例】以下に、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1に示す一実施例では、所謂2ピストン型（型）と称されるスターリング機関1を用いた場合について説明する。図1は、当該スターリング機関1の断面図である。なお、本実施例は、かかる2ピストン型（型）スターリング機関に限定されるものではなく、作動流体の移動用ピストンと、出力を取り出すピストンの2つのピストンを備えこれら2つのピストン位置の位相差により出力制御を行なうスターリング機関全て適用できるもので、従って前述したディスプレイサ型スターリング機関にも勿論適用可能である。

【0018】本実施例におけるスターリング機関1の出力を取り出す側の膨張側ピストン2（本発明にかかる第1ピストンに相当する。）は、当該膨張側ピストン2の下方に固定されたピストンピンホルダ2aに保持されるピストンピン3にベアリング4aにより回転自由に連結されたコネクティングロッド4を介して、クランクピン5に連結される。クランクピン5とコネクティングロッド4との間にはベアリング4bが介装され相互に回転自由な構成となっている。クランクピン5は、クランクディスク6の回転中心軸、即ち第1出力軸7（本発明にかかる出力軸に相当する。）から所定量偏心した位置に配設され、これにより第1クランク機構Xが形成される。

【0019】第1出力軸7は、クランクディスク6に一体的に固定され、支持台8の支持部材8Aにベアリング

8 a を介して回転自由に支持された後、後述する位相差可変機構100 を介して更に図1中左方に延伸されている。一方、作動流体21を移動させるための圧縮側ピストン9（本発明にかかる第2ピストンに相当する。）は、該圧縮側ピストン9の下方に固定されたピストンピンホルダ9 a に保持されるピストンピン10にベアリング11 a により回転自由に連結されたコネクティングロッド11を介して、外周形状が円形状である偏心クランク12に連結される。なお、コネクティングロッド11は、当該偏心クランク12の外周に設けられたベアリング11 b を介して、その外周を回転自由に把持する構成となっている。

【0020】偏心クランク12は、図2に示すように、その外周円形状の中心が、当該偏心クランク12に一体的に固定される第2出力軸13（本発明にかかる駆動軸に相当する。）の回転中心軸から所定量偏心した位置となるように配設されている。これにより、第2クランク機構Yが形成される。前記ベアリング4 a、4 b、ベアリング11 a、11 b は図示したようにボールベアリングであってもよいし、またプレーンベアリングや空気ベアリング等であっても構わない。

【0021】第2出力軸13は、支持台8の支持部材8 B にベアリング8 b を介して回転自由に支持され、後述する位相差可変機構100 に連結されている。当該第2出力軸13は中空形状に形成されており、その中空部には、前記第1出力軸7が第2出力軸13と同心軸上に位置するように貫通される。そして、第1出力軸7は第2出力軸13の図1中左方端部から所定量突出するように構成されている。

【0022】第1出力軸7と第2出力軸13とは、ベアリング14を介して相互に回転自由な構成となっていて、かかる第1出力軸7からスターリング機関1の回転動力が出力されるようになっている。ところで、前記膨張側ピストン2、圧縮側ピストン9は、それぞれシリンダライナ15、19に摺動自由に嵌挿されている。なお、かかる膨張側ピストン2、圧縮側ピストン9と、シリンダライナ15、19と、の間にシールリング等を介装し、これにより作動流体21の充填空間と外気との気密性を保つ構成としてもよい。

【0023】シリンダライナ15はシリンダライナ保持部材16に保持されており、該シリンダライナ保持部材16は連通部材17を介して、その上方にシリンダヘッド18を支持している。これらシリンダライナ保持部材16、連通部材17、加熱器18の当接面は、作動流体21の充填空間と外気との気密性が保たれるようにシール材等を介して接合されるのが好ましい。

【0024】なお、前記シリンダヘッド18は、連通部材17の開口部17 A の上面から突出して上下動（往復動）する膨張側ピストン2を移動自由に包囲する中空空間が形成されている。また、シリンダヘッド18は、作動流体21を加熱する加熱器（本発明にかかる加熱部に相当す

る。）としての機能を兼ね備えている。加熱器には、図示しない燃焼装置・ソーラー・地熱等の熱供給源から熱が供給されるようになっている。

【0025】一方、圧縮側ピストン9が収容される圧縮側シリンダライナ19は、圧縮側シリンダライナ保持部材20に保持されており、該圧縮側シリンダライナ保持部材20は連通部材17と作動流体21の充填空間と外気との気密性を維持可能に接合されている。なお、圧縮側シリンダライナ19の上方や後述する連通路17 C 等に作動流体21を冷却する冷却装置を設けるようにしても構わない。なお、かかる圧縮側シリンダライナ19の上方や後述する連通路17 C 等が、本発明にかかる冷却部に相当する。

【0026】ところで、前記連通部材17には、圧縮側シリンダライナ19の内方空間と連通する開口部17 B が形成されていると共に、シリンダヘッド18の内方空間と連通する連通路17 C が形成されている。したがって、圧縮側シリンダライナ19の内方空間と、シリンダヘッド18の内方空間と、の間を、当該連通部材17を介して、外気との気密性を維持しつつ作動流体21は自由に移動できるようになっている。

【0027】上記のような構成を有するスターリング機関1の出力発生メカニズムについて概略説明する。今仮に、図示しない始動装置等により第1出力軸7が回転されて膨張側ピストン2が下方へ移動を開始し、後述する位相差可変機構100 を介して第1出力軸7に連結されている第2出力軸13が所定の回転位相差で同時回転して第2クランク機構Yにより圧縮側ピストン9が図1上方へ移動したとすると、これに連れて圧縮側ピストン9の上方空間に充填されていた作動流体21は、連通部材17の連通路17 C を通ってシリンダヘッド18の内方空間、即ち膨張側ピストン2の上方空間に移動される。

【0028】該シリンダヘッド18は加熱器としての機能により、移動してきた作動流体21を加熱する。加熱された作動流体21は、その熱により昇温されて体積膨張する。かかる作動流体21の体積膨張により膨張側ピストン2を下方へ押圧する押圧力が発生して膨張側ピストン2が押し下げられ、このときピストンピン3、コネクティングロッド4を介してクランクピン5に該押圧力を伝達する。そして、クランクピン5に伝達された押圧力は、前述した第1クランク機構Xによりクランクディスク6を第1出力軸7を中心に回転させる回転力に変換される。したがって、クランクディスク6に一体的に取付けられている第1出力軸7に回転力が出力されることになる。

【0029】一方、作動流体21に押圧され下降（膨張）行程にあった膨張側ピストン9は、下死点を過ぎると上昇を開始するが、このとき、後述する位相差可変機構100により膨張側ピストン2の動きと所定の位相差をもって連動している圧力側ピストン9の上方には、膨張側ピストン2の上昇に伴ってシリンダヘッド18から押し出さ

れる作動流体21を、受け入れるべく空間が形成されるようになっていて、ここで作動流体21を冷却し収縮させることとなる。

【0030】したがって、膨張側ピストン2の上昇行程においては、作動流体21を圧縮するような損失は殆どないことになるから、膨張行程により得た第1出力軸7の回転力を損失することなく次の膨張行程に移行させることができるので、効率のよい機関として成立することになる。ところで、前記収縮された作動流体21は、後述する位相差可変機構100を介して第1出力軸7の回転力が

伝達されて回転駆動される第2出力軸13の回転に伴って上昇する圧縮側ピストン9により、再び前記シリンダヘッド18の内方空間に移動され、上記の出力発生行程（膨張行程）が繰り返されるようになっている。

【0031】なお、膨張側ピストン2と圧縮側ピストン9とのピストン位置関係の変化、即ち第1出力軸7と第2出力軸13との回転位相差の変化によって、作動流体21の充填される容積（膨張側ピストン2と圧縮側ピストン9のそれぞれの上方空間容積）が変化すると共に、膨張側ピストン2に有効に作用する押圧力発生

の時期が変化することとなるが、サイクル理論に基づけば、図3に示すように、当該2ピストン型スターリング機関1の図示出力は回転位相差が略90度CA（クランク角）で最大となり、それより位相差が小さくても、またそれより位相差が大きくても出力は低下する傾向となる。

【0032】つまり、2ピストン型スターリング機関1においては、上記の回転位相差に対する出力変化特性を利用することで出力制御を行なうことができるのである。本実施例では、かかる位相差の可変制御による出力制御を、後述する位相差可変機構100により、応答性よく、かつ簡易な構成で従来のように圧縮側ピストン9の電気駆動モータやその他の電気設備を必要とせずに行なうことができるようにしている。ところで、図3に示す実験結果である軸出力が図示出力より小さいこと、また軸出力と機関回転速度が位相差=110度CAで最大となっているのは、熱損失や機械損失（各部摺動部の摩擦損失）の影響等によるものである。

【0033】なお、前述したように、ディスプレイサ型スターリング機関にあっては、位相差を変化させても、基本的に作動流体の作動空間容積は変化しないが（パワーピストンの往復動によっては変化するが）、パワーピストンとディスプレイサピストンとのピストン位置位相差を変化させることにより、パワーピストンに有効に作用する押圧力発生時期を変化させることができるので、これによって2ピストン型スターリング機関1と同様に出力制御を行なうことができる。かかるディスプレイサ型スターリング機関にあっては、位相差が略90度で図示出力が最大となり、それより位相差が小さくても、またそれより位相差が大きくても出力は低下する傾向となることが一般に知られている。

【0034】ここにおいて、本発明にかかる位相差可変機構100について、詳細に説明することにする。位相差可変機構100は、第1出力軸7に一体的に取付けられた駆動傘歯車110と、これに歯合する遊星傘歯車120、121と、該遊星傘歯車120、121と歯合し第2出力軸13に一体的に取付けられた被駆動傘歯車130と、前記遊星傘歯車120、121をそれぞれ回転自由に支持する遊星傘歯車支持部材140と、該遊星傘歯車支持部材140を回転自由に支持し前記支持台8に固定される外周支持部材150と、前記遊星傘歯車支持部材140を回動させて第1出力軸7と第2出力軸13との回転角位相差を発生させる位相差可変（出力制御）装置160と、により構成される。

【0035】なお、位相差可変装置160は、本発明にかかる回転位相差可変手段であって、図2に示すように、例えば本発明にかかるスターリング機関1が車両等に搭載された場合には、運転者のアクセルペダル（図示せず）の操作に連動して前記遊星傘歯車支持部材140を前記外周支持部材150に対して相対回動させることができるワイヤー機構やリンク機構が相当する。なお、電氣的制御により位相差を可変制御する場合には、位相差可変装置160は、制御装置等からの信号に基づいて前記遊星傘歯車支持部材140を所定量回動可能かつその位置に保持可能なステップモータ、ワイヤー機構、リンク機構等により構成されることになる。

【0036】以下に、位相差可変機構100の作用について説明する。上記のスターリング機関1の膨張行程で発生する回転力或いは始動装置等による回転力により第1出力軸7が回転されると、これに一体的に取付けられた駆動傘歯車110が第1出力軸7と同期回転する。そして、前記位相差可変装置160が所定位置に保持されている場合には、前記遊星傘歯車支持部材140は所定位置に維持されているから、前記駆動傘歯車110に歯合する遊星傘歯車120、121は支軸170、171を中心としてそれぞれ逆方向に自転することになる。該支軸170、171と、遊星傘歯車120、121の間にはベアリング等が介装されている。

【0037】そして、駆動傘歯車110に対向する位置で、自転する遊星傘歯車120、121に歯合する被駆動傘歯車130は、遊星傘歯車120、121が相互に反対方向に自転することによって、前記駆動傘歯車110と反対向きに同速度で回転されることになる。したがって、当該被駆動傘歯車130に一体的に取付けられている第2出力軸13は、前記第1出力軸7の回転方向と逆方向で同速度で回転することになる。このときの位相差は、前記位相差可変装置160が保持されている前記所定位置によって決定されることになる。

【0038】以上は、前記位相差可変装置160が所定位置に保持されている状態（即ち、遊星傘歯車支持部材140が所定位置に維持されている状態）、つまり第1出力軸7と第2出力軸13とが所定の回転位相差に固定されて

共に回転している状態についての説明である。以下に、回転位相差を変化させる場合について説明する。

【0039】上記のように、第1出力軸7と第2出力軸13とが逆方向に同速度で回転している状態から、前述したアクセルペダルに連動するワイヤー機構に連結されると共に外周支持部材150に回転自由にその外周部を把持されている遊星傘歯車支持部材140を、前記アクセルペダルの操作量を変化させて、支持台8に固定された外周支持部材150に対して所定量相対回転させ、その位置で遊星傘歯車支持部材140を保持する。なお、遊星傘歯車支持部材140と外周支持部材150との間には、ベアリング等を介して構成するのが好ましい。

【0040】これにより、遊星傘歯車支持部材140に支持されている遊星傘歯車120, 121が自転しつつ、前記駆動傘歯車110と被駆動傘歯車130の回りを所定量公転することになる。このとき、前記駆動傘歯車110と被駆動傘歯車130とは相互に逆向きに回転しているので、遊星傘歯車120, 121が公転した分だけ、駆動傘歯車110と被駆動傘歯車130との間の回転位相差が変化することになるから、第1出力軸7と第2出力軸13との回転位相差を可変制御することができる。

【0041】このようにして、膨張側ピストン2と圧縮側ピストン9のピストン相対位置を可変に制御することができるので、前述したようにスターリング機関1の出力(速度)制御を応答性良く且つ簡易な構成により行なうことができる。なお、第1出力軸7と第2出力軸13とが逆方向に回転することになるが、このことは出力性能上何ら問題となることがないばかりか、却って相互に回転方向が逆であるためクランクディスク6や偏心クランク12等の回転により発生するモーメントが打ち消し合うことになるので、機関振動、騒音低減に効果的であると言える。

【0042】このように、本実施例によれば、位相差可変機構100が備える差動歯車機構を利用して位相差制御による出力制御を行なうことができるようにしたので、従来例で示したように第1出力軸7と第2出力軸13とを別体構造とし、電気駆動モータ等により第2出力軸13を独立に駆動して、マイクロコンピュータ制御等により第1出力軸7との回転位相差を可変制御するものに較べ、装置の小型化・軽量化・簡略化・コスト低減等を大幅に促進することができる。したがって、小型・軽量かつ出力制御の応答性のよいスターリング機関が要求されるような例えば車両・小型の船舶等への搭載も、デメリットなしに可能となる。また、必要があれば前述した温度制御或いはその他の出力制御(位相差制御は除く。)と組み合わせることでより応答性の良い、或いは制御幅の広い出力制御を行なうことも勿論可能である。

【0043】なお、本実施例では、第1クランク機構Xをコネクティングロッド4とクランクピン5との連結によりクランクディスク6を回転させるものとして説明し

たが、勿論これらを第2クランク機構Yと同様の構成にしてもよく、この場合には第1出力軸7を図1中右方に取り出すことができるので、必要以上に第1出力軸7を延伸させる必要がなくなり、第1出力軸7の撓みや回転振れ等を低減することができる。この場合には、第2クランク機構Yを本実施例で説明した第1クランク機構Xのように構成してもよい。

【0044】また、比較的大きな出力のスターリング機関を使用する場合で、位相差可変機構100の伝達能力を高めるべく各傘歯車を大型化する必要がある、位相差可変機構100を2つのピストン2, 9の間に配設することができないような場合には、図4に示すように、圧縮側ピストン9の図の左方に配設するようにしてもよい。但し、本実施例のように2つのピストン2, 9の間に配設した方が、装置の小型化が図れることは言うまでもない。

【0045】なお、本実施例では、駆動歯車、遊星歯車、被駆動歯車をそれぞれ傘歯車として説明したが、勿論第1出力軸7と第2出力軸13とを同心軸上に設けない場合、つまり第1出力軸7と第2出力軸13とを並列に配設し、遊星歯車を支持する軸をこれらの間に配設する場合には、平歯車或いは摩擦伝動車を用いることができる。そして、この遊星歯車を支持する軸を所定量回転させることで、本実施例と同様に第1出力軸7と第2出力軸13との間の回転位相差を可変制御することができるのは自明である。

【0046】なお、図5に示すように構成すれば、上記の位相差可変機構100を備えるスターリング機関1を船舶等の動力源として利用する場合に極めて有効なものとなる。即ち、図5に示すように、図1に対して、さらに第1出力軸7と第2出力軸13とを左方に延伸してある。なお、第1出力軸7は、第2出力軸13から左方に所定量突出させて構成してある。

【0047】そして、第1出力軸7の左端部には第1プロペラ7Aが一体的に取付けられており、第2出力軸13の左端部外周にも同様に第2プロペラ13Aが取付けられている。

【0048】ところで、前述したように第1出力軸7と第2出力軸13とが互いに逆方向に同速度で回転されることになるので、これら2つのプロペラ7A, 13Aも、相互に逆方向に同速度で回転可能となる。但し、推進力の発生方向は同一となるように各プロペラは構成されている。つまり、本実施例にかかる位相差可変機構100を備えたスターリング機関1によれば、これら2つのプロペラ7A, 13Aを、所謂2重反転プロペラと称されるものとして、極めて容易な構成で成立させることができることになるのである。

【0049】この2重反転プロペラは、抵抗の大きなプロペラを用いる場合に顕著となる上流側の第2プロペラ13Aで発生した移動流体のプロペラ回転中心から外方へ

向けての遠心力による回転拡散を、反転する下流側の第1プロペラ7Aにより発生する移動流体の回転中心から外方へ向けての遠心力により抑制させることができるので、プロペラ回転中心軸方向に対して有効に推進力を発生させることができるものである。

【0050】このように、本実施例にかかる位相差可変機構100を備えたスターリング機関1を用いれば、位相差制御を行なうと同時に2重反転プロペラ構造とすることができるので、従来のスターリング機関(図8参照)において2重反転プロペラを採用しようとする場合に比べ、位相差制御のための装置と2重反転プロペラ構造とするための別個新たな装置を設ける必要がないので、極めて軽量化・簡略化が図れコスト低減が可能となると共に、軽量化に伴い燃費の低減・排気有害成分の排出低減を大幅に促進することができる。

【0051】

【0052】

【発明の効果】請求項1に記載の発明にかかる位相差可変機構付スターリング機関によれば、差動歯車機構を利用して位相差制御による出力制御を行なうことができるようにしたので、従来例のものに比べ、装置の小型化・軽量化・簡略化・コスト低減等を大幅に促進することができる。

【0053】更に、位相差可変制御を行なうと同時に2重反転プロペラ構造としたので、従来のスターリング機関において2重反転プロペラを採用しようとする場合に比べ、位相差可変制御のための設備と2重反転プロペラ構造とするための別個新たな設備を設ける必要がないので、極めて軽量化・簡略化が図れコスト低減が可能となると共に、軽量化に伴い燃費の低減・排気有害成分の排出低減を大幅に促進することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例に係る全体構成図

* 【図2】図1のA矢視図

【図3】同上実施例における実験結果を示す図

【図4】同上実施例における他のレイアウトを説明する図

【図5】2重反転プロペラ構造を取り付けた状態における全体構成図

【図6】従来の温度制御を説明する図

【図7】従来の圧力制御を説明する図

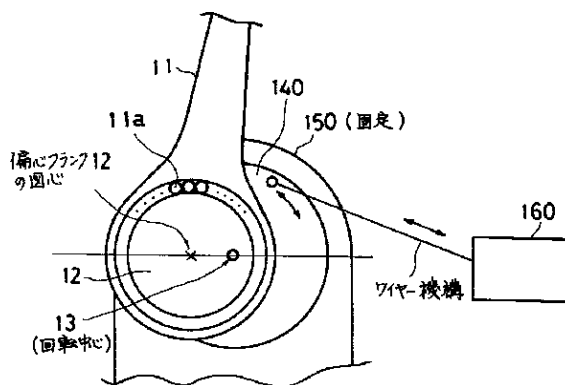
【図8】従来の位相差制御を説明する図

10 【図9】従来のストローク制御を説明する図

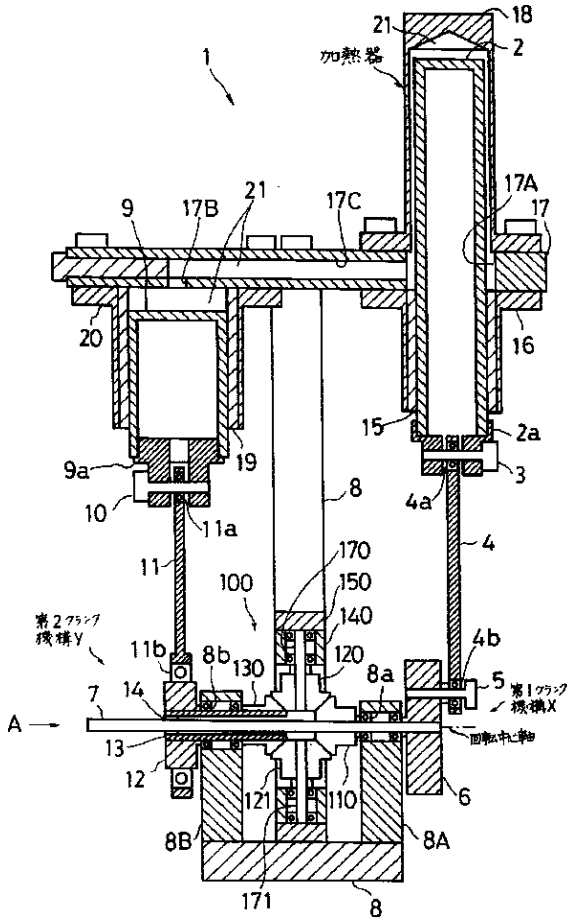
【符号の説明】

- 1 スターリング機関
- 2 膨張側ピストン
- 4 コネクティングロッド
- 6 クランクディスク
- 7 第1出力軸
- 9 圧縮側ピストン
- 11 コネクティングロッド
- 12 偏心クランク
- 20 13 第2出力軸
- 15 膨張側シリンダライナ
- 17 連通部材
- 18 シリンダヘッド(加熱器付)
- 19 圧縮側シリンダライナ
- 21 作動流体
- 100 位相差可変機構
- 110 駆動傘歯車
- 120 遊星傘歯車
- 121 遊星傘歯車
- 30 130 被駆動傘歯車
- 140 遊星傘歯車支持部材
- 160 位相差可変装置

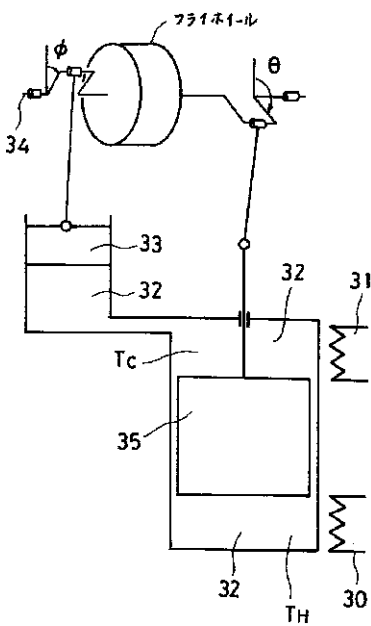
【図2】



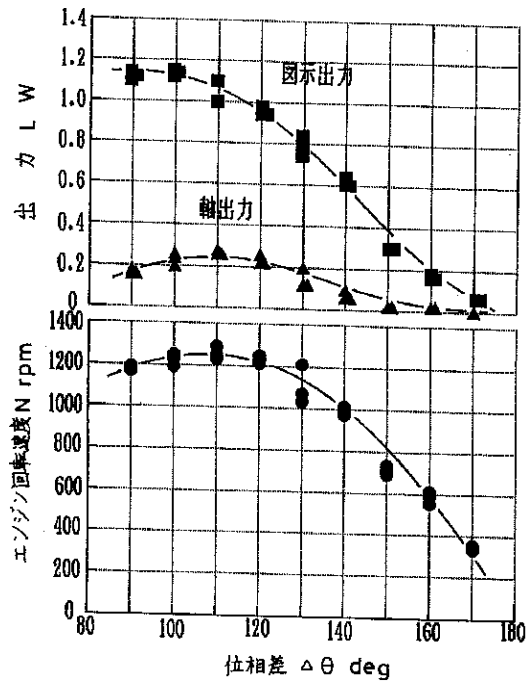
【図1】



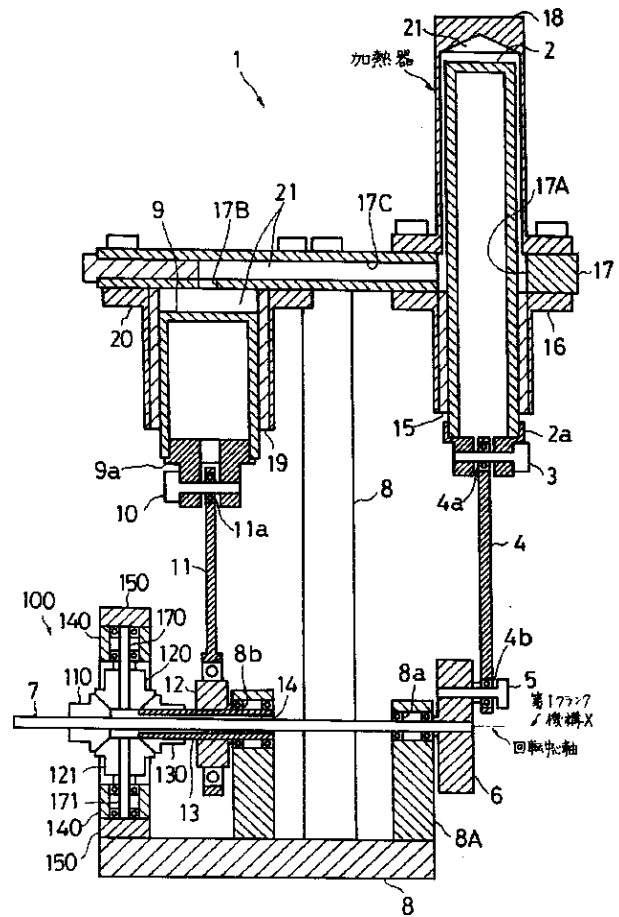
【図6】



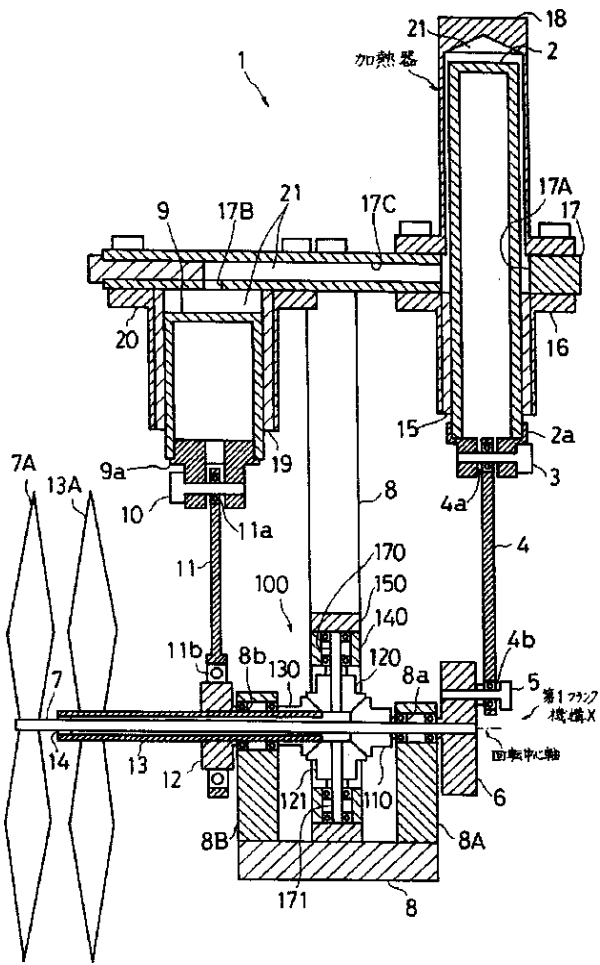
【図3】



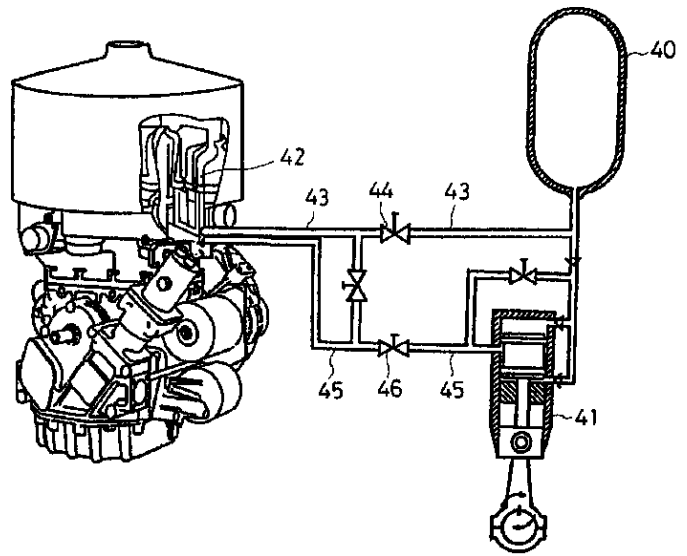
【図4】



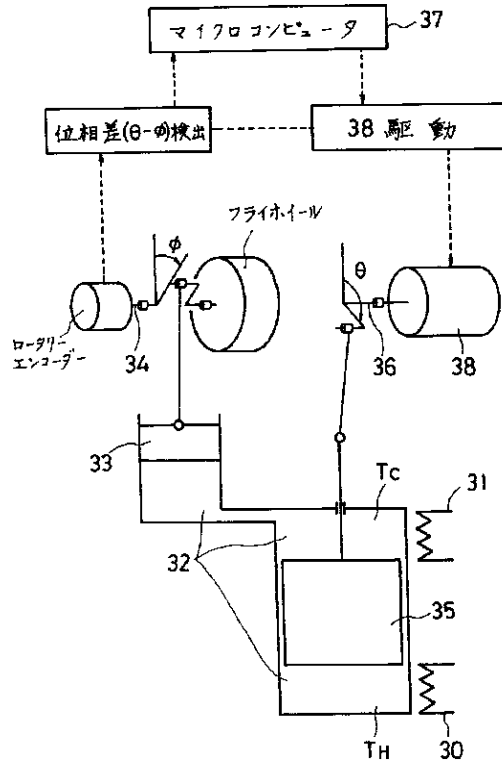
【図5】



【図7】



【図8】



【 図 9 】

