

(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2014-206149

(P2014-206149A)

(43) 公開日 平成26年10月30日(2014.10.30)

(51) Int.Cl.

F04C 29/02

(2006.01)

F 1

F O 4 C 29/02

3 1 1 C

テーマコード(参考)

F04C 29/00

(2006.01)

F O 4 C 29/00

G

3 H 1 2 9

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号

特願2013-85688 (P2013-85688)

(22) 出願日

平成25年4月16日 (2013.4.16)

(71) 出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号

(74) 代理人 100085198

弁理士 小林 久夫

(74) 代理人 100098604

弁理士 安島 清

(74) 代理人 100087620

弁理士 高梨 範夫

(74) 代理人 100125494

弁理士 山東 元希

(74) 代理人 100141324

弁理士 小河 韶

(74) 代理人 100153936

弁理士 村田 健誠

最終頁に続く

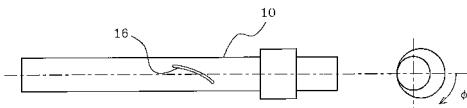
(54) 【発明の名称】ロータリー式密閉型圧縮機

(57) 【要約】

【課題】荷重を受ける側に給油溝が形成されないようにして、油膜が途切れることを防止できるようにする。

【解決手段】回転軸10と主軸受6との間の摺動部のうち、主軸受6の内周面の圧縮荷重を支持しない部位と、回転軸10の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位に、それぞれ給油溝を設け、荷重を受ける方向には給油溝が形成されないようにして、油膜が途切れるのを防止する。

【選択図】図5



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

密閉容器内の上部に電動要素を、その下部に前記電動要素に回転軸で連結された圧縮要素を収納し、

前記圧縮要素は、

前記回転軸上に一体化された偏芯軸部と、

前記偏芯軸部が挿入されるリング状のシリンダーと、

前記偏心軸部に勘合し前記シリンダーに収納されるローリングピストンと、

前記シリンダー内に摺動自在に挿入されて一端が前記ローリングピストンの外周面に当接し、該シリンダー内を吸入側圧縮室と吐出側圧縮室とに画成するペーンと、

前記シリンダーの軸方向両端の開口を上下から閉塞する主軸受および副軸受とを備えたロータリー式密閉型圧縮機において、

前記回転軸と前記主軸受との摺動部のうち、前記主軸受の内周面の圧縮荷重を支持しない部位と、前記回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位に、それぞれ給油溝を設けたことを特徴とするロータリー式密閉型圧縮機。

【請求項 2】

前記主軸受の内周面の前記圧縮荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の下部に配置され、前記回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の上部に配置されており、

前記主軸受側の給油溝と前記回転軸側の給油溝とをつなぐ環状溝が前記回転軸の外周面に更に設けられていることを特徴とする請求項1記載のロータリー式密閉型圧縮機。

【請求項 3】

前記主軸受の内周面の前記圧縮荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の下部に配置され、前記回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の上部に配置されており、

前記主軸受側の給油溝と前記回転軸側の給油溝とをつなぐ環状溝が前記主軸受の内周面に更に設けられていることを特徴とする請求項1記載のロータリー式密閉型圧縮機。

【請求項 4】

前記主軸受の内周面の前記圧縮荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の下部に配置され、前記回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の上部に配置されており、

前記主軸受側の給油溝と前記回転軸側の給油溝との間となる部分の前記回転軸の外周面に、当該回転軸に給油溝を形成する際の逃がしとなる段部が更に設けられていることを特徴とする請求項1記載のロータリー式密閉型圧縮機。

【請求項 5】

前記主軸受の内周面の前記圧縮荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の下部に配置され、前記回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位の給油溝は、前記回転軸と前記主軸受との摺動部の上部に配置されており、

前記主軸受側の給油溝と前記回転軸側の給油溝との間となる部分の前記主軸受の内周面に、当該主軸受に給油溝を形成する際の逃がしとなる段部が更に設けられていることを特徴とする請求項1記載のロータリー式密閉型圧縮機。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、密閉容器内に圧縮機要素とこの圧縮機要素を駆動する電動機要素を収納するロータリー式密閉型圧縮機に関する。

【背景技術】**【0002】**

この種のロータリー式密閉型圧縮機は、密閉容器内に、圧縮機要素とこの圧縮機要素を駆動する電動機要素と冷凍機油とを収納している。そして、密閉容器の電動機要素を挟む

10

20

30

40

50

一方の側に設けた吸入管から冷媒を吸入し、圧縮機要素にて圧縮し、高圧・高温の蒸気冷媒にして電動機要素を通過させ、密閉容器の電動機要素を挟む他方の側に設けた吐出管から吐出するようになっている。

【0003】

このようなものにおいて、電動機要素の回転子が回転することで圧縮機要素の回転軸が回転し、圧縮機要素のシリンダー、ローリングピストン、ベーンによって構成される内部空間である圧縮室内で吸入、吐出が繰り返され、冷媒が圧縮される。圧縮室の上下にはそれぞれ主軸受と副軸受が設けられ、回転軸は主軸受と副軸受に嵌め込まれている。回転軸下部には軸心部に給油孔が形成され、給油孔には給油ブレードが挿入されている。回転軸が回転すると、給油ブレードが冷凍機油を吸い上げ、給油孔から各摺動部へ冷凍機油が給油される。この冷凍機油は、回転軸と主軸受および副軸受との間の給油溝によって、回転軸と軸受との間に給油され油膜を形成し、回転軸に働く荷重を支持する。したがって、回転軸への給油性を確保するために、回転軸と主軸受および副軸受との間には給油溝が必要である。従来のロータリー式密閉型圧縮機では、給油溝は主軸受および副軸受の内周面または回転軸の外周面に形成されている（例えば、特許文献1，2，3参照）。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2007-270818号公報（図1）

20

【特許文献2】実開平03-006080号公報（図1）

【特許文献3】特開平04-047191号公報（図1）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

回転軸にかかる荷重は、主に、圧縮室の吸入側圧縮室と吐出側圧縮室の圧力差による圧縮荷重と、回転軸および電動機要素の回転子の回転に伴う遠心力の荷重である。回転軸が一周するうち、圧縮荷重を受けるのは、吸入側圧縮室のある特定の範囲であり、ベーンの位置を起点（0°）として偏心軸部が180°回動する位置までの範囲、すなわち0°～180°の範囲である。これに対し、遠心力の荷重の方向は、回転軸と、回転軸に連結された回転子の偏心荷重方向によって決定され、回転子側の偏心荷重は、一般にバランスウェイトで吸収されるようになっている。また、回転軸の偏心荷重の方向は、回転軸の偏心軸部の偏心方向であり、回転軸側から見ればほぼ一定であり、回転軸の回転に追随し回転する。

30

【0006】

よって、従来の密閉型電動圧縮機では、回転軸に油溝を設けた場合には、回転軸が一周するうち、圧縮荷重を受ける側に給油溝が形成される位相が存在する。また、主軸受に給油溝を設けた場合には、回転軸の回転に伴い遠心力の荷重のかかる方向も追随し回転するので、一周するうち、遠心力の荷重を受ける側に給油溝が形成される位相が存在する。荷重を受ける側に給油溝が形成されると、給油溝が油膜反力を逃がしてしまい、油膜反力が低減され、油膜が途切れる恐れがある。

40

【0007】

本発明は、前記の課題を解決するためになされたもので、荷重を受ける側に給油溝が形成されないようにして、油膜が途切れることを防止できるようにすることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明に係るロータリー式密閉型圧縮機は、密閉容器内の上部に電動要素を、その下部に前記電動要素に回転軸で連結された圧縮要素を収納し、圧縮要素は、回転軸上に一体化された偏心軸部と、偏心軸部が挿入されるリング状のシリンダーと、偏心軸部に勘合しシリンダーに収納されるローリングピストンと、シリンダー内に摺動自在に挿入されて一端がローリングピストンの外周面に当接し、シリンダー内を吸入側圧縮室と吐出側圧縮室と

50

に画成するペーンと、シリンダーの軸方向両端の開口を上下から閉塞する主軸受および副軸受とを備えたロータリー式密閉型圧縮機において、回転軸と主軸受との摺動部のうち、主軸受の内周面の圧縮荷重を支持しない部位と、回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位に、それぞれ給油溝を設けたものである。

【発明の効果】

【0009】

本発明に係るロータリー式密閉型圧縮機においては、回転軸と主軸受との摺動部のうち、主軸受の内周面の圧縮荷重を支持しない部位と、回転軸の外周面の遠心力に伴う荷重を支持しない部位に、それぞれ給油溝を設けたので、荷重を受ける方向には給油溝が形成されない。このため、油膜が途切れることなく、信頼性が向上する。

10

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機を示す縦断面図である。

【図2】本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機の圧縮要素を副軸受側から見た模式図である。

【図3】本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機の圧縮要素を副軸受側から見た模式図である。

【図4】本発明の実施形態1に係るロータリー式密閉型圧縮機の主軸受を示す斜視図である。

20

【図5】本発明の実施形態1に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸を示す正面図および側面図である。

【図6】本発明の実施形態2に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図である。

【図7】本発明の実施形態3に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図である。

【図8】本発明の実施形態4に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図である。

【図9】本発明の実施形態5に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図である。

30

【発明を実施するための形態】

【0011】

まず、本発明の原理を図1～図3を用いて説明する。図1は本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図2は本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機の圧縮要素を副軸受側から見た模式図である。図3は本発明の原理を説明するためのロータリー式密閉型圧縮機の圧縮要素を副軸受側から見た模式図であり、(a)は偏心軸部が偏心方向をペーン側に向けた角度 $=0^{\circ}$ のときの状態、(b)は偏心軸部が 90° 回動した角度 $=90^{\circ}$ のときの状態、(c)は偏心軸部が 180° 回動した角度 $=180^{\circ}$ のときの状態、(d)は偏心軸部が 270° 回動した角度 $=270^{\circ}$ のときの状態を、それぞれ示している。

40

【0012】

図1に示すように、密閉型圧縮機100は、上部容器1aと下部容器1bとで構成される密閉容器1内に、冷媒を圧縮する圧縮要素50と、この圧縮要素50を駆動する電動要素60を収納している。圧縮要素50と電動要素60とは、回転軸10で連結され、圧縮要素50が密閉容器1の下部に、電動要素60が密閉容器1の上部に収納されている。回転軸10は、上部の主軸部10aと、下部の副軸部10bと、これらの間に形成された偏心軸部10cとから構成されている。

【0013】

圧縮要素50は、図1および図2に示すように、リング状のシリンダー5内に回転軸10の偏心軸部10cに勘合するローリングピストン8が収納されている。シリンダー5に

50

は、溝が設けられ、この溝内に径方向に往復運動するベーン9が設置されているとともに、ベーン9を挟む周方向の両側に吸入口5aと吐出口5bとが形成されている。ベーン9は、その一端がローリングピストン8の外周面に当接しながら摺動することで、圧縮室を形成する。つまり、ベーン9は、シリンダー5の内周とローリングピストン8の外周との間に形成される圧縮室を、吸入口5aに連通する吸入側圧縮室14と吐出口5bに連通する吐出側圧縮室15とに画成する。シリンダー5の軸方向両端の開口部は、主軸受6および副軸受7で閉塞されている。

【0014】

電動要素60は、図1のように固定子3aと回転子3bとを備え、例えばブラシレスDCモーターである。固定子3aのリード線31は、密閉容器1の外部から電力を供給できるように、上部容器1aに設けられたガラス端子32に接続される。また、固定子鉄心は、外径が下部容器1bの中間部の内径よりも大きく、下部容器1bに焼嵌めされ、固定されている。

10

【0015】

回転子鉄心は、内径が回転軸10の外径より小さく、回転軸10は、主軸部10aが回転子鉄心に焼嵌めされ、固定される。

【0016】

密閉容器1に隣接して、液冷媒を貯留するアキュームレーターと冷媒音を消音する役割を有する吸入マフラー33が設けられ、吸入マフラー33は吸入連結管34によってシリンダー5に連結されている。

20

【0017】

シリンダー5で圧縮された冷媒ガスは、密閉容器1内に吐出され、電動要素60を通り、吐出管35から冷凍サイクル装置へ送り出される。

【0018】

回転軸10の下部の軸心部には、給油孔11が形成され、給油孔11内に、給油ブレード12が挿入されている。回転軸10が回転すると、給油ブレード12が冷凍機油を吸い上げ、給油孔13a, 13bから各摺動部へ冷凍機油が給油される。この冷凍機油は、回転軸10の外周面または主軸受6および副軸受7の内周面に形成された給油溝4a, 4bから、回転軸10と主軸受6および副軸受7との間に給油され油膜を形成し、回転軸10に働く荷重を支持する。回転軸10にかかる荷重は、主に、圧縮室の吸入側圧縮室14と吐出側圧縮室15との圧力差に伴う圧縮荷重と、回転軸10および回転子3bの回転の遠心力に伴う荷重である。

30

【0019】

図3に示すように、圧縮荷重201は、ベーン9の先端とローリングピストン8の外周面との接触面を接触面Aとし、ローリングピストン8の外周面とシリンダー5の内周面との接触面を接触面Bとすると、これら2つの接触面A, Bをつなぐ仮想面Cに垂直に、かつ圧縮空間から吸入空間の方向に働く。例えば、図3(a)のようにローリングピストン8によってベーン9が溝内に後退させられたときの偏心軸部10cの角度の位置、つまり偏心軸部10cが偏心方向をベーン9側に向けたときの角度 $\theta = 0^\circ$ とする。この角度($\theta = 0^\circ$)位置では、吸入口5aと吐出口5bとが連通しているため、圧力差は生じない。

40

【0020】

偏心軸部10cを図3(b)のように偏心方向を 90° ($\theta = 90^\circ$)回動させた状態では、ベーン9によって圧縮室が吸入空間である吸入側圧縮室14と圧縮空間である吐出側圧縮室15とに画成されて、圧力差が発生しており、圧縮空間から吸入空間に向けて約 45° の方向に圧縮荷重201が働いている。このとき、圧縮荷重201を支持するのは、回転軸10と軸受間の負荷方向に存在する部位202である。

【0021】

偏心軸部10cを図3(c)のように偏心方向を 180° ($\theta = 180^\circ$)回動させた状態では、圧縮空間(吐出側圧縮室15)から吸入空間(吸入側圧縮室14)に向けて約

50

90°の方向に圧縮荷重201が働いている。このとき、圧縮荷重201を支持するのは、回転軸10と軸受間に存在する部位203である。

【0022】

偏心軸部10cを図3(d)のように偏心方向を270°($\theta = 270^\circ$)回動させた状態では、圧縮空間(吐出側圧縮室15)から吸入空間(吸入側圧縮室14)に向けて約135°の方向に圧縮荷重201が働いている。このとき、圧縮荷重201を支持するのは、回転軸10と軸受間に存在する部位204である。

【0023】

すなわち、圧縮荷重201が作用する方向は、回転軸10が一周するうちで180°< $\theta < 360^\circ$ の部位にくることはなく、常に0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲にある。つまり、圧縮室内の圧力は、180°< $\theta < 360^\circ$ の範囲の圧力が0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲の圧力よりも高い。このため、圧縮荷重201は、回転軸10を0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲の側へ押し付けるように作用する。つまり、圧縮荷重201を受けるのは、吸入側圧縮室14の特定の範囲であり、0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲である。また、圧縮荷重201は、回転軸10と主軸受6との間の主に下部の0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲で支持される。よって、軸受内周の180°< $\theta < 360^\circ$ の部位に給油溝17を設ければ、負荷を支持する部位には給油溝17がない状態を実現できる。

【0024】

一方、遠心力に伴う荷重の方向は、回転軸10と、回転軸10に連結された回転子3bの偏心荷重方向によって決定される。遠心力に伴う回転子3bのふれ回りは、回転子3bの上端の一側部と回転子3bの下端の他側部に取り付けられる図示しないバランスウェイトによって吸収される。また、遠心力に伴い回転軸10に加わる荷重の方向は、偏心軸部10cの偏心方向である。この偏心軸部10cの偏心方向の角度 θ を0°とすると、遠心力に伴う荷重の方向は、回転軸10側から見れば一定($\theta = 0^\circ$)であるが、主軸受6側から見れば回転軸10の回転に追随して回転する。遠心力に伴う荷重は、回転軸10と主軸受6との間の主に上部の全周で支持されるが、回転軸10側から見れば特定の部位($\theta = 0^\circ$)で支持される。

【0025】

すなわち、回転軸10には圧縮荷重201を受ける位相が存在し、主軸受6には遠心力の荷重を受ける位相が存在する。荷重を受ける側に給油溝4a, 4bが形成されると、給油溝4a, 4bが油膜反力を逃がしてしまい、油膜反力が低減され、給油溝4a, 4bからの油膜が途切れ、荷重を支持できない恐れがある。換言すれば、荷重を受けない側に給油溝4a, 4bを形成できれば、給油溝4a, 4bが油膜反力を逃がすようになり、給油溝4a, 4bからの油膜が途切れることなくなつて、信頼性の高いロータリーオ式密閉型圧縮機が得られる。以下、荷重を受けない側に給油溝を形成した実施形態について説明する。

【0026】

実施形態1.

図4は本発明の実施形態1に係るロータリーオ式密閉型圧縮機の主軸受を示す斜視図である。図5は本発明の実施形態1に係るロータリーオ式密閉型圧縮機の回転軸を示す正面図および側面図である。各図中、前述の原理の説明と同一部分には、同一符号を付してある。なお、説明に当たっては前述の図1～図3を参照するものとする。

本発明の実施形態1に係るロータリーオ式密閉型圧縮機は、回転軸10と主軸受6との間の上部における回転軸10の外周面に給油溝16を形成し、回転軸10と主軸受6との間の下部における主軸受6内周面に、給油溝17を形成している。

【0027】

すなわち、本発明の実施形態1に係るロータリーオ式密閉型圧縮機では、軸が一周するうち、回転軸10と主軸受6との間の180°< $\theta < 360^\circ$ の範囲は、圧縮室内の圧力が0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲の圧力よりも高い。このため、圧縮荷重201は、回転軸10を0°< $\theta < 180^\circ$ の範囲の側へ押し付けるように作用し、180°< $\theta < 360^\circ$ の

10

20

30

40

50

範囲では圧縮荷重 201 を支持しない。したがって、回転軸 10 と主軸受 6 との間の下部における主軸受 6 の内周面の圧縮荷重 201 を受けない $180^\circ < \theta < 360^\circ$ の範囲に図 4 のように給油溝 17 を形成し、給油溝 17 が油膜反力を逃がすのを防ぎ、油膜が途切れるのを防止する。

【0028】

また、遠心力に伴い回転軸 10 に加わる荷重の方向は、偏心軸部 10c の偏心方向である。この偏心軸部 10c の偏心方向の角度 θ を 0° とすると、遠心力に伴う荷重の方向は、回転軸 10 側から見れば一定 ($\theta = 0^\circ$) であるが、主軸受 6 側から見れば回転軸 10 の回転に伴い回転している。すなわち、遠心力に伴う荷重は、回転軸 10 と主軸受 6 との間に主に上部の全周で支持されるが、回転軸 10 側から見れば特定の部位 ($\theta = 0^\circ$) で支持される。したがって、回転軸 10 と主軸受 6 との間の上部における回転軸 10 の外周面の $\theta = 0^\circ$ とは反対側の遠心力に伴う荷重を受けない $90^\circ < \theta < 270^\circ$ の範囲に図 5 のように給油溝 16 を形成し、遠心力に伴う荷重によって、給油溝 16 が油膜反力を逃がすのを防ぎ、油膜が途切れるのを防止する。それ以外の構成は、原理の説明に用いた図 1 および図 2 のものと同一である。

10

【0029】

このように構成された回転軸 10 と主軸受 6 とを持つロータリー式密閉型圧縮機において、回転軸 10 と主軸受 6 との間の荷重を支持する部位には、常に給油溝が存在しない状態を実現することができる。換言すれば、回転軸 10 と主軸受 6 との間の荷重を支持しない部位に、給油溝 16, 17 を形成することができる。

20

【0030】

以上のように、回転軸 10 と主軸受 6 との摺動部のうち、圧縮荷重 201 を支持する下側と、遠心力の荷重を支持する上側とで、それぞれ主軸受 6 の内周と回転軸 10 の外周面の特定の箇所に選択的に給油溝 16, 17 を形成することで、常に荷重を受ける側には給油溝がない状態を実現でき、信頼性の高い回転軸 10 を持つロータリー式密閉型圧縮機を得ることができる。

【0031】

実施形態 2 .

図 6 は本発明の実施形態 2 に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図であり、図中、前述の実施形態 1 と同一部分には同一符号を付してある。なお、説明に当たってはここでも前述の図 1 ~ 図 3 を参照するものとする。

30

本発明の実施形態 2 に係るロータリー式密閉型圧縮機は、図 6 のように主軸受 6 の内周面の圧縮荷重 201 を受けない $180^\circ < \theta < 360^\circ$ の範囲に形成した給油溝 17 と、回転軸 10 の外周面の遠心力に伴う荷重を受けない $90^\circ < \theta < 270^\circ$ の範囲に形成した給油溝 16 とをつなぐ環状溝 18 を、回転軸 10 外周面に形成したものであり、それ以外の構成は、原理の説明に用いた図 1 および図 2 のものと同一である。

【0032】

本発明の実施形態 2 に係るロータリー式密閉型圧縮機においては、給油溝 16, 17 をつなぐ環状溝 18 を回転軸 10 外周面に形成しているので、前述の実施形態 1 の持つ効果に加え、給油溝 17 に給油された冷凍機油を、環状溝 18 を介して給油溝 16 へ安定して給油することができるという利点がある。

40

【0033】

以上のように、環状溝 18 が冷凍機油の流路の役割を果たすことで、給油溝 17 と給油溝 16 間の給油性を高めることができ、信頼性の高い回転軸 10 を持つロータリー式密閉型圧縮機を得ることができる。

【0034】

実施形態 3 .

図 7 は本発明の実施形態 3 に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図であり、図中、前述の実施形態 1 と同一部分には同一符号を付してある。なお、説明に当たってはここでも前述の図 1 ~ 図 3 を参照するものとする。

50

本発明の実施形態3に係るロータリー式密閉型圧縮機は、図7のように主軸受6の内周面の圧縮荷重201を受けない180°< <360°の範囲に形成した給油溝17と、回転軸10の外周面の遠心力に伴う荷重を受けない90°< <270°の範囲に形成した給油溝16とをつなぐ環状溝19を、主軸受6の内周面に形成したものであり、それ以外の構成は、原理の説明に用いた図1および図2のものと同一である。

【0035】

本発明の実施形態3に係るロータリー式密閉型圧縮機においては、給油溝16, 17をつなぐ環状溝19を主軸受6の内周面に形成しているので、前述の実施形態1の持つ効果に加え、給油溝17に給油された冷凍機油を、環状溝19を介して給油溝16へ安定して給油することができるという利点がある。

10

【0036】

以上のように、環状溝19が冷凍機油の流路の役割を果たすことで、給油溝17と給油溝16間の給油性を高めることができ、信頼性の高い回転軸10を持つロータリー式密閉型圧縮機を得ることができる。

【0037】

実施形態4.

図8は本発明の実施形態4に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図であり、図中、前述の実施形態1と同一部分には同一符号を付してある。なお、説明に当たってはここでも前述の図1～図3を参照するものとする。

20

本発明の実施形態4に係るロータリー式密閉型圧縮機は、図8のように回転軸10の給油溝16となる部分と主軸受6の給油溝17となる部分の間となる回転軸の外周面に、給油溝16を形成する際に逃がしとなる段部20を形成したものであり、それ以外の構成は、原理の説明に用いた図1および図2のものと同一である。

【0038】

本発明の実施形態4に係るロータリー式密閉型圧縮機においては、回転軸10の外周面に、給油溝16を形成する際の逃がしとなる段部20を形成しているので、給油溝16を端部まで目的の深さ・形状に形成することが容易となる。

【0039】

以上のように、段部20が給油溝16を形成する際の逃がしの役割を果たすことで、給油溝16を端部まで目的の深さ・形状に形成でき、信頼性の高い回転軸10を持つロータリー式密閉型圧縮機を得ることができる。

30

【0040】

実施形態5.

図9は本発明の実施形態5に係るロータリー式密閉型圧縮機の回転軸と主軸受を示す断面図であり、図中、前述の実施形態1と同一部分には同一符号を付してある。なお、説明に当たってはここでも前述の図1～図3を参照するものとする。

40

本発明の実施形態5に係るロータリー式密閉型圧縮機は、図9のように主軸受6の内周面の主軸受6の給油溝17となる部分と回転軸10の給油溝16となる部分の間となる主軸受6の内周面に、給油溝17を形成する際に逃がしとなる段部21を形成したものであり、それ以外の構成は、原理の説明に用いた図1および図2のものと同一である。

【0041】

本発明の実施形態5に係るロータリー式密閉型圧縮機においては、主軸受6の内周面に、給油溝17を形成する際の逃がしとなる段部21を形成しているので、給油溝17を端部まで目的の深さ・形状に形成することが容易となる。

【0042】

以上のように、段部21が給油溝17を形成する際の逃がしの役割を果たすことで、給油溝17を端部まで目的の深さ・形状に形成でき、信頼性の高い回転軸10を持つロータリー式密閉型圧縮機を得ることができる。

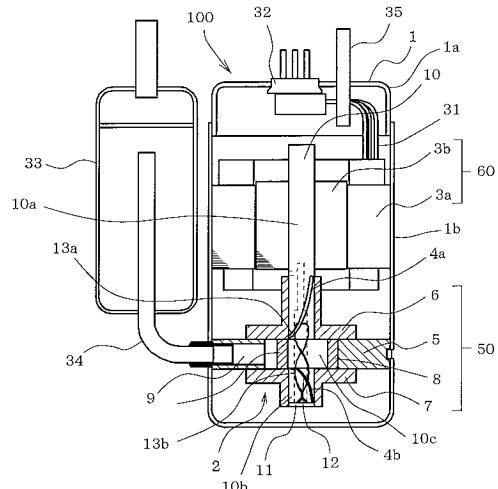
【符号の説明】

【0043】

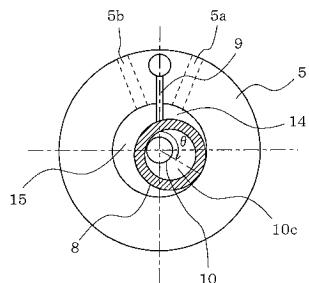
50

1 密閉容器、1a 上部容器、1b 下部容器、3a 固定子、3b 回転子、4a, 4b, 16, 17 給油溝、5 シリンダー、5a 吸入口、5b 吐出口、6 主軸受、7 副軸受、8 ローリングピストン、9 ベーン、10 回転軸、10a 主軸部、10b 副軸部、10c 偏心軸部、11 給油孔、12 給油ブレード、13a, 13b 給油孔、14 吸入側圧縮室、15 吐出側圧縮室、18, 19 環状溝、20, 21 段部、31 リード線、32 ガラス端子、33 吸入マフラー、34 吸入連結管、35 吐出管、50 圧縮要素、60 電動要素、100 密閉型圧縮機、201 圧縮荷重、202, 203, 204 部位、A, B 接触面、C 仮想面。

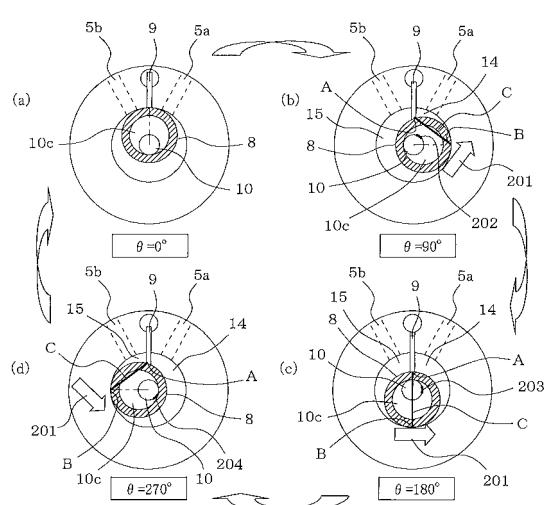
【図1】



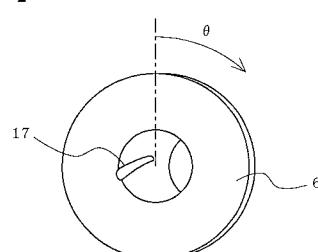
【図2】



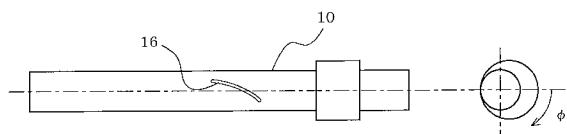
【図3】



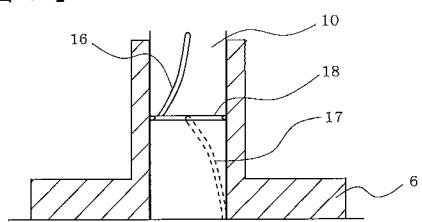
【図4】



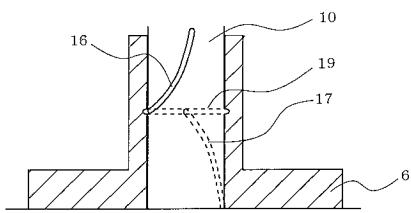
【図5】



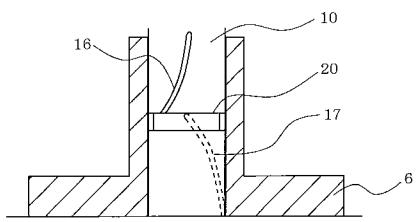
【図6】



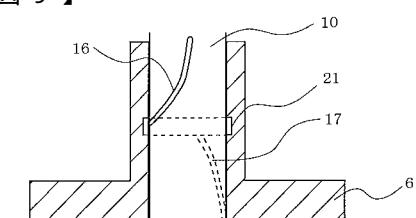
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(74)代理人 100160831

弁理士 大谷 元

(72)発明者 増本 亮太

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 谷 真男

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 井沢 毅司

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

F ターム(参考) 3H129 AA04 AA13 AB03 BB09 BB44 BB50 CC09 CC16 CC18 CC34