

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-291038

(P2005-291038A)

(43) 公開日 平成17年10月20日(2005.10.20)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F O 1 C 21/12

F O 1 C 1/02

F O 1 K 23/06

F O 2 G 5/00

F O 4 C 29/00

F I

F O 1 C 20/12

F O 1 C 1/02

F O 1 K 23/06

F O 2 G 5/00

F 1 6 K 17/04

テーマコード (参考)

3 G O 8 1

3 H O 2 9

3 H O 5 9

審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 17 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2004-104818 (P2004-104818)

(22) 出願日 平成16年3月31日 (2004.3.31)

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(71) 出願人 000004695

株式会社日本自動車部品総合研究所

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(74) 代理人 100106149

弁理士 矢作 和行

(72) 発明者 宇野 慶一

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72) 発明者 岩波 重樹

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

最終頁に続く

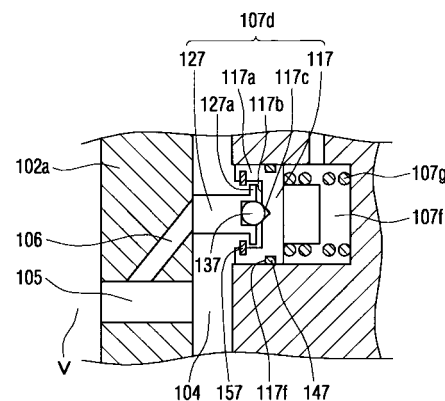
(54) 【発明の名称】 流体機械用の切替え弁構造

## (57) 【要約】

【課題】 スプールを構成部材とするものにおいて、確実なシール性の得られる流体機械用の切替え弁構造を提供する。

【解決手段】 圧縮機としてのポンプモードと、膨張機としてのモータモードとを兼ね備える流体機械10に設けられる流体機械用の切替え弁構造であって、ポンプモード時に作動室Vと高圧室104とを連通させる連通路106を閉じると共に、モータモード時に連通路106を開く弁体107dを連通路106が開口する面に対して略垂直方向に摺動するスプール部117と、スプール部117の先端側に設けられ、スプール部117と共に摺動して連通路106を開閉する弁部127とから形成する。そして、スプール部117と弁部127との間にスプール部117の摺動軸に対して弁部127の摺動軸を任意の角度で傾斜可能とする首振り機構137を設ける。

【選択図】 図3



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

流体を加圧して吐出するポンプモードと、膨張時の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械（１０）に設けられるものであって、

前記ポンプモードが実行される時に、前記流体機械（１０）の作動室（Ｖ）と高圧室（１０４）とを連通させる連通路（１０６）を閉じると共に、前記モータモードが実行される時に、前記連通路（１０６）を開く弁体（１０７ｄ）を有しており、

前記弁体（１０７ｄ）は、前記連通路（１０６）が前記弁体（１０７ｄ）側で開口する面に対して略垂直方向に摺動するスプール部（１１７）と、

前記スプール部（１１７）の先端側に設けられ、前記スプール部（１１７）と共に摺動して前記連通路（１０６）を開閉する弁部（１２７）とから成り、

前記スプール部（１１７）と前記弁部（１２７）の間には、前記スプール部（１１７）の摺動軸に対して前記弁部（１２７）の摺動軸を任意の角度で傾斜可能とする首振り機構（１３７）が設けられたことを特徴とする流体機械用の切替え弁構造。

10

## 【請求項 2】

前記首振り機構（１３７）は、前記スプール部（１１７）および前記弁部（１２７）のうち、いずれか一方（１２７）に設けられると共に、他方（１１７）側に突出する凸部（１３７）によって形成されたことを特徴とする請求項 1 に記載の流体機械用の切替え弁構造。

20

## 【請求項 3】

前記凸部（１３７）は、球面として形成されたことを特徴とする請求項 2 に記載の流体機械用の切替え弁構造。

## 【請求項 4】

前記凸部（１３７）の球面形状は、前記スプール部（１１７）および前記弁部（１２７）のいずれか一方に圧入される球体部材（１３７）によって形成されたことを特徴とする請求項 3 に記載の流体機械用の切替え弁構造。

## 【請求項 5】

前記スプール部（１１７）および前記弁部（１２７）のうち、前記凸部（１３７）が形成されない側には、前記凸部（１３７）の一部が挿入される凹部（１１７ｃ）が形成されたことを特徴とする請求項 2 ～ 請求項 4 のいずれかに記載の流体機械用の切替え弁構造。

30

## 【請求項 6】

前記凸部（１３７）および前記凹部（１１７ｃ）は、互いに球面同士で接触するユニバーサルジョイントとして形成されたことを特徴とする請求項 5 に記載の流体機械用の切替え弁構造。

## 【請求項 7】

前記スプール部（１１７）と、前記スプール部（１１７）の摺動をガイドするガイド部（１０７ｆ）の間には、シール部材（１４７）が介在されたことを特徴とする請求項 1 ～ 請求項 6 のいずれかに記載の流体機械用の切替え弁機構。

## 【請求項 8】

前記スプール部（１１７）および前記弁部（１２７）は、連結機構（１２７ａ、１５７）によって、連結されたことを特徴とする請求項 1 ～ 請求項 5、請求項 7 のいずれかに記載の流体機械用の切替え弁構造。

40

## 【請求項 9】

前記連結機構（１２７ａ、１５７）は、前記スプール部（１１７）および前記弁部（１２７）のうち、いずれか一方（１２７）側に設けられたフランジ部（１２７ａ）と、

他方（１１７）側に設けられると共に、前記フランジ部（１２７ａ）が当接する際に前記一方（１２７）側の離脱を禁止する止め輪（１５７）とから成ることを特徴とする請求項 8 に記載の流体機械用の切替え弁構造。

## 【請求項 10】

50

流体を加圧して吐出するポンプモードと、膨張時の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械（１０）に設けられるものであって、

前記ポンプモードが実行される時に、前記流体機械（１０）の作動室（Ｖ）と高圧室（１０４）とを連通させる連通路（１０６）を閉じると共に、前記モータモードが実行される時に、前記連通路（１０６）を開く弁体（１０７ｄ）を有しており、

前記連通路（１０６）の前記弁体（１０７ｄ）側の開口部（１０６ａ）は、円形状に形成され、

前記弁体（１０７ｄ）は、前記開口部（１０６ａ）の仮想面に対して略直角方向に摺動し、

前記弁体（１０７ｄ）の前記開口部（１０６ａ）側は、前記開口部（１０６ａ）の直径より大きい直径の球面として形成されたことを特徴とする流体機械用の切替え弁構造。

#### 【請求項１１】

前記連通路（１０６）は、前記弁体（１０７ｄ）の摺動方向に対して斜めに形成されており、

前記開口部（１０６ａ）は、ブッシュ（１０６ｂ）によって円形状に形成されたことを特徴とする請求項１０に記載の流体機械用の切替え弁機構。

#### 【請求項１２】

前記開口部（１０６ａ）の円周上には、面取り部（１０６ｃ）が形成されたことを特徴とする請求項１０または請求項１１に記載の流体機械用の切替え弁構造。

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【０００１】

本発明は、流体を加圧して吐出するポンプモードと、膨張時の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械に用いられ、各モードの切替えを行う流体機械用の切替え弁構造に関するものである。

#### 【背景技術】

#### 【０００２】

従来のランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機では、蒸気圧縮式冷凍機の圧縮機を、ランキンサイクルにてエネルギー回収を行う場合の膨張機と兼用可能とした流体機械としている（例えば、特許文献１）。

#### 【０００３】

ところで、圧縮機は、外部から機械的エネルギーを与えて気相冷媒等のガスを作動室内に吸入した後、作動室の体積を縮小させてガスを圧縮して吐出するものである。一方、膨張機は、高圧のガスを作動室内に流入させて、そのガス圧により作動室を膨張させて機械的エネルギー等を取り出すものである。このため、圧縮機を膨張機として利用するには、冷媒流れを逆転させる必要がある。

#### 【０００４】

しかし、特許文献１に記載の発明では、エネルギー回収を行う際の膨張機（圧縮機）の冷媒入口側および冷媒出口側が、蒸気圧縮式冷凍機にて冷凍能力を発揮させる場合の圧縮機（膨張機）の冷媒入口側および冷媒出口側と同じ側に設定されているので、１台の圧縮機を膨張機として作動させることはできず、現実的には、ランキンサイクル作動および蒸気圧縮式冷凍機のうちいずれか一方は正常作動しない。

#### 【０００５】

即ち、圧縮機は、ピストンや可動スクロール等の可動部材を変位させて作動室の体積を縮小させてガスを圧縮するものである。作動室と高圧室（吐出室）とを連通させる吐出ポートには、高圧室から作動室にガスが逆流することを防止する逆止弁が設けられている。

#### 【０００６】

一方、膨張機は、高圧室から高圧のガスを作動室に流入させることにより可動部材を変

10

20

30

40

50

位させて機械的出力を得るものであるので、単純にガスの入口と出口とを逆転させるといった手段では、圧縮機を膨張機として作動させる時に、逆止弁が障害となって高圧のガスを作動室に供給することができない。従って、ガスの入口と出口とを逆転させるといった手段では、圧縮機を膨張機として作動させることはできない。

【０００７】

そこで、本発明者らは、流体機械（圧縮機）の高圧室に弁機構を設けて、この弁機構の切替えによって圧縮機と膨張機とを兼用可能となるものを考案した（特願２００３－１９１３９）。

【０００８】

即ち、図１０に示すように、流体機械１０のポンプモータ機構１００（周知のスクロール型圧縮機構に順ずるもの）に作動室Ｖおよび高圧室１０４を連通させる連通路１０６と、この連通路１０６を開閉するスプール１０７ｄとを設けた。そして、ポンプモータ機構１００を圧縮機として使用する時は、スプール１０７ｄによって連通路１０６を閉じ、低压ポート１１１から流入される冷媒を作動室Ｖで圧縮し、吐出ポート１０５、高圧室１０４を通して（この時、逆止弁１０７ａは開く）高圧ポート１１０から吐出する。また、ポンプモータ機構１００を膨張機として使用する時は、スプール１０７ｄによって連通路１０６を開き、蒸気冷媒を高圧ポート１１０から流入させ（この時、逆止弁１０７ａは閉じる）、高圧室１０４、連通路１０６を通して作動室Ｖで膨張させ、圧力低下した冷媒を低压ポート１１１から流出させるようにした。

【０００９】

これにより、冷媒流れ方向を逆にして、圧縮機を膨張機と兼用可能とする流体機械１０とした。

【特許文献１】特許第２５４０７３８号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【００１０】

しかしながら、上記の弁機構においては、スプール１０７ｄを長手方向に摺動させて先端の平面部で相手側の平面上に開口する連通路１０６をシールする構造としているので、スプール１０７ｄの摺動方向と連通路１０６の開口する面との直角度の精度が悪いとシール性の確保が難しくなる。シール性が悪いとスプール１０７ｄによって連通路１０６を閉じている時に漏れが生じ、ポンプモータ機構１００で圧縮された流体が高圧室１０４から再び作動室Ｖに逆流し、再圧縮の必要が生じる分、ポンプモータ機構１００の動力損失となる。

【００１１】

本発明の目的は、上記問題に鑑み、スプールの構成部材とするものにおいて、確実なシール性の得られる流体機械用の切替え弁構造を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【００１２】

本発明は上記目的を達成するために、以下の技術的手段を採用する。

【００１３】

請求項１に記載の発明では、流体を加圧して吐出するポンプモードと、膨張時の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械（１０）に設けられる流体機械用の切替え弁構造であって、ポンプモードが実行される時に、流体機械（１０）の作動室（Ｖ）と高圧室（１０４）とを連通させる連通路（１０６）を閉じると共に、モータモードが実行される時に、連通路（１０６）を開く弁体（１０７ｄ）を有しており、弁体（１０７ｄ）は、連通路（１０６）が弁体（１０７ｄ）側で開口する面に対して略垂直方向に摺動するスプール部（１１７）と、スプール部（１１７）の先端側に設けられ、スプール部（１１７）と共に摺動して連通路（１０６）を開閉する弁部（１２７）とから成り、スプール部（１１７）と弁部（１２７）との間には、スプール部（１１７）の摺動軸に対して弁部（１２７）の摺動軸を任意の角度で傾斜可能

10

20

30

40

50

とする首振り機構（１３７）が設けられたことを特徴としている。

【００１４】

これにより、連通路（１０６）の開口する面に対するスプール部（１１７）の摺動軸の直角度の精度が低くても、弁部（１２７）を首振り機構（１３７）によって連通路（１０６）の開口する面に沿って当接させることができるので、シール性を向上することができる。

【００１５】

そして、請求項２に記載の発明のように、首振り機構（１３７）としては、スプール部（１１７）および弁部（１２７）のうち、いずれか一方（１２７）に設けられると共に、他方（１１７）側に突出する凸部（１３７）によって形成することで容易に対応が可能となる。 10

【００１６】

更に、請求項３に記載の発明のように、凸部（１３７）は、球面として形成するのが良く、スプール部（１１７）の摺動軸に対する弁部（１２７）の摺動軸の傾斜角度を滑らかに可変できる。

【００１７】

そして、請求項４に記載の発明のように、凸部（１３７）の球面形状は、スプール部（１１７）および弁部（１２７）のいずれか一方に圧入される球体部材（１３７）によって容易に形成できる。

【００１８】

また、請求項５に記載の発明のように、スプール部（１１７）および弁部（１２７）のうち、凸部（１３７）が形成されない側に、凸部（１３７）の一部が挿入される凹部（１１７ｃ）を形成することで、スプール部（１１７）と弁部（１２７）との位置合わせが可能となり、両者（１１７、１２７）のずれを防止できる。 20

【００１９】

また、請求項６に記載の発明のように、凸部（１３７）および凹部（１１７ｃ）は、互いに球面同士で接触するユニバーサルジョイントとして形成することができる。

【００２０】

請求項７に記載の発明では、スプール部（１１７）と、スプール部（１１７）の摺動をガイドするガイド部（１０７ｆ）との間には、シール部材（１４７）が介在されたことを特徴としている。 30

【００２１】

これにより、高圧室（１０４）内の高圧の流体がガイド部（１０７ｆ）側に漏れるのを防止して、流体機械（１０）の動力損失を低減できる。

【００２２】

請求項８に記載の発明では、スプール部（１１７）および弁部（１２７）は、連結機構（１２７ａ、１５７）によって、連結されたことを特徴としている。

【００２３】

これにより、スプール部（１１７）および弁部（１２７）を１つの駆動手段で摺動させることができる。 40

【００２４】

具体的には、請求項９に記載の発明のように、連結機構（１２７ａ、１５７）は、スプール部（１１７）および弁部（１２７）のうち、いずれか一方（１２７）側に設けられたフランジ部（１２７ａ）と、他方（１１７）側に設けられると共に、フランジ部（１２７ａ）が当接する際に一方（１２７）側の離脱を禁止する止め輪（１５７）とから成るようにすることで容易に対応が可能となる。

【００２５】

また、請求項１０に記載の発明のように、請求項１に記載の発明に対して、連通路（１０６）の弁体（１０７ｄ）側の開口部（１０６ａ）を円形状に形成し、弁体（１０７ｄ）は、開口部（１０６ａ）の仮想面に対して略直角方向に摺動し、弁体（１０７ｄ）の開口 50

部(106a)側は、開口部(106a)の直径より大きい直径の球面として形成するようにしても良い。

【0026】

これにより、開口部(106a)の仮想面に対する弁体(107d)の摺動軸の直角度の精度が低くても、開口部(106a)と弁体(107d)の球面とは互いに円周上で確実に接触するので(線接触密閉)、シール性を向上することができる。

【0027】

尚、請求項11に記載の発明のように、連通路(106)が弁体(107d)の摺動方向に対して斜めに形成されている場合は、開口部(106a)は、ブッシュ(106b)を設けることで円形状に形成することができる。また、弁体(107d)の材質に応じたブッシュ(106b)の材質選定が可能となり、更にシール性や耐久性の向上が可能となる。

10

【0028】

そして、請求項12に記載の発明のように、開口部(106a)の円周上には、面取り部(106c)を形成すれば、更に、シール性を向上できる。

【0029】

因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【発明を実施するための最良の形態】

【0030】

20

(第1実施形態)

本実施形態は、ランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機に配設される膨張機一体型圧縮機10(流体機械)に、本発明に係る流体機械用の切替え弁構造を適用したものである。

【0031】

尚、ランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機は、車両の走行用動力を発生させる熱機関を成すエンジン20で発生した廃熱からエネルギーを回収すると共に、蒸気圧縮式冷凍機で発生した冷熱および温熱を空調に利用するものである。以下、ランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機について簡単に説明する。

【0032】

30

図1に示すように、膨張機一体型圧縮機10は、気相冷媒を加圧して吐出するポンプモードと、過熱蒸気冷媒の膨張時の流体圧を運動エネルギーに変換して機械的エネルギーを出力するモータモードとを兼ね備える流体機械であり、放熱器11は、膨張機一体型圧縮機10の吐出側(後述する高圧ポート110)に接続されて放熱しながら冷媒を冷却する放冷器である。尚、膨張機一体型圧縮機10の詳細については後述する。

【0033】

気液分離器12は放熱器11から流出した冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離するレシーバであり、減圧器13は気液分離器12で分離された液相冷媒を減圧膨張させるもので、本実施形態では、冷媒を等エンタルピ的に減圧すると共に、膨張機一体型圧縮機10がポンプモードで作動している時に膨張機一体型圧縮機10に吸入される冷媒の過熱度が所定値となるように絞り開度を制御する温度式膨張弁を採用している。

40

【0034】

蒸発器14は減圧器13にて減圧された冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる吸熱器であり、逆止弁14aは蒸発器14の冷媒出口側から膨張機一体型圧縮機10がポンプモードで作動する時の冷媒吸入側(後述する低圧ポート111)にのみ冷媒が流れることを許容するものである。

【0035】

これらの膨張機一体型圧縮機10、放熱器11、気液分離器12、減圧器13および蒸発器14等にて低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機が構成される。

【0036】

50

加熱器 30 は、膨脹機一体型圧縮機 10 と放熱器 11 とを繋ぐ冷媒回路に設けられて、この冷媒回路を流れる冷媒とエンジン冷却水とを熱交換することにより冷媒を加熱する熱交換器であり、三方弁 21 によりエンジン 20 から流出したエンジン冷却水を加熱器 30 に循環させる場合と循環させない場合とが切替えられる。尚、三方弁 21 は図示しない電子制御装置により制御される。

【0037】

第 1 バイパス回路 31 は、気液分離器 12 で分離された液相冷媒を加熱器 30 のうち放熱器 11 の冷媒入口側に導く冷媒通路であり、この第 1 バイパス回路 31 には、液相冷媒を循環させるための液ポンプ 32 および気液分離器 12 側から加熱器 30 側にのみ冷媒が流れることを許容する逆止弁 31a が設けられている。尚、液ポンプ 32 は、本実施形態

10

【0038】

また、第 2 バイパス回路 33 は、膨脹機一体型圧縮機 10 がモータモードで作動する時の冷媒出口側（後述する低圧ポート 111）と放熱器 11 の冷媒入口側とを繋ぐ冷媒通路であり、この第 2 バイパス回路 33 には、膨脹機一体型圧縮機 10 側から放熱器 11 の冷媒入口側にのみ冷媒が流れることを許容する逆止弁 33a が設けられている。

【0039】

開閉弁 34 は、冷媒通路を開閉する電磁式のバルブであり、放熱器 11 と加熱器 30 との間に設けられ、図示しない電子制御装置により制御される。

【0040】

そして、蒸気圧縮式冷凍機の放熱器 11 を共通使用して、気液分離器 12、液ポンプ 32、加熱器 30、膨脹機一体型圧縮機 10 等によってエンジン 20 で発生した廃熱からエネルギーを回収するランキンサイクルが構成される。

20

【0041】

因みに、水ポンプ 22 はエンジン冷却水を循環させるもので、ラジエータ 23 はエンジン冷却水と外気とを熱交換してエンジン冷却水を冷却する熱交換器である。尚、水ポンプ 22 はエンジン 20 から動力を得て稼動する機械式のポンプであるが、電動モータにて駆動される電動ポンプを用いても良い。

【0042】

次に、膨脹機一体型圧縮機 10 の詳細について図 2 を用いて説明する。膨脹機一体型圧縮機 10 は、流体（本実施形態では、気相冷媒）を圧縮または膨脹させるポンプモータ機構 100、回転エネルギーが入力されることにより電気エネルギーを出力し、電力が入力されることにより回転エネルギーを出力する回転電機 200、エンジン 20 からの動力を断続可能にポンプモータ機構 100 側に伝達する動力伝達機構を成す電磁クラッチ 300、並びにポンプモータ機構 100、回転電機 200 および電磁クラッチ 300 間における動力伝達経路を切替えると共に、その回転動力の回転数を減速または増速して伝達する遊星歯車機構から成る変速機構 400 等から構成されている。

30

【0043】

回転電機 200 はステータ 210 およびステータ 210 内で回転するロータ 220 等から成るもので、ステータハウジング 230 内に収容されている。ステータ 210 は巻き線が巻かれたステータコイルであり、ロータ 220 は永久磁石が埋設されたマグネットロータである。

40

【0044】

そして、本実施形態では、回転電機 200 は、ステータ 210 に電力が供給された場合にはロータ 220 を回転させてポンプモータ機構 100 を駆動する電動モータとして作動し、ロータ 220 を回転させるトルクが入力された場合には電力を発生させる発電機として作動する。

【0045】

電磁クラッチ 300 は、V ベルトを介してエンジン 20 からの動力を受けるプーリ部 310、磁界を発生させる励磁コイル 320、および励磁コイル 320 により誘起された磁

50

界により電磁力により変位するフリクションプレート 330 等から成るもので、エンジン 20 側と膨脹機一体型圧縮機 10 側とを繋ぐ時は励磁コイル 320 に通電し、エンジン 20 側と膨脹機一体型圧縮機 10 側とを切り離す時は励磁コイル 320 への通電を遮断する。

【0046】

そして、ポンプモータ機構 100 は、周知のスクロール型圧縮機構と同一構造を有するもので、具体的には、ミドルハウジング 101 を介してステータハウジング 230 に対して固定された固定スクロール（ハウジング）102、ミドルハウジング 101 と固定スクロール 102 との間の空間で旋回変位する可動部材を成す旋回スクロール 103、および作動室 V と高圧室 104 とを連通させる連通路 105、106 を開閉する弁機構 107 等から成るものである。 10

【0047】

ここで、固定スクロール 102 は、板状の基板部 102a および基板部 102a から旋回スクロール 103 側に突出した渦巻状の歯部 102b を有して構成され、一方、旋回スクロール 103 は、歯部 102b に接触して噛み合う渦巻状の歯部 103b、および歯部 103b が形成された基板部 103a を有して構成されており、両歯部 102b、103b が接触した状態で旋回スクロール 103 が旋回することにより、両スクロール 102、103 により形成される作動室 V の体積が拡大縮小する。

【0048】

シャフト 108 は、一方の長手方向端部に回転中心軸に対して偏心した偏心部 108a を有するクランクシャフトであり、この偏心部 108a は、プッシング 103d およびベアリング 103c 等を介して旋回スクロール 103 に連結されている。 20

【0049】

また、自転防止機構 109 は、シャフト 108 が 1 回転する間に旋回スクロール 103 が偏心部 108a 周りに 1 回転するようにするものである。このためシャフト 108 が回転すると、旋回スクロール 103 は、自転せずにシャフト 108 の回転中心軸周りを公転旋回する。そして、作動室 V は、旋回スクロール 103 の外径側から中心側に変位するほど、その体積が縮小するように変化し、逆に、旋回スクロール 103 の中心側から外径側に変位するほど、その体積が拡大するように変化する。

【0050】

また、連通路 105 は、ポンプモード時に最小体積となる作動室 V と高圧室 104 とを連通させて圧縮された冷媒を吐出する吐出ポートであり、連通路 106 はモータモード時に最小体積となる作動室 V と高圧室 104 とを連通させて高圧室 104 に導入された高温、高圧の冷媒、つまり過熱蒸気冷媒を作動室 V に導く流入ポートである。 30

【0051】

また、高圧室 104 は連通路 105（以下、吐出ポート 105 と呼ぶ）から吐出された冷媒の脈動を平滑化する吐出室の機能を有するものであり、この高圧室 104 には、加熱器 30 および放熱器 11 側に接続される高圧ポート 110 が設けられている。

【0052】

尚、蒸発器 14 および第 2 バイパス回路 33 側に接続される低压ポート 111 は、ステータハウジング 230 に設けられて、ステータハウジング 230 内を経由して、ミドルハウジング 101 と固定スクロール 102 との間の空間に連通している。 40

【0053】

また、吐出弁 107a は、吐出ポート 105 の高圧室 104 側に配置されて吐出ポート 105 から吐出された冷媒が高圧室 104 から作動室 V に逆流することを防止するリード弁状の逆止弁であり、ストッパ 107b は吐出弁 107a の最大開度を規制する弁止板であり、吐出弁 107a およびストッパ 107b はボルト 107c にて基板部 102a に固定されている。

【0054】

弁体 107d は連通路 106（以下、流入ポート 106 と呼ぶ）を開閉してポンプモー 50

ドとモータモードとを切替える切替え弁であり、電磁弁１０７eは低圧ポート１１１側と背圧室１０７fとの連通状態を制御することにより背圧室１０７f内の圧力を制御する制御弁であり、バネ１０７gは流入ポート１０６を閉じる向きの弾性力を弁体１０７dに作用させる弾性手段であり、絞り１０７hは所定の通路抵抗を有して背圧室１０７fと高圧室１０４とを連通させる抵抗手段である。

【００５５】

そして、電磁弁１０７eを開くと、背圧室１０７fの圧力が高圧室１０４より低下して弁体１０７dがバネ１０７gを押し縮めながら図２中の右側に変位するので、流入ポート１０６が開く。尚、絞り１０７hでの圧力損失は非常に大きいので、高圧室１０４から背圧室１０７fに流れ込む冷媒量は無視できるほど小さい。

10

【００５６】

逆に、電磁弁１０７eを閉じると、背圧室１０７fの圧力と高圧室１０４との圧力が等しくなり、弁体１０７dはバネ１０７gの力により図２中の左側に変位するので、流入ポート１０６が閉じる。つまり、弁体１０７d、電磁弁１０７e、背圧室１０７f、バネ１０７gおよび絞り１０７h等により流入ポート１０６を開閉するパイロット式の電気開閉弁が構成される。

【００５７】

尚、本発明においては、上記弁体１０７dの構造に特徴を持たせており、その詳細については後述する。

【００５８】

変速機構４００は、中心部に設けられたサンギヤ４０１と、サンギヤ４０１の外周で自転しつつ公転するピニオンギヤ４０２aに連結されるプラネタリーキャリア４０２と、ピニオンギヤ４０２aの更に外周に設けられたリング状のリングギヤ４０３とから成るものである。

20

【００５９】

そして、サンギヤ４０１は、回転電機２００のロータ２２０と一体化され、プラネタリーキャリア４０２は、電磁クラッチ３００のフリクションプレート３３０と一体的に回転するシャフト３３１に一体化され、更に、リングギヤ４０３は、シャフト１０８の他方の長手方向端部（反偏心部側）に一体化されている。

【００６０】

また、ワンウェイクラッチ５００は、シャフト３３１が一方向（プーリ部３１０の回転方向）にのみ回転することを許容するものである。軸受け３３２はシャフト３３１を回転可能に支持するもので、軸受け４０４はサンギヤ４０１、つまりロータ２２０をシャフト３３１に対して回転可能に支持するものであり、軸受け４０５はシャフト３３１（プラネタリーキャリア４０２）をシャフト１０８に対して回転可能に支持するものであり、軸受け１０８bはシャフト１０８をミドルハウジング１０１に対して回転可能に支持するものである。

30

【００６１】

また、リップシール３３３は、シャフト３３１とステータハウジング２３０との隙間から冷媒がステータハウジング２３０外に漏れ出すことを防止する軸封装置である。

40

【００６２】

次に、本発明の特徴部となる弁体１０７dの詳細について説明する。図３に示すように、弁体１０７dは、背圧室（本発明におけるガイド部に対応）１０７fの内周面をガイドにして長手方向に摺動するスプール部１１７と、このスプール部１１７の先端側で連通路１０６を開閉する弁部１２７とから成るようにしている。

【００６３】

スプール部１１７の先端側には、筒状と成る筒状部１１７aが設けられており、筒状部１１７aの内部には弁部受け面１１７bが形成されている。そして、弁部受け面１１７bには円錐状の凹部１１７cが形成されている。尚、凹部１１７cの深さ、傾斜は後述する弁部１２７の硬球１３７の先端側の一部が挿入されるように寸法設定されている。

50

## 【 0 0 6 4 】

また、スプール部 1 1 7 a の外周にはリング溝 1 1 7 f が設けられ、このリング溝 1 1 7 f にはピストンリング（本発明におけるシール部材に対応）1 4 7 が固定されて、背圧室 1 0 7 f の内周面とのシール性を確保するようにしている。

## 【 0 0 6 5 】

一方、弁部 1 2 7 は円柱状の部材としており、スプール部 1 1 7 側の外周端部にフランジ部 1 2 7 a が形成されている。また、スプール部 1 1 7 側の端部面には凹部が設けられ、この凹部に硬球 1 3 7 が圧入されて、スプール部 1 1 7 側に突出する球面状の凸部として形成されている。

## 【 0 0 6 6 】

そして、弁部 1 2 7 のフランジ部 1 2 7 a がスプール部 1 1 7 の筒状部 1 1 7 a 内に挿入され、更に、弁部 1 2 7 の硬球 1 3 7 がスプール部 1 1 7 の凹部 1 1 7 c に挿入されている。硬球 1 3 7 が凹部 1 1 7 c に当接した状態で、弁部受け面 1 1 7 b とフランジ部 1 2 7 a との間には隙間が形成される。尚、上記凹部 1 1 7 c と硬球 1 3 7 は、本発明における首振り機構を構成する構成部材に対応する。

10

## 【 0 0 6 7 】

更に、筒状部 1 1 7 a には、フランジ部 1 2 7 a との間に隙間ができるように止め輪 1 5 7 が装着されており、フランジ部 1 2 7 a がこの止め輪 1 5 7 に当たることで、弁部 1 2 7 がスプール部 1 1 7 から離脱するのを防止するようにしている。尚、上記フランジ部 1 2 7 a と止め輪 1 5 7 は、本発明における連結機構を構成する構成部材に対応する。

20

## 【 0 0 6 8 】

次に、本実施形態に係る膨脹機一体型圧縮機 1 0 の作動およびその作用効果について説明する。

## 【 0 0 6 9 】

## 1. ポンプモード

このモードは、シャフト 1 0 8 に回転力を与えることによりポンプモータ機構 1 0 0 の旋回スクロール 1 0 3 を旋回させて冷媒を吸入圧縮する運転モードである。

## 【 0 0 7 0 】

具体的には、液ポンプ 3 2 を停止させた状態で開閉弁 3 4 を開き、三方弁 2 1 の切替えによって、エンジン冷却水を加熱器 3 0 側に循環させないようにする。また、電磁弁 1 0 7 e を閉じて弁体 1 0 7 d によって流入ポート 1 0 6 を閉じた状態でシャフト 1 0 8 を回転させるようにする。

30

## 【 0 0 7 1 】

これにより、膨脹機一体型圧縮機 1 0 は、周知のスクロール型圧縮機と同様に、低压ポート 1 1 1 から冷媒を吸引して作動室 V にて圧縮した後、吐出ポート 1 0 5 から高压室 1 0 4 に圧縮した冷媒を吐出し、高压ポート 1 1 0 から圧縮された冷媒を放熱器 1 1 側に吐出する。

## 【 0 0 7 2 】

この時、シャフト 1 0 8 に回転力を与えるに当たっては、主に電磁クラッチ 3 0 0 にてエンジン 2 0 側と膨脹機一体型圧縮機 1 0 側とを繋いでエンジン 2 0 の動力により回転力を与える場合と、電磁クラッチ 3 0 0 にてエンジン 2 0 側と膨脹機一体型圧縮機 1 0 側とを切り離して回転電機 2 0 0 により回転力を与える場合とがある。

40

## 【 0 0 7 3 】

そして、電磁クラッチ 3 0 0 にてエンジン 2 0 側と膨脹機一体型圧縮機 1 0 側とを繋いでエンジン 2 0 の動力により回転力を与える場合には、電磁クラッチ 3 0 0 に通電して電磁クラッチ 3 0 0 を繋ぐと共に、サンギヤ 4 0 1、つまりロータ 2 2 0 が回転しない程度のトルクがロータ 2 2 0 に発生するように回転電機 2 0 0 に通電する。

## 【 0 0 7 4 】

これにより、プーリ部 3 1 0 に伝達されたエンジン 2 0 の回転力は、変速機構 4 0 0 にて増速されてポンプモータ機構 1 0 0 に伝達され、ポンプモータ機構 1 0 0 を圧縮機とし

50

て稼動させる。

【 0 0 7 5 】

尚、電磁クラッチ 3 0 0 にてエンジン 2 0 側と膨脹機一体型圧縮機 1 0 側とを切り離して回転電機 2 0 0 により回転力を与える場合には、電磁クラッチ 3 0 0 への通電を遮断して電磁クラッチ 3 0 0 を切った状態で回転電機 2 0 0 に通電して、プーリ部 3 1 0 の回転方向とは逆回転方向に作動させることで、ポンプモータ機構 1 0 0 を圧縮機として稼動させる。

【 0 0 7 6 】

この時、シャフト 3 3 1 ( プラネタリーキャリア 4 0 2 ) は、ワンウェイクラッチ 5 0 0 によりロックされ回転しないので、回転電機 2 0 0 の回転力は、変速機構 4 0 0 にて減速されてポンプモータ機構 1 0 0 に伝達される。

10

【 0 0 7 7 】

そして、高圧ポート 1 1 0 から吐出される冷媒は、加熱器 3 0 → 開閉弁 3 4 → 放熱器 1 1 → 気液分離器 1 2 → 減圧器 1 3 → 蒸発器 1 4 → 逆止弁 1 4 a → 膨脹機一体型圧縮機 1 0 の低圧ポート 1 1 1 の順に循環 ( 冷凍サイクルを循環 ) し、蒸発器 1 4 の吸熱による冷房 ( あるいは放熱器 1 1 の放熱による暖房 ) が行われる。尚、加熱器 3 0 にエンジン冷却水が循環しないので、加熱器 3 0 にて冷媒は加熱されず、加熱器 3 0 は単なる冷媒通路として機能する。

【 0 0 7 8 】

## 2 . モータモード

20

このモードは、高圧室 1 0 4 に加熱器 3 0 にて加熱された高圧の過熱蒸気冷媒をポンプモータ機構 1 0 0 に導入して膨脹させることにより、旋回スクロール 1 0 3 を旋回させてシャフト 1 0 8 を回転させ、機械的出力を得るものである。

【 0 0 7 9 】

尚、本実施形態では、得られた機械的出力によりロータ 2 2 0 を回転させて回転電機 2 0 0 により発電し、その発電された電力を蓄電器に蓄えるようにしている。

【 0 0 8 0 】

具体的には、開閉弁 3 4 を閉じた状態で液ポンプ 3 2 を稼動させ、三方弁 2 1 の切替えによって、エンジン冷却水を加熱器 3 0 側に循環させるようにする。また、膨脹機一体型圧縮機 1 0 の電磁クラッチ 3 0 0 への通電を遮断して電磁クラッチ 3 0 0 を切った状態で電磁弁 1 0 7 e を開いて弁体 1 0 7 d によって流入ポート 1 0 6 を開き、高圧室 1 0 4 に加熱器 3 0 にて加熱された高圧の過熱蒸気冷媒を流入ポート 1 0 6 を経由させて作動室 V に導入して膨脹させる。膨脹を終えて圧力が低下した冷媒は、低圧ポート 1 1 1 から放熱器 1 1 側に流出する。

30

【 0 0 8 1 】

これにより、過熱蒸気の膨脹により旋回スクロール 1 0 3 がポンプモード実行時の逆向きに回転し、旋回スクロール 1 0 3 に与えられた回転エネルギーは、回転電機 2 0 0 のロータ 2 2 0 に伝達される。この時、シャフト 3 3 1 ( プラネタリーキャリア 4 0 2 ) は、ワンウェイクラッチ 5 0 0 によりロックされ回転しないので、旋回スクロール 1 0 3 の回転力は、変速機構 4 0 0 にて増速されて回転電機 2 0 0 に伝達される。

40

【 0 0 8 2 】

そして、低圧ポート 1 1 1 から流出される冷媒は、第 2 バイパス回路 3 3 → 逆止弁 3 3 a → 放熱器 1 1 → 気液分離器 1 2 → 第 1 バイパス回路 3 1 → 逆止弁 3 1 a → 液ポンプ 3 2 → 加熱器 3 0 → 膨脹機一体型圧縮機 1 0 ( 高圧ポート 1 1 0 ) の順に循環することになる ( ランキンサイクルを循環 ) 。尚、液ポンプ 3 2 は、加熱器 3 0 にて加熱されて生成された過熱蒸気冷媒の温度に応じた圧力に加圧して液相冷媒を加熱器 3 0 に送り込む。

【 0 0 8 3 】

ところで、本発明においては弁体 1 0 7 d をスプール部 1 1 7 と弁部 1 2 7 とに分けて、両者の間に首振り機構 ( 弁部 1 2 7 側の凸部をスプール部 1 1 7 の凹部 1 1 7 c に挿入する構造 ) を設けるようにしているので、スプール部 1 1 7 の摺動軸に対して弁部 1 2 7

50

の摺動軸を任意の角度で傾斜させることができる。よって、連通路 106 の開口する面に対するスプール部 117 の摺動軸の直角度の精度が低くても、弁部 127 を連通路 106 の開口する面に沿って当接させることができるので、シール性を向上することができる。

【0084】

また、弁部 127 側の凸部を硬球 137 によって球面として形成するようにしているので、スプール部 117 の摺動軸に対する弁部 127 の摺動軸の傾斜角度を滑らかに可変できる。

【0085】

また、硬球 137 を凹部 117c に挿入することで、スプール部 117 と弁部 127 との位置合わせが可能となり、両者 117、127 のずれを防止できる。

10

【0086】

また、スプール部 117 の外周部にピストンリング 147 を設けるようにしているので、ポンプモータ機構 100 をポンプモードで作動させる際に、高圧室 104 に吐出された冷媒が背圧室 107f から電磁弁 107e を経て低圧ポート 111 側に漏れるのを防止して、膨張機一体型圧縮機 10 の動力損失を低減できる。

【0087】

また、スプール部 117 の止め輪 157 と弁部 127 のフランジ部 127a によって、スプール部 117 からの弁部 127 の離脱を防止するようにしているので、1 つの駆動手段（電磁弁 107e、パネ 107g 等）で弁体 107d を摺動させることができる。

【0088】

20

（第 2 実施形態）

本発明の第 2 実施形態を図 4 ～ 図 6 に示す。第 2 実施形態は、上記第 1 実施形態に対して、首振り機構の構成を種々変更したものである。

【0089】

図 4（変形例 1）に示すように、硬球 137 をスプール部 117 に設け、凹部 127b を弁部 127 に設けるようにしても良い。

【0090】

また、図 5（変形例 2）に示すように、弁部 127 のフランジ部 127a 側の端面は平面のままとし、スプール部 117 の弁部受け面 1117b に凸部として先端側が細く形成される突起 117d を設けるようにしても良い。

30

【0091】

また、図 6（変形例 3）に示すように、スプール部 117 にボール部 117e を設け、弁部 127 に球面状の凹部 127c を設け、両者 117e、127c が互いに球面同士で接触するユニバーサルジョイントとして形成するようにしても良い。この場合は、止め輪 157 を不要として連結機構を兼ねることができる。

【0092】

（第 3 実施形態）

本発明の第 3 実施形態を図 7 に示す。第 3 実施形態は、上記第 2 実施形態の変形例 2（図 5）に対して、流入ポート 106 の開口形状および弁部 127 の流入ポート 106 側の形状を変更したものである。

40

【0093】

流入ポート 106 は、弁体 107d の摺動方向に対して斜めに形成されているため、開口部は楕円形状となる。そこで、流入ポート 106 の弁部 127 開口側には、丸孔が形成されたブッシュ 106b を設け、開口部 106a が円形状と成るようにしている。そして、この開口部 106a の円周上には面取り部 106c を設けるようにしている。

【0094】

一方、弁部 127 の流入ポート 106 側には、上記開口部 106a の直径より大きい直径から成る硬球 137 を圧入している。そして、弁体 107d が流入ポート 106 を閉じる時には、突起 117d による首振り機構を働かせながら、硬球 137 が開口部 106a の面取り部 106c に接触するようにしている。

50

## 【0095】

これにより、開口部106aの仮想面に対する弁体107dの摺動軸の直角度の精度が低くても、開口部106aと硬球137の球面とは互いに円周上で確実に接触するので（線接触密閉）、シール性を向上することができる。また、弁体107d（具体的には、硬球137）の材質に応じたブッシュ106bの材質選定が可能となり、更にシール性や耐久性の向上が可能となる。

## 【0096】

因みに、硬球137が連通路106内に入り込む形となるので、圧縮された冷媒が吐出されずに残るデッドスペースを減少させることができるので、膨張機一体型圧縮機10の作動効率を向上させることができる。

10

## 【0097】

尚、開口部106aと硬球137との位置度が充分確保される場合は、首振り機構を不要としてスプール部117と弁部127とが一体的に形成される弁体107dとしても良い。

## 【0098】

（その他の実施形態）

膨張機一体型圧縮機10としては、上記第1実施形態～第3実施形態で説明したものに代えて、図8、図9に示すものとしても良い。

## 【0099】

即ち、図8に示すものは、シャフト108とシャフト331とを一体にして（シャフト108として）、変速機構400を廃止し、ポンプモータ機構100、回転電機200、電磁クラッチ300をシャフト108に連結したものである。また、図9に示すものは、図8に示すものに対して電磁クラッチ300を廃止したものである。

20

## 【0100】

また、上記の実施形態では、スクロール型のポンプモータ機構100を採用したが、本発明はこれに限定されるものではなく、ロータリ型、ピストン型、ベーン型等のその他の形式のポンプモータ機構にも適用することができる。

## 【0101】

また、上記の実施形態では、膨張機一体型圧縮機10にて回収したエネルギーを蓄電器にて蓄えたが、フライホイールによる運動エネルギーまたはバネにより弾性エネルギー等の機械的エネルギーとして蓄えても良い。

30

## 【0102】

また、ランキンサイクルを備える車両用蒸気圧縮式冷凍機に本発明に係る流体機械を適用したが、本発明の適用はこれに限定されるものではない。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0103】

【図1】本発明の実施形態におけるランキンサイクルを備える蒸気圧縮式冷凍機を示す模式図である。

【図2】本発明の第1実施形態における膨張機一体型圧縮機を示す断面図である。

【図3】本発明の第1実施形態における弁体を示す断面図である。

40

【図4】本発明の第2実施形態の変形例1における弁体を示す断面図である。

【図5】本発明の第2実施形態の変形例2における弁体を示す断面図である。

【図6】本発明の第2実施形態の変形例3における弁体を示す断面図である。

【図7】本発明の第3実施形態における弁体を示す断面図である。

【図8】本発明のその他の実施形態1における膨張機一体型圧縮機を示す断面図である。

【図9】本発明のその他の実施形態2における膨張機一体型圧縮機を示す断面図である。

【図10】試作検討段階の膨張機一体型圧縮機を示す断面図である。

## 【符号の説明】

## 【0104】

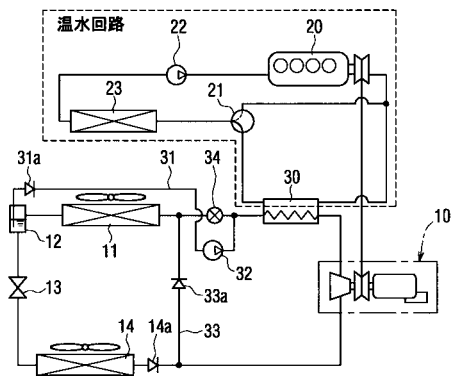
10 膨張機一体型圧縮機（流体機械）

50

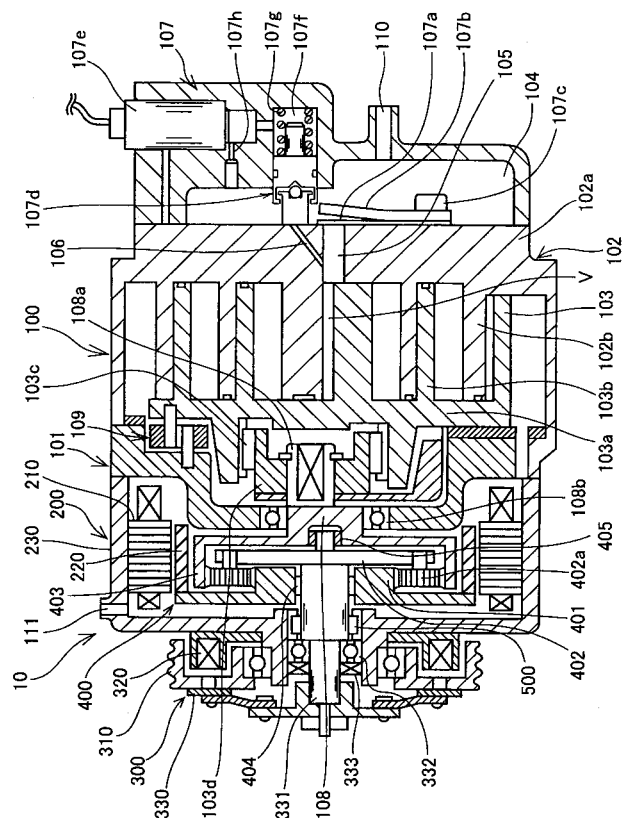
- 104 高压室
- 106 流入ポート（連通路）
- 106a 開口部
- 106b プッシュ
- 106c 面取り部
- 107d 弁体
- 107f 背圧室（ガイド部）
- 117 スプール部
- 117c 凹部（首振り機構）
- 127 弁部
- 127a フランジ部（連結機構）
- 137 硬球（首振り機構、凸部、球体部材）
- 147 ピストンリング（シール部材）
- 157 止め輪（連結機構）
- V 作動室

10

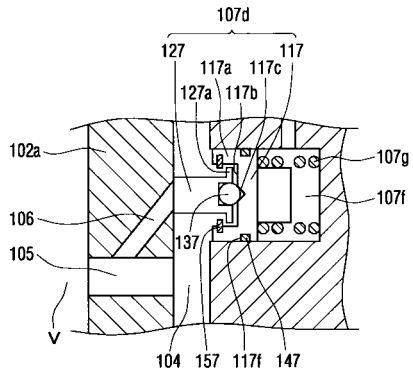
【図1】



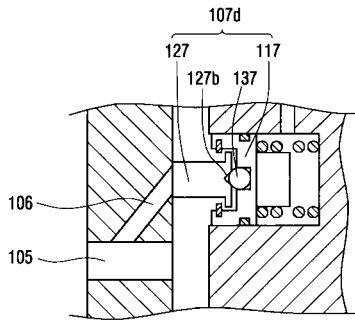
【図2】



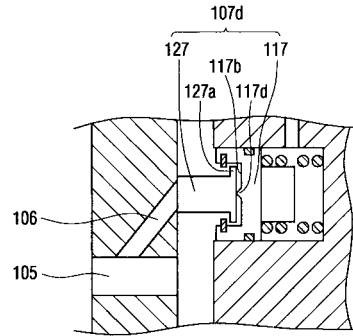
【 図 3 】



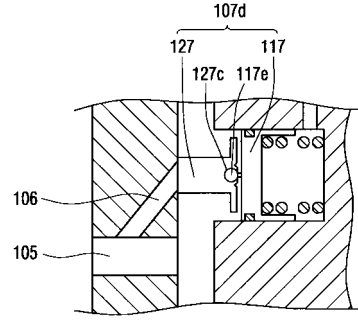
【 図 4 】



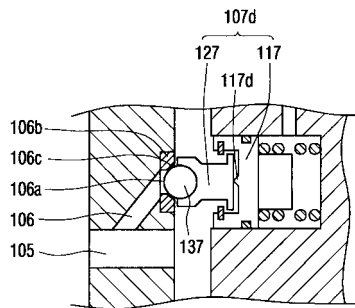
【 図 5 】



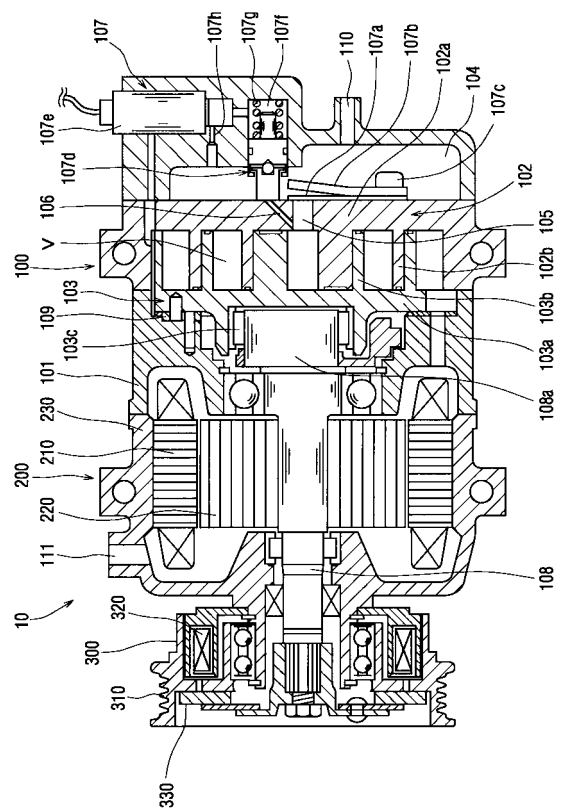
【 図 6 】



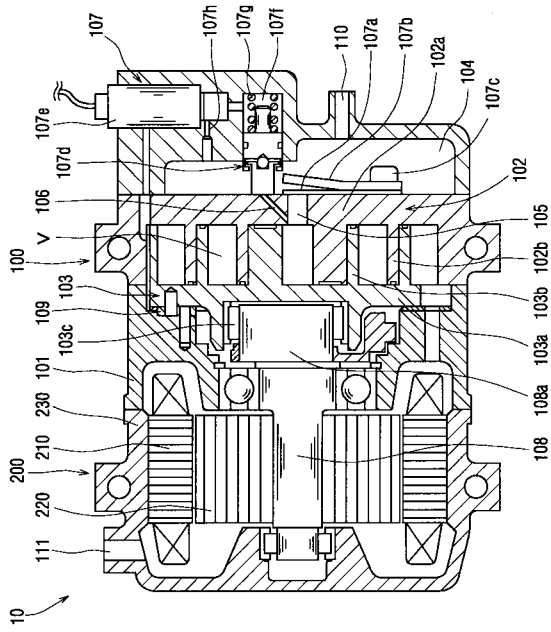
【 図 7 】



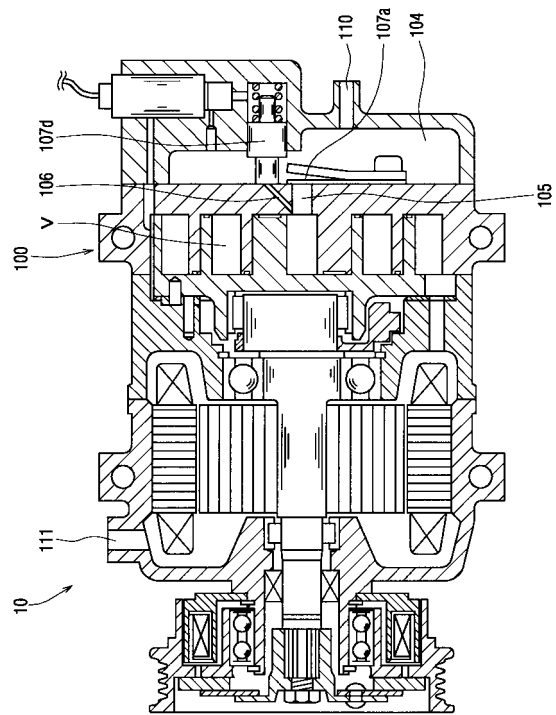
【 図 8 】



【図 9】



【図 10】



## フロントページの続き

| (51)Int.Cl. <sup>7</sup> | F I           | テーマコード(参考) |
|--------------------------|---------------|------------|
| F 1 6 K 17/04            | F 2 5 B 1/00  | Z          |
| F 2 5 B 1/00             | F 0 1 C 20/16 |            |
| // F 0 2 G 5/04          | F 0 4 C 29/12 | H          |
|                          | F 0 2 G 5/04  | K          |

(72)発明者 松田 三起夫

愛知県西尾市下羽角町岩谷 1 4 番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

(72)発明者 小川 博史

愛知県西尾市下羽角町岩谷 1 4 番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

F ターム(参考) 3G081 BA18 BC06 BD00

3H029 AA02 AA04 AA05 AA15 AB03 BB16 CC04 CC15

3H059 AA05 AA08 BB04 CA11 CC01 CD05 EE01 FF12 FF15