

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B1)

(11) 特許番号

特許第6704555号
(P6704555)

(45) 発行日 令和2年6月3日(2020.6.3)

(24) 登録日 令和2年5月14日(2020.5.14)

(51) Int.Cl.

F 1

F04C 18/356 (2006.01)

F 04 C 18/356

J

F04C 29/02 (2006.01)

F 04 C 29/02

A

請求項の数 9 (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2020-509128 (P2020-509128)
 (86) (22) 出願日 令和1年10月24日 (2019.10.24)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2019/041776
 審査請求日 令和2年2月17日 (2020.2.17)

早期審査対象出願

(73) 特許権者 316011466
 日立ジョンソンコントロールズ空調株式会
 社
 東京都港区海岸一丁目16番1号
 (74) 代理人 110001807
 特許業務法人磯野国際特許商標事務所
 (72) 発明者 香曾我部 弘勝
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株
 式会社日立製作所内
 (72) 発明者 小山 昌喜
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株
 式会社日立製作所内
 (72) 発明者 土屋 直洋
 東京都港区海岸一丁目16番1号 日立ジ
 ョンソンコントロールズ空調株式会社内
 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】圧縮機及び冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

固定子及び回転子を有する電動機と、
 前記回転子と一体で回転する駆動軸と、
 前記駆動軸の回転に伴って冷媒を圧縮する圧縮機構部と、
 前記電動機、前記駆動軸、及び前記圧縮機構部を少なくとも収容し、潤滑油が封入され
 ている密閉容器と、を備え、
 前記圧縮機構部は、
 環状のシリンダと、

前記電動機の駆動に伴って前記シリンダ内で公転する環状のローラと、
 前記シリンダの軸方向の一方側に設けられ、前記駆動軸を軸支する第1軸受と、
 前記シリンダの軸方向の他方側に設けられ、前記駆動軸を軸支する第2軸受と、を有す
 るとともに、
 前記ローラの外周面に先端が接触し、前記シリンダと前記ローラとの間のシリンダ室を
 吸入室及び圧縮室に仕切る板状のベーンと、
 前記圧縮室に連通する吐出流路に設けられる吐出弁と、を有し、
 前記ローラの径方向内側の空間は、前記駆動軸の給油路に連通しており、
 前記第1軸受及び前記第2軸受の少なくとも一方には、前記シリンダ室に臨む面に凹部
 が設けられ、
 前記シリンダ内で前記ローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を0°。

10

20

とした場合、前記ローラの前記回転角が 0° の状態では、前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が 180° の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置し、

前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、

前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に前記凹部が設けられ、

前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接的には連通しない圧縮機。

10

【請求項2】

固定子及び回転子を有する電動機と、

前記回転子と一体で回転する駆動軸と、

前記駆動軸の回転に伴って冷媒を圧縮する2つの圧縮機構部と、

2つの前記圧縮機構部を軸方向で仕切る仕切板と、

前記電動機、前記駆動軸、2つの前記圧縮機構部、及び前記仕切板を少なくとも収容し、潤滑油が封入されている密閉容器と、を備え、

それぞれの前記圧縮機構部は、

環状のシリンダと、

前記電動機の駆動に伴って前記シリンダ内で公転する環状のローラと、

20

前記駆動軸を軸支する軸受と、を有するとともに、

前記ローラの外周面に先端が接触し、前記シリンダと前記ローラとの間のシリンダ室を吸入室及び圧縮室に仕切る板状のベーンと、

前記圧縮室に連通する吐出流路に設けられる吐出弁と、を有し、

前記軸受は、前記シリンダの軸方向の一方側に設けられ、

前記仕切板は、前記シリンダの軸方向の他方側に設けられ、

前記ローラの径方向内側の空間は、前記駆動軸の給油路に連通しており、

それぞれの前記圧縮機構部において、前記軸受及び前記仕切板の少なくとも一方には、前記シリンダ室に臨む面に凹部が設けられ、

前記シリンダ内で前記ローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を 0° とした場合、前記ローラの前記回転角が 0° の状態では、前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が 180° の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置し、

30

前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、

前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に前記凹部が設けられ、

前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接的には連通しない圧縮機。

40

【請求項3】

前記ローラの前記回転角が 90° の状態、及び、前記ローラの前記回転角が 270° の状態では、前記凹部が前記ローラで閉塞されていること

を特徴とする請求項1又は請求項2に記載の圧縮機。

【請求項4】

前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置している状態での前記ローラの前記回転角の範囲、及び、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置している状態での前記ローラの前記回転角の範囲は、それぞれ、 140° 以上かつ 165° 以下であること

を特徴とする請求項1又は請求項2に記載の圧縮機。

【請求項5】

50

前記ローラの前記回転角が0°の状態であるときの前記シリンダ室の容積である行程容積に対して、前記凹部の容積が占める比率は、0.001%以上かつ0.019%以下であること

を特徴とする請求項1又は請求項2に記載の圧縮機。

【請求項6】

前記ベーンの側面には、窪み部が設けられ、

前記ローラの前記回転角が0°の状態では、前記シリンダの径方向外側に前記窪み部の少なくとも一部が存在し、前記ローラの前記回転角が180°の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記窪み部の少なくとも一部が存在していること

を特徴とする請求項1又は請求項2に記載の圧縮機。

10

【請求項7】

圧縮機、凝縮器、膨張弁、及び蒸発器を順次に介して冷媒が循環する冷媒回路を含み、前記圧縮機は、

固定子及び回転子を有する電動機と、

前記回転子と一体で回転する駆動軸と、

前記駆動軸の回転に伴って冷媒を圧縮する圧縮機構部と、

前記電動機、前記駆動軸、及び前記圧縮機構部を少なくとも収容し、潤滑油が封入されている密閉容器と、を備え、

前記圧縮機構部は、

環状のシリンダと、

20

前記電動機の駆動に伴って前記シリンダ内で公転する環状のローラと、

前記シリンダの軸方向の一方側に設けられ、前記駆動軸を軸支する第1軸受と、

前記シリンダの軸方向の他方側に設けられ、前記駆動軸を軸支する第2軸受と、を有するとともに、

前記ローラの外周面に先端が接触し、前記シリンダと前記ローラとの間のシリンダ室を吸入室及び圧縮室に仕切る板状のベーンと、

前記圧縮室に連通する吐出流路に設けられる吐出弁と、を有し、

前記ローラの径方向内側の空間は、前記駆動軸の給油路に連通しており、

前記第1軸受及び前記第2軸受の少なくとも一方には、前記シリンダ室に臨む面に凹部が設けられ、

30

前記シリンダ内で前記ローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を0°とした場合、前記ローラの前記回転角が0°の状態では、前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が180°の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置し、

前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、

前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に前記凹部が設けられ、

前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接的には連通しない冷凍サイクル装置。

40

【請求項8】

圧縮機、凝縮器、膨張弁、及び蒸発器を順次に介して冷媒が循環する冷媒回路を含み、前記圧縮機は、

固定子及び回転子を有する電動機と、

前記回転子と一体で回転する駆動軸と、

前記駆動軸の回転に伴って冷媒を圧縮する2つの圧縮機構部と、

2つの前記圧縮機構部を軸方向で仕切る仕切板と、

前記電動機、前記駆動軸、2つの前記圧縮機構部、及び前記仕切板を少なくとも収容し、潤滑油が封入されている密閉容器と、を備え、

50

それぞれの前記圧縮機構部は、
環状のシリンダと、
前記電動機の駆動に伴って前記シリンダ内で公転する環状のローラと、
前記駆動軸を軸支する軸受と、を有するとともに、
前記ローラの外周面に先端が接触し、前記シリンダと前記ローラとの間のシリンダ室を
吸入室及び圧縮室に仕切る板状のベーンと、
前記圧縮室に連通する吐出流路に設けられる吐出弁と、を有し、
前記軸受は、前記シリンダの軸方向の一方側に設けられ、
前記仕切板は、前記シリンダの軸方向の他方側に設けられ、
前記ローラの径方向内側の空間は、前記駆動軸の給油路に連通しており、
10 それぞれの前記圧縮機構部において、前記軸受及び前記仕切板の少なくとも一方には、
前記シリンダ室に臨む面に凹部が設けられ、
前記シリンダ内で前記ローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を0°。
とした場合、前記ローラの前記回転角が0°の状態では、前記ローラの径方向内側に前記
凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が180°の状態では、前記ローラと前記シリン
ダとの間に前記凹部が位置し、
前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、
前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と
平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合
、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に
前記凹部が設けられ、
20 前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接
的には連通しない冷凍サイクル装置。

【請求項9】

前記冷媒として、冷媒R32が用いられること
を特徴とする請求項7又は請求項8に記載の冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮機等に関する。

30

【背景技術】

【0002】

ロータリ圧縮機の潤滑性やシール性を向上させる技術として、例えば、特許文献1に記載の技術が知られている。すなわち、特許文献1には、ピストンの回転によって、軸受板の少なくとも一方の内面でシリンダ内空間と連通する区間、ピストンの端面で閉塞される区間、及び、ピストンの内側と連通する区間の3区間となる位置に油溜め凹部が設けられたロータリ圧縮機について記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開平6-74170号公報

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1には、前記した油溜め凹部を設けることは記載されているものの、この油溜め凹部の具体的な配置や構成については開示されていない。なお、油溜め凹部の位置によつては、シリンダ内空間への油の供給量が過少又は過多になり、ロータリ圧縮機の性能や信頼性の低下を招く可能性がある。

【0005】

そこで、本発明は、性能や信頼性の高い圧縮機等を提供することを課題とする。

50

【課題を解決するための手段】**【0006】**

前記した課題を解決するために、本発明は、圧縮機の第1軸受及び第2軸受の少なくとも一方には、シリンダ室に臨む面に凹部が設けられ、シリンダ内でローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を0°とした場合、前記ローラの前記回転角が0°の状態では、前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が180°の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置し、前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に前記凹部が設けられ、前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接的には連通しないこととした。

【0007】

また、本発明は、圧縮機の軸受及び仕切板の少なくとも一方には、シリンダ室に臨む面に凹部が設けられ、シリンダ内でローラが上死点に位置しているときの前記ローラの回転角を0°とした場合、前記ローラの前記回転角が0°の状態では、前記ローラの径方向内側に前記凹部が位置し、前記ローラの前記回転角が180°の状態では、前記ローラと前記シリンダとの間に前記凹部が位置し、前記凹部は、周方向において前記ベーンよりも前記吐出流路側に設けられ、前記駆動軸の中心軸線をZ軸とし、前記Z軸に対して垂直であって前記ベーンの側面と平行である直線をY軸とし、前記Y軸及び前記Z軸の両方に垂直な直線をX軸とした場合、前記X軸の方向において、前記ベーンから前記吐出流路側に所定距離だけ離れた位置に前記凹部が設けられ、前記ローラの径方向内側の空間と、前記ローラと前記シリンダとの間の空間と、が直接的には連通しないこととした。

【発明の効果】**【0008】**

本発明によれば、性能や信頼性の高い圧縮機等を提供できる。

【図面の簡単な説明】**【0009】**

【図1】本発明の第1実施形態に係る圧縮機の縦断面図である。

30

【図2】本発明の第1実施形態に係る圧縮機における、図1のII-II線矢視断面図である。

【図3】本発明の第1実施形態に係る圧縮機が備える圧縮機構部の縦断面の部分拡大図である。

【図4】本発明の第1実施形態に係る圧縮機の圧縮機構部における油ポケットの配置を示す説明図である。

【図5】本発明の第1実施形態に係る圧縮機のシリンダ内をローラが移動する過程の説明図である。

【図6】本発明の第1実施形態に係る圧縮機の油ポケットにおける油取込区間、閉塞区間、及び油放出区間の説明図である。

40

【図7】本発明の第1実施形態に係る圧縮機において、油ポケット容積比におけるA/P/Fの実験結果を示す図である。

【図8】本発明の第2実施形態に係る圧縮機の縦断面図である。

【図9】本発明の第2実施形態に係る圧縮機における、図8のIII-III線矢視断面図である。

【図10】本発明の第2実施形態に係る圧縮機が備える仕切板の平面図及びIV-IV線断面図である。

【図11A】本発明の第2実施形態に係る圧縮機が備える仕切板の油ポケットの縦断面の部分拡大図である。

【図11B】本発明第2実施形態の変形例に係る圧縮機が備える仕切板の油ポケットの縦

50

断面の部分拡大図である。

【図12】本発明の第3実施形態に係る圧縮機の縦断面図である。

【図13】本発明の第4実施形態に係る空気調和機の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

第1実施形態

<圧縮機の構成>

図1は、第1実施形態に係る圧縮機100の縦断面図である。

圧縮機100は、ガス状の冷媒を圧縮するロータリ式の圧縮機である。図1に示すように、圧縮機100は、密閉容器1と、電動機2と、バランスウェイト31, 32と、クラシク軸4(駆動軸)と、圧縮機構部5と、消音カバー6と、を備えている。

【0011】

密閉容器1は、電動機2やクラシク軸4、圧縮機構部5等を収容する殻状の容器であり、略密閉されている。密閉容器1は、円筒状の筒チャンバ1aと、この筒チャンバ1aの上端部に溶接されている蓋チャンバ1bと、筒チャンバ1aの下端部に溶接されている底チャンバ1cと、を備えている。密閉容器1には、圧縮機100の潤滑性やシール性を高めるための潤滑油が封入され、密閉容器1の底部に油溜まりUとして貯留されている。

【0012】

図1に示すように、密閉容器1の筒チャンバ1aには、吸入パイプPiが差し込まれて固定されている。吸入パイプPiは、圧縮機構部5のシリンダ室Cy(図2参照)に冷媒を導く管である。また、密閉容器1の蓋チャンバ1bには、吐出パイプPoが差し込まれて固定されている。吐出パイプPoは、圧縮機構部5で圧縮された冷媒を圧縮機100の外部に導く管である。

【0013】

電動機2は、クラシク軸4を回転させる駆動源であり、密閉容器1の内部に設置されている。図1に示すように、電動機2は、固定子2aと、回転子2bと、巻線2cと、を備えている。固定子2aは、電磁鋼板が積層されてなる円筒状の部材であり、筒チャンバ1aの内周壁に固定されている。回転子2bは、電磁鋼板が積層されてなる円筒状の部材であり、固定子2aの径方向内側に配置されている。なお、回転子2bには、クラシク軸4が圧入等で固定されている。巻線2cは、電流が流れる配線であり、所定に巻回されて固定子2aに設置されている。

【0014】

クラシク軸4は、電動機2の駆動に伴って回転子2bと一体で回転する軸である。クラシク軸4は、上下方向に伸びており、上軸受5c及び下軸受5dによって回転自在に軸支されている。図1に示すように、クラシク軸4は、主軸4aと、偏心部4bと、を備えている。

【0015】

主軸4aは、電動機2の回転子2bに同軸で固定されている。偏心部4bは、主軸4aに対して偏心しながら回転する軸であり、主軸4aと一体形成されている。偏心部4bは、クラシク軸4の下部において、シリンダ5aの径方向内側に配置されている。

【0016】

また、クラシク軸4内の下部には、所定の給油路4cが軸方向に設けられている。給油路4cは、密閉容器1に油溜まりUとして貯留されている潤滑油を圧縮機構部5等に導く流路であり、クラシク軸4の下端で開口している。なお、給油路4cの上流端付近(つまり、クラシク軸4の下端付近)には、所定に捻じ曲げられた薄板状の金属片(図示せず)が、オイルポンプとして設けられている。そして、前記した金属片がクラシク軸4と一体で回転することによって、潤滑油が給油路4cを介して汲み上げられるようになっている。

【0017】

また、給油路4cに連通する複数の横孔h1, h2, h3が設けられている。横孔h1

10

20

30

40

50

を介して供給される潤滑油によって、上軸受 5 c の摺動面が潤滑される。また、横孔 h 2 を介して供給される潤滑油によって、下軸受 5 d の摺動面が潤滑される。また、偏心部 4 b に設けられた縦方向に細長い横孔 h 3 を介して、ローラ 5 b の径方向内側に潤滑油が供給されるようになっている。このように、ローラ 5 b の径方向内側の空間 G (図 3 参照) は、クランク軸 4 の給油路 4 c に連通している。

【0018】

圧縮機構部 5 は、クランク軸 4 の回転に伴って冷媒を圧縮する機構である。すなわち、圧縮機構部 5 は、吸入パイプ P i を介して吸い込まれる冷媒を圧縮室 C o m で圧縮し、圧縮した冷媒を吐出する機構であり、電動機 2 の下側に配置されている。図 1 に示すように、圧縮機構部 5 は、シリンダ 5 a と、ローラ 5 b と、上軸受 5 c (第 1 軸受) と、下軸受 5 d (第 2 軸受) と、ベーン 5 e と、吐出弁 5 f と、ベーンばね 5 g と、を備えている。

10

【0019】

図 2 は、図 1 の II - II 線矢視断面図である。

図 2 に示すシリンダ 5 a は、ローラ 5 b や上軸受 5 c、下軸受 5 d とともにシリンダ室 C y を形成する部材であり、環状 (円筒状) を呈している。なお、シリンダ室 C y とは、シリンダ 5 a とローラ 5 b との間の空間である。なお、シリンダ室 C y には、圧縮室 C o m 及び吸入室 I n が含まれるが (図 5 も参照)、図 2 では、ローラ 5 b によってベーン 5 e の先端がシリンダ 5 a の内周面まで退いた状態になっており、シリンダ室 C y の全体が圧縮室 C o m になっている。

【0020】

20

ローラ 5 b は、電動機 2 (図 1 参照) の駆動に伴ってシリンダ 5 a 内で公転する部材であり、環状 (円筒状) を呈している。そして、ローラ 5 b が、シリンダ 5 a の内周面に摺接しつつ、シリンダ 5 a の内側を公転するようになっている。なお、ローラ 5 b の内周面は、前記した偏心部 4 b の外周面に摺接している。

【0021】

ベーン 5 e は、ローラ 5 b の外周面に先端が (つまり、ベーン 5 e のローラ 5 b 側の先端が) 接触し、シリンダ 5 a とローラ 5 b との間のシリンダ室 C y を吸入室 I n 及び圧縮室 C o m (図 5 も参照) に仕切る板状部材である。

【0022】

図 2 に示すように、シリンダ 5 a の外周面の所定範囲には、円弧状の基端部 5 k が、シリンダ 5 a と略一体に設置されている。この基端部 5 k 及びシリンダ 5 a を径方向に貫通している吸入通路 h 4 に、吸入パイプ P i が差し込まれて固定されている。そして、吸入パイプ P i 及び吸入通路 h 4 を順次に介して、シリンダ室 C y にガス状の冷媒が導かれるようになっている。

30

【0023】

また、基端部 5 k の所定箇所には、ベーンばね装着穴 h 5 が、シリンダ 5 a の外周面付近まで径方向に設けられている。このベーンばね装着穴 h 5 は、後記するベーンばね 5 g (図 1 参照) が装着される穴である。

また、ベーンばね装着穴 h 5 と、シリンダ 5 a の径方向内側の空間と、を連通させるように、径方向のスリット (図 2 では符号を図示せず) がシリンダ 5 a に設けられている。このスリットは、ベーン 5 e を径方向で往復移動させるためのスペースであり、ベーン 5 e の肉厚よりも若干幅広に設けられている。

40

【0024】

図 3 は、圧縮機が備える圧縮機構部 5 の縦断面の部分拡大図である。

図 3 に示すベーンばね 5 g は、ベーン 5 e を径方向内向きに付勢するばねであり、ベーンばね装着穴 h 5 に設置されている。そして、圧縮機構部 5 の内・外の圧力差、及び、ベーンばね 5 g の付勢力によって、ベーン 5 e の先端がローラ 5 b の外周面に押し当てられるようになっている (図 2 も参照)。これによって、シリンダ 5 a とローラ 5 b との間の空間であるシリンダ室 C y が、吸入室 I n 及び圧縮室 C o m に仕切られる (図 5 も参照)。また、シリンダ 5 a の上面の内周縁部の所定箇所には、吐出切欠き h 6 が設けられてい

50

る。

【0025】

この吐出切欠き h_6 は、圧縮された冷媒を吐出弁 5_f に導く切欠きであり、図2に示すように、その縁は円弧状を呈している。また、吐出切欠き h_6 、及び、吸入通路 h_4 の開口部は、いずれも周方向においてベーン 5_e に近接している。具体的には、吐出切欠き h_6 は、周方向においてベーン 5_e の一方側に設けられている。また、吸入通路 h_4 は、周方向においてベーン 5_e の他方側で開口している。

【0026】

図3に示す上軸受 5_c （第1軸受）は、クランク軸 4 を軸支する滑り軸受であり、シリンドラ 5_a の上側（軸方向の一方側）に設けられている。この上軸受 5_c は、シリンドラ 5_a 及び下軸受 5_d とともに複数のボルト T （図2参照）で締結され、さらに、筒チャンバー 1_a （図1参照）の内周壁に固定されている。図3の例では、クランク軸 4 と上軸受 5_c との局所的な片当りを緩和するために、上軸受 5_c のシリンドラ 5_a 側の端面に所定の環状溝 h_7 が設けられている。

【0027】

上軸受 5_c において、シリンドラ 5_a の吐出切欠き h_6 に対応する位置には、所定の孔が吐出ポート h_8 として設けられている。なお、圧縮室 C_{om} に連通する「吐出流路」は、吐出切欠き h_6 及び吐出ポート h_8 を含んで構成される。

【0028】

図3に示す吐出弁 5_f は、圧縮された冷媒を密閉容器 1 （図1参照）内の空間に吐出するための弁であり、前記した「吐出流路」に設けられている。図3の例では、吐出弁 5_f が、吐出ポート h_8 を塞ぐように上軸受 5_c に設置されている。そして、圧縮された冷媒の吐出圧が、板ばねである吐出弁 5_f の弾性力に打ち勝ったとき、吐出弁 5_f が開くようになっている。

【0029】

下軸受 5_d （第2軸受）は、クランク軸 4 を軸支する滑り軸受であり、シリンドラ 5_a の下側（軸方向の他方側）に設けられている。図3の例では、クランク軸 4 と下軸受 5_d との局所的な片当りを緩和するために、下軸受 5_d のシリンドラ 5_a 側の端面に所定の環状溝 h_9 が設けられている。

また、下軸受 5_d には、シリンドラ室 C_y （図5も参照）に臨む面に凹状の油ポケット h_{10} （凹部）が設けられている。詳細については後記するが、シリンドラ 5_a 内でのローラ 5_b の公転中、ローラ 5_b の径方向内側の空間 G で油ポケット h_{10} に潤滑油が取り込まれ、さらに、この潤滑油がシリンドラ室 C_y に供給される、というサイクルが周期的に繰り返されるようになっている。この油ポケット h_{10} の配置等が、本実施形態の主な特徴の一つである。

【0030】

消音カバー 6 （図1も参照）は、冷媒の圧縮に伴う騒音を抑制するためのカバーであり、上軸受 5_c の上面を覆った状態で、上軸受 5_c に固定されている。なお、消音カバー 6 には、圧縮された冷媒を密閉容器 1 内の空間に放出するための複数の孔（図1には図示せず）が設けられている。

【0031】

図4は、圧縮機構部 5 における油ポケット h_{10} の配置を示す説明図である。

図4に示すY軸は、中心軸線 Z （図1も参照）に対して垂直であり、さらに、ベーン 5_e の側面と平行であって、シリンドラ 5_a やローラ 5_b の他、ベーン 5_e を通る所定の軸線である。また、中心軸線 Z 及びY軸の両方に垂直な軸線をX軸とする。

【0032】

図4の例では、油ポケット h_{10} は、底が比較的浅い円形の穴として、ベーン 5_e の近傍に設けられている。より詳しく説明すると、径方向に往復するベーン 5_e に重ならないように（油ポケット h_{10} がベーン 5_e で塞がれないように）、X軸方向でベーン 5_e から吐出切欠き h_6 側に距離 L_1 だけ離れた位置に油ポケット h_{10} が設けられている。前

10

20

30

40

50

記した距離 L_1 は、例えば、 $0.5\text{ mm} \sim 2.0\text{ mm}$ の範囲内であることが望ましいが、これに限定されるものではない。このようにベーン 5 e の近傍に油ポケット h_{10} が設けられることで、油ポケット h_{10} からシリンダ室 C_y に放出された潤滑油が、ベーン 5 e の側面や先端付近に付着しやすくなる。したがって、ベーン 5 e とシリンダ 5 a、ローラ 5 b の摺動面を十分に潤滑できる。

【0033】

また、油ポケット h_{10} の Y 軸方向の位置に関しては、油取込区間 $_{in}$ (図 6 参照) と油放出区間 $_{out}$ (図 6 参照) とが概ね等しくなる位置に油ポケット h_{10} が設けられている。前記した油取込区間 $_{in}$ とは、油ポケット h_{10} に潤滑油が取り込まれているときのローラ 5 b の回転角の範囲である。より具体的には、ローラ 5 b の径方向内側に油ポケット h_{10} (凹部) が位置している状態でのローラ 5 b の回転角の範囲が、油取込区間 $_{in}$ である。10

【0034】

一方、油放出区間 $_{out}$ とは、油ポケット h_{10} から潤滑油が放出されているときのローラ 5 b の回転角の範囲である。より具体的には、ローラ 5 b とシリンダ 5 a との間に油ポケット h_{10} (凹部) が位置している状態でのローラ 5 b の回転角の範囲が、油放出区間 $_{out}$ である。前記した油取込区間 $_{in}$ と油放出区間 $_{out}$ とを概ね等しくすることで、単位時間当たりに油ポケット h_{10} に取り込まれる潤滑油の量と、油ポケット h_{10} から放出される潤滑油の量と、が略等しくなる。したがって、油ポケット h_{10} を用いて圧縮室 C_{om} に潤滑油が間欠的に給油される際の体積効率を高めることができる。20

【0035】

また、油ポケット h_{10} の径は、ローラ 5 b の径方向の厚さよりも小さくなっている。より詳しく説明すると、油ポケット h_{10} の径は、ローラ 5 b のシール面 (環状の下面) の径方向の長さよりも短くなっている。これによって、前記した油取込区間 $_{in}$ と油放出区間 $_{out}$ との間の閉塞区間 $_{cc}$ (図 6 参照)、油ポケット h_{10} がローラ 5 b のシール面で一時的に閉塞されるようにしている。

【0036】

図 5 は、シリンダ 5 a 内をローラ 5 b が移動する過程の説明図である。

なお、図 5 に示す回転角 θ は、シリンダ 5 a 内で移動 (公転) するローラ 5 b の回転角である。また、シリンダ 5 a 内でローラ 5 b が「上死点」(TDC : Top Dead Center) に位置しているときのローラ 5 b の回転角を 0° とする。前記した「上死点」とは、圧縮室 C_{om} で冷媒の圧縮が開始されるときのローラ 5 b の位置を意味している。言い換えると、「上死点」とは、平面視でベーン 5 e が延びている方向 (図 4 の Y 軸方向) において、ローラ 5 b の中心がベーン 5 e の先端に最も近づいたとき (ベーン 5 e が最も後退したとき) のローラ 5 b の位置を意味している。30

【0037】

図 4 に示すように、ローラ 5 b の回転角が 0° の状態では、ローラ 5 b の径方向内側に油ポケット h_{10} (凹部) が位置している。したがって、給油路 4 c (図 3 参照) 及び横孔 h_3 (図 3 参照) を順次に介して、ローラ 5 b の径方向内側の空間 G に供給された潤滑油が、油ポケット h_{10} に取り込まれる。40

【0038】

また、ローラ 5 b の回転角が 90° の状態では、油ポケット h_{10} (凹部) がローラ 5 b で閉塞されている。これによって、ローラ 5 b の径方向内側・外側の空間が油ポケット h_{10} を介して連通することを防止できる。したがって、油ポケット h_{10} を設けても、圧縮機構部 5 で冷媒を圧縮する際の効率が低下するおそれはほとんどない。

【0039】

また、ローラ 5 b の回転角が 180° の状態では、ローラ 5 b とシリンダ 5 a との間に油ポケット h_{10} (凹部) が位置している。その結果、油ポケット h_{10} の潤滑油が圧縮室 C_{om} に放出される。一方、油ポケット h_{10} には、前記した潤滑油を置換するように50

ガス状の冷媒が入り込む。

【0040】

なお、ローラ5bの径方向内側の空間Gは、横孔h3(図3参照)及び給油路4c(図3参照)を順次に介して、密閉容器1内(ただし、圧縮機構部5の外側:図1参照)の空間に連通している。したがって、油ポケットh10がローラ5bに閉塞されている $\theta = 90^\circ$ の状態において油ポケットh10の潤滑油の圧力は、密閉容器1内での冷媒の圧力(吐出圧9)に略等しくなっている。一方、 $\theta = 180^\circ$ の圧縮室Comでの冷媒の圧力は、圧縮の途中であるため、所定の吐出圧よりも低い。したがって、 $\theta = 180^\circ$ では、油ポケットh10の潤滑油が、相対的に低圧である圧縮室Comに拡散される。

【0041】

また、ローラ5bの回転角が 270° の状態では、油ポケットh10(凹部)がローラ5bで閉塞されている。これによって、ローラ5bの径方向内側・外側の空間が油ポケットh10を介して連通することを防止できる。

【0042】

そして、ローラ5bの回転角が 0° の状態(つまり、上死点)に戻ると、ローラ5bの径方向内側に存在する高圧の潤滑油が油ポケットh10に再び入り込む。このようにして、圧縮室Comへの潤滑油の供給が間欠的に行われるようになっている。

【0043】

また、油ポケットh10(凹部)は、周方向においてベーン5eよりも「吐出流路」側に設けられている。前記したように、「吐出流路」とは、吐出切欠きh6(図4参照)及び吐出ポートh8(図4参照)を含む流路である。これによって、圧縮室Comに拡散された冷媒が(例えば、図5の「 $\theta = 180^\circ$ 」)、ローラ5bの移動に伴う圧縮室Comの縮小に伴い(例えば、図5の「 $\theta = 270^\circ$ 」)、自ずからベーン5eの先端付近に集められる。

【0044】

これによって、図4に示すベーン5eの先端の他、ベーン5eの圧縮室Com側の側面に潤滑油が付着しやすくなる。なお、ベーン5eの先端や側面は、圧縮機構部5の中でも特に摺動摩擦が生じやすい箇所である。また、圧縮機Comに拡散された潤滑油によって、ベーン5eの他、シリンダ5やローラ5bの各摺動面も十分に潤滑される。

【0045】

また、吸入室In(図5参照)と圧縮室Com(図5参照)との圧力差によって、ベーン5eを吸入パイプPi側(つまり、吸入通路h4側:図3参照)に押圧する力が作用する。その結果、ベーン5eの吐出切欠きh6側の側面と、シリンダ5aの壁面と、の間の微小な隙間に潤滑油が入り込むことで、油ポケットh10からの潤滑油によってシリンダ5a及びベーン5eの各摺動面が十分に潤滑される。

【0046】

ちなみに、ベーン5eにおけるベーンばね5g側の後端部は、密閉容器1内(図1参照)の空間に臨んでいる。したがって、密閉容器1内のミスト状の潤滑油がベーン5eの後端部にも付着する。その結果、ベーン5eの往復移動に伴い、ベーン5eの吸入室In側の側面にも潤滑油し、シリンダ5aやベーン5eの各摺動面が潤滑される。

【0047】

図6は、油ポケットにおける油取込区間 θ_{in} 、閉塞区間 θ_{cc} 、及び油放出区間 θ_{out} の説明図である(適宜、図5を参照)。

図6に示す回転角 θ は、前記したように、シリンダ5a内で移動(公転)するローラ5bの回転角であり、上死点での回転角を $\theta = 0^\circ$ としている。そして、ローラ5bの移動に伴い、油ポケットh10への潤滑油の取込み(油取込区間 θ_{in})、油ポケットh10の閉塞(閉塞区間 θ_{cc})、圧縮室Comへの潤滑油の放出(油放出区間 θ_{out})、及び油ポケットh10の閉塞(閉塞区間 θ_{cc})が順次に繰り返されるようになっている。

【0048】

10

20

30

40

50

また、図6に示すように、油取込区間 i_n と油放出区間 o_u_t とが概ね等しいことが好ましい。より具体的には、油取込区間 i_n 及び油放出区間 o_u_t が、それぞれ、140°以上かつ165°以下であることが好ましい。これによって、油取込区間 i_n において油ポケットh10に取り込まれた潤滑油が、油放出区間 o_u_t において圧縮室C omに無駄なく放出される。したがって、油ポケットh10から圧縮室C omに潤滑油が間欠的に給油される際の体積効率を高めることができる。

【0049】

なお、油取込区間 i_n と油放出区間 o_u_t との大小関係は、特に限定されるものではない。例えば、油取込区間 $i_n = 150^\circ$ である一方、油放出区間 $o_u_t = 160^\circ$ であってもよい。また、例えば、油取込区間 $i_n = 165^\circ$ である一方、油放出区間 $o_u_t = 140^\circ$ であってもよい。

【0050】

図7は、油ポケット容積比におけるAPFの実験結果を示す図である（適宜、図2を参照）。

図7の横軸は、油ポケット容積比（以下、油ポケット容積比Vprという）であり、縦軸は、本実施形態の圧縮機100（図1参照）を用いた空気調和機のAPF（Annual Performance Factor）である。なお、油ポケット容積比Vprは、シリンダ5aの行程容積に対して、油ポケットh10（凹部）の容積Vpが占める比率であり、以下の式（1）に基づいて算出される。前記した「行程容積」とは、ローラの回転角 = 0°の状態であるときのシリンダ室C y（図2参照）の容積である。

【0051】

$$V_{pr} = V_p / V_{th} \times 100 \quad \dots \quad (1)$$

【0052】

そして、油ポケットh10の径を所定の一定値とする一方、油ポケットh10の深さ寸法を適宜に変化させ、油ポケット容積比が異なる複数の場合のそれについてAPFを算出し、図7の黒丸で示す点としてプロットした。この実験結果によると、行程容積に対して、油ポケットh10の容積が占める比率である油ポケット容積比Vprは、0.001%以上かつ0.019%以下であることが好ましい。油ポケット容積比Vprが前記した範囲内であれば、油ポケットh10を設けない場合（油ポケット容積比Vpr = 0の場合）に比べて、APFが高くなるからである。

【0053】

特に、油ポケット容積比Vprが0.01%であるとき、油ポケットh10を設けない場合（Vpr = 0の場合）を基準とするAPFの上昇幅が0.36%となり、APFが最も高くなった。

【0054】

なお、符号Jで示す白抜きの丸印は、前記した先行技術文献の図2に記載のものと同様の位置に油ポケット（図示せず）を設けた場合の実験結果である。この場合、ベーン5eから油ポケットが離れているため、摺動摩擦が大きいベーン5e付近が十分に潤滑されず、油ポケットを設けない場合（油ポケット容積比Vpr = 0）よりもAPFが低くなっている。これに対して第1実施形態によれば、前記したように、ベーン5e付近が良好に潤滑され、また、圧縮室C omのシール性が保たれるため、これまでよりもAPFを大幅に高めることができる。

【0055】

また、例えば、行程容積Vth = 9.5 [m l / rev]の場合において、油ポケットh10の直径を3 [mm]としたとき、油ポケットh10の深さを0.13 [mm]にすれば、油ポケット容積比Vprが約0.01%になる。このように、非常に小さな油ポケットh10を下軸受5dの上面に設けることで、圧縮機100の性能や信頼性を高めることができる。

【0056】

<効果>

10

20

30

40

50

第1実施形態によれば、下軸受5dの油ポケットh10から圧縮室C0mに潤滑油が間欠的に供給されるため、圧縮室C0mのシール性を高めることができる。また、ベーン5eの近傍に油ポケットh10を設けることで、ベーン5eやシリンドラ5aの各摺動面を十分に潤滑できる。特に、ベーン5eよりも吐出切欠きh6側(図4参照)に油ポケットh10を設けることで、ベーン5eの先端や側面に潤滑油が付着しやすくなる。したがって、特に、油膜が形成されにくい低速回転中であっても、圧縮機構部5(図4参照)の潤滑性・シール性を高めることができる。また、高温高圧になりやすい冷媒R32を用いる場合でも、性能や信頼性の高い圧縮機100を提供できる。

【0057】

また、油取込区間_{in}と油放出区間_{out}とを略等しくすることで(図6参照)、油ポケットh10に入り込んだ潤滑油のほぼすべてが圧縮室C0mに放出される。これによって、油ポケットh10の容積が比較的小さくても、圧縮機構部5の潤滑性・シール性を十分に確保できる。なお、油ポケットh10の容積が大きすぎると、油放出区間_{out}で油ポケットh10に入り込む冷媒量(圧縮途中である比較的低圧の冷媒の量)が多くなり、この冷媒が、吐出圧に略等しい密閉容器1内に放出される。したがって、冷媒の圧縮における高効率化を考慮すると、油ポケットh10の容積は小さいほうが望ましい。

【0058】

第2実施形態

第2実施形態は、圧縮機100A(図8参照)が2つの圧縮機構部51,52(図8参照)を備えている点が、第1実施形態(図1参照)とは異なっている。また、第2実施形態は、圧縮機構部51,52を仕切る仕切板50(図8参照)に油ポケットh11,h12(図8参照)が設けられている点が、第1実施形態とは異なっている。なお、それ以外の点は、第1実施形態と同様である。したがって、第1実施形態とは異なる部分について説明し、重複する部分については説明を省略する。

【0059】

図8は、第2実施形態に係る圧縮機100Aの縦断面図である。

図8に示すように、圧縮機100Aは、密閉容器1と、電動機2と、クランク軸4A(駆動軸)と、2つの圧縮機構部51,52と、仕切板50と、消音カバー61,62と、を備えている。

【0060】

密閉容器1には、電動機2やクランク軸4Aの他、2つの圧縮機構部51,52、仕切板50等が収容され、また、潤滑油が封入されている。

クランク軸4Aは、回転子2bと一体で回転する軸であり、主軸4aと、偏心部41b,42bと、を備えている。一方の偏心部41bは、他方の偏心部42bに対して、平面視で逆側に偏心している。これによって、一方の偏心部41bの移動に伴う回転のアンバランスが、他方の偏心部42bで打ち消され、圧縮機100Aの振動が抑制される。なお、一方の偏心部41bには、上側のローラ51bの内周面が摺接し、他方の偏心部42bには、下側のローラ52bの内周面が摺接している。

【0061】

図8に示す2つの圧縮機構部51,52は、それぞれ、クランク軸4の回転に伴って冷媒を圧縮する機構である。これらの圧縮機構部51,52は、後記する仕切板50とともに、複数のボルトT(図9参照)で締結されている。上側の圧縮機構部51は、吸入パイプP1iを介して導かれるガス状の冷媒を圧縮する。このように圧縮機構部51で圧縮された冷媒は、吐出弁51f及び消音カバー61の孔(図示せず)を順次に介して、密閉容器1内の空間に放出される。

【0062】

一方、下側の圧縮機構部52は、吸入パイプP2iを介して導かれるガス状の冷媒を圧縮する。このように圧縮機構部52で圧縮された冷媒は、吐出弁52f及び消音カバー62の孔(図示せず)を順次に介して、密閉容器1内の空間に放出される。なお、消音カバ

10

20

30

40

50

– 6 2 は、下軸受 5 d の下面を覆った状態で、下軸受 5 d に固定されている。

【 0 0 6 3 】

図 8 に示すように、上側の圧縮機構部 5 1 は、シリンド 5 1 a と、ローラ 5 1 b と、上軸受 5 c (軸受) と、ベーン 5 1 e と、吐出弁 5 1 f と、ベーンばね 5 1 g と、を備えている。なお、圧縮機構部 5 1 の各構成は、第 1 実施形態の圧縮機構部 5 (図 1 参照) と同様であるから、説明を省略する。

【 0 0 6 4 】

下側の圧縮機構部 5 2 は、シリンド 5 2 a と、ローラ 5 2 b と、下軸受 5 d (軸受) と、ベーン 5 2 e と、吐出弁 5 2 f と、ベーンばね 5 2 g と、を備えている。なお、圧縮機構部 5 2 の各構成も、第 1 実施形態の圧縮機構部 5 (図 1 参照) と同様であるから、説明を省略する。

【 0 0 6 5 】

図 8 に示す仕切板 5 0 は、2 つの圧縮機構部 5 1, 5 2 を回転子 2 b の軸方向で仕切る板であり、円環状を呈している (図 10 も参照)。上軸受 5 c (又は下軸受 5 d) がシリンド 5 1 a の「軸方向の一方側」に設けられているとすると、仕切板 5 0 はシリンド 5 1 a の「軸方向の他方側」に設けられている。

【 0 0 6 6 】

仕切板 5 0 において、上側の圧縮機構部 5 1 のシリンド室 (図示せず) に臨む面 (上面) には、油ポケット h 1 1 (凹部) が設けられている。また、仕切板 5 0 において、下側の圧縮機構部 5 2 のシリンド室 (図 9 参照) に臨む面 (下面) には、別の油ポケット h 1 2 (凹部) が設けられている。このように、第 2 実施形態では、仕切板 5 0 に油ポケット h 1 1, h 1 2 を設けるようにしている。

なお、油ポケット h 1 2 は、仕切板 5 0 の下面に設けられているが、この油ポケット h 1 2 にも潤滑油が付着する。したがって、ロータ 5 2 b の移動に伴って、油ポケット h 1 2 から圧縮室 C o m 2 に潤滑油が間欠的に供給される。

【 0 0 6 7 】

図 9 は、図 8 の III - III 線矢視断面図である。

図 9 に示すように、油ポケット h 1 2 (凹部) は、周方向においてベーン 5 2 e よりも吐出切欠き h 2 6 側 (吐出流路側) に設けられている。これによって、ベーン 5 2 e やシリンド 5 2 a、ローラ 5 2 b の各摺動面に潤滑油が行きわたる。同様に、他方の油ポケット h 1 1 (凹部: 図 8 参照) も、周方向においてベーン 5 1 e (図 8 参照) よりも吐出切欠き側 (吐出流路側: 符号は図示せず) に設けられている。

【 0 0 6 8 】

また、図示はしないが、シリンド 5 2 a 内でローラ 5 2 b が上死点に位置しているときのローラ 5 2 b の回転角を 0° とした場合、ローラ 5 2 b の回転角が 0° の状態では、ローラ 5 2 b の径方向内側に油ポケット h 1 2 (凹部) が位置している。

また、ローラ 5 2 b の回転角が 180° の状態では、ローラ 5 2 b とシリンド 5 2 a との間に油ポケット h 1 2 (凹部) が位置している。これによって、ベーン 5 2 e やシリンド 5 2 a、ローラ 5 2 b の各摺動面を適切に潤滑できる。

また、ローラ 5 2 b の回転角が 90° の状態、及び、ローラ 5 2 b の回転角が 270° の状態では、油ポケット h 1 2 (凹部) がローラ 5 2 b で閉塞されている。これによって、ローラ 5 2 b の径方向内側・外側の空間が油ポケット h 1 2 を介して連通することを防止できる。

なお、上側の圧縮機構部 5 1 (図 8 参照) のおけるローラ 5 1 b の回転角についても同様のことがいえる。

【 0 0 6 9 】

また、ローラ 5 2 b の径方向内側に油ポケット h 1 2 (凹部) が位置している状態でのローラ 5 2 b の回転角の範囲、及び、ローラ 5 2 b とシリンド 5 2 a との間に油ポケット h 1 2 が位置している状態でのローラ 5 2 b の回転角の範囲が、それぞれ、140° 以上かつ 165° 以下であることが好ましい。これによって、油ポケット h 1 2 に入り込んだ

10

20

30

40

50

潤滑油のほぼすべてが圧縮室 C o m に放出されるため、圧縮機構部 5 2 の潤滑性・シール性を十分に確保できる。なお、上側の圧縮機構部 5 1 (図 8 参照) についても同様のことがいえる。

【 0 0 7 0 】

図 1 0 は、仕切板 5 0 の平面図及び IV - IV 線断面図である。

図 1 0 に示すように、仕切板 5 0 には、クランク軸 4 A (図 8 参照) を貫通させるための孔 h 1 5 が設けられている。その他、仕切板 5 0 には、消音用の 3 つの孔 h 1 4 の他、ボルト T (図 9 参照) を貫通させるための 4 つの孔 h 1 6 等が設けられている。

【 0 0 7 1 】

仕切板 5 0 には、平面視で略同一の位置に一対の油ポケット h 1 1 , h 1 2 が設けられている。なお、平面視における油ポケット h 1 1 , h 1 2 の径方向・周方向の位置は、図 1 0 のように略同一であってもよいし、また、異なっていてもよい。

【 0 0 7 2 】

前記した油ポケット h 1 1 , h 1 2 は、所定の金属材料を用いた仕切板 5 0 の焼結工程で形成されてもよい。その他にも、エンドミル (図示せず) を用いた切削加工によって、油ポケット h 1 1 , h 1 2 を形成するようにしてもよい。これによって、油ポケット h 1 1 , h 1 2 を形成する際の加工コストを削減できる。

【 0 0 7 3 】

図 1 1 A は、仕切板 5 0 の油ポケット h 1 1 の縦断面の部分拡大図である。

図 1 1 A に示す例では、平面視で円形を呈する油ポケット h 1 1 (図 1 0 も参照) の径が長さ L 2 であり、また、仕切板 5 0 の上面から油ポケット h 1 1 の底面までの深さが長さ L 3 になっている。このような油ポケット h 1 1 を設計する際、シリンダ 5 1 a (図 8 参照) の行程容積に対して、油ポケット h 1 1 (凹部) の容積が占める比率は、0 . 0 0 1 % 以上かつ 0 . 0 1 9 % 以下であることが好ましい。これによって、油ポケット h 1 1 を設けない場合よりも、圧縮機 1 0 0 A (図 8 参照) を備える空気調和機の A P F を高めることができる。なお、仕切板 5 0 の他方の油ポケット h 1 2 (図 1 0 参照) についても同様のことがいえる。

【 0 0 7 4 】

図 1 1 B は、第 2 実施形態の変形例に係る仕切板 5 0 B の油ポケット h 1 1 s の縦断面の部分拡大図である。

図 1 1 B に示すように、例えば、油ポケット h 1 1 s が所定容積となるように、ドリル (図示せず) を用いて切削加工してもよい。つまり、径が長さ L 4 、深さが長さ L 5 となるように、その表面が断面視で V 字状を呈する油ポケット h 1 2 s を設けてもよい。このような構成でも、図 1 1 A の場合と同様の効果が奏される。

【 0 0 7 5 】

第 3 実施形態

第 3 実施形態は、圧縮機 1 0 0 C (図 1 2 参照) が、下軸受 5 d に設けられた油ポケット h 1 0 の他に、ベーン 5 C e に所定の窪み部 h 1 7 が設けられている点が、第 1 実施形態とは異なっている。なお、その他の各構成については、第 1 実施形態 (図 1 参照) と同様である。したがって、第 1 実施形態とは異なる部分について説明し、重複する部分については説明を省略する。

【 0 0 7 6 】

図 1 2 は、第 3 実施形態に係る圧縮機 1 0 0 C の縦断面図である。

図 1 2 に示すように、圧縮機構部 5 C は、その側面に窪み部 h 1 7 が設けられたベーン 5 C e を備えている。この窪み部 h 1 7 は、ベーン 5 C e が後退したときに潤滑油を取り込み、ベーン 5 C e が中心軸線 Z 側に進んだときに圧縮室 C o m (又は、圧縮室 C o m を含むシリンダ室) に潤滑油を供給するための窪みである。

【 0 0 7 7 】

例えば、ローラ 5 b の回転角が 0 ° の状態では、シリンダ 5 a の径方向外側に窪み部 h 1 7 の少なくとも一部が存在し、ローラ 5 b の回転角が 1 8 0 ° の状態では、ローラ 5 b

10

20

30

40

50

とシリンダ 5 a との間に窪み部 h 17 の少なくとも一部が存在している。これによって、圧縮室 C o m 等に潤滑油が間欠的に供給される。したがって、油ポケット h 10 を介した潤滑油の供給と相まって、シリンダ 5 a やベーン 5 C e の各摺動面に潤滑油を十分に供給できる。なお、窪み部 h 17 は、薄板状を呈するベーン 5 C e の一方側の側面のみに設けられてもよいし、また、両側の側面に設けられてもよい。

【0078】

<効果>

第3実施形態によれば、ベーン 5 C e の側面に窪み部 h 17 を設けることで、シリンダ 5 a やベーン 5 C e の各摺動面に潤滑油を十分に供給できる。

【0079】

第4実施形態

第4実施形態では、第1実施形態で説明した圧縮機 100 (図1参照)を備える空気調和機 W (図13参照)の構成について説明する。なお、圧縮機 100 の構成については、第1実施形態 (図1参照)で説明したものと同様であるから説明を省略する。

【0080】

図13は、第4実施形態に係る空気調和機 W の構成図である。

なお、図13の実線矢印は、暖房運転時における冷媒の流れを示している。

また、図13の破線矢印は、冷房運転時における冷媒の流れを示している。

空気調和機 W (冷凍サイクル装置)は、冷房や暖房等の空調を行う機器である。図13に示すように、空気調和機 W は、圧縮機 100 と、凝縮器 E 1 と、膨張弁 V と、蒸発器 E 2 と、アクチュエータ M と、第1ファン F 1 と、第2ファン F 2 と、を備えている。

【0081】

圧縮機 100 は、ガス状の冷媒を圧縮する機器であり、第1実施形態 (図1参照)と同様の構成を備えている。なお、冷媒として、例えば、冷媒 R 32 が用いられるが、これに限定されるものではない。

凝縮器 E 1 は、その伝熱管 (図示せず) を通流する冷媒と、第1ファン F 1 から送り込まれる空気と、の間で熱交換が行われる熱交換器である。

第1ファン F 1 は、凝縮器 E 1 に空気を送り込むファンであり、凝縮器 E 1 の付近に設置されている。

【0082】

蒸発器 E 2 は、その伝熱管 (図示せず) を通流する冷媒と、第2ファン F 2 から送り込まれる空気と、の間で熱交換が行われる熱交換器である。

第2ファン F 2 は、蒸発器 E 2 に空気を送り込むファンであり、蒸発器 E 2 の付近に設置されている。

【0083】

膨張弁 V は、凝縮器 E 1 で凝縮した冷媒を減圧する機能を有している。なお、膨張弁 V で減圧された冷媒は、蒸発器 E 2 に導かれる。このようにして、図13に示す冷媒回路 Q において、圧縮機 100 、凝縮器 E 1 、膨張弁 V 、及び蒸発器 E 2 を順次に介して冷媒が循環するようになっている。蒸発器 E 2 で蒸発した冷媒は、アクチュエータ M で気液分離され、さらに、ガス状の冷媒が圧縮機 100 に導かれる。

【0084】

なお、空調運転の運転モードが、冷房運転及び暖房運転の一方から他方に切替えられた場合、冷媒の流路を切り替える四方弁 (図示せず) が適宜に設けられてもよい。

【0085】

<効果>

第4実施形態によれば、圧縮機 100 が備える圧縮機構部 5 (図1参照)の圧縮室 C o m (図1参照)に十分な潤滑油が供給されるため、圧縮室 C o m のシール性が良好に保たれ、また、ベーン 5 e (図1参照)やシリンダ 5 a (図1参照)、ローラ 5 b (図1参照)の各摺動面の潤滑性も保たれる。したがって、第4実施形態によれば、性能や信頼性が高い空気調和機 W を提供できる。

10

20

30

40

50

【0086】

変形例

以上、本発明に係る圧縮機100等について各実施形態で説明したが、本発明はこれらの記載に限定されるものではなく、種々の変更を行うことができる。

例えば、第1実施形態(図1参照)では、下軸受5dの上面に油ポケットh10が設けられる構成について説明したが、これに限らない。すなわち、上軸受5cの下面に油ポケットを設けてもよいし、また、上軸受5c及び下軸受5dの両方に油ポケットを設けてもよい。言い換えると、圧縮機100において、上軸受5c(第1軸受)及び下軸受5d(第2軸受)の少なくとも一方に、シリンダ室Cやに臨む面に油ポケット(凹部)が設けられる構成にしてもよい。

10

【0087】

また、第2実施形態(図8参照)では、仕切板50に油ポケットh11, h12が設けられる構成について説明したが、これに限らない。すなわち、圧縮機構部51において、上軸受5c(軸受)及び仕切板50の少なくとも一方には、シリンダ室に臨む面に油ポケット(凹部)が設けられるようにしてもよい。また、圧縮機構部52において、下軸受5d(軸受)及び仕切板50の少なくとも一方には、シリンダ室に臨む面に油ポケット(凹部)が設けられるようにしてもよい。

【0088】

また、第2実施形態(図8参照)では、圧縮機100Aが2つの圧縮機構部51, 52を備える構成について説明したが、これに限らない。すなわち、圧縮機が3つ以上の圧縮機構部(図示せず)を備える構成であってもよい。このような構成において、最上段の圧縮機構部(図示せず)には、上軸受及び仕切板の少なくとも一方のシリンダ室に臨む面に油ポケットが設けられ、また、最下段の圧縮機構部(図示せず)には、下軸受及び仕切板の少なくとも一方のシリンダ室に臨む面に油ポケットが設けられる。また、最上段・最下段以外の残りのそれぞれの圧縮機構部(図示せず)には、ロータ及びシリンダを挟む一対の仕切板のうち少なくとも一方のシリンダ室に臨む面に油ポケットが設けられる。このような構成でも、各実施形態と同様の効果が奏される。なお、前記した複数の圧縮機構部のうち、少なくとも一つに油ポケットを設け、残りには油ポケットを設けないようにしてもよい。

20

【0089】

また、各実施形態は、適宜に組み合わせることが可能である。例えば、第2実施形態と第4実施形態とを組み合わせてもよい。すなわち、仕切板50(図8参照)に油ポケットh11, h12が設けられた圧縮機100Aを備えるように空気調和機W(図13参照)を構成してもよい。

30

また、第3実施形態の圧縮機100C(図12参照)から下軸受5dの油ポケットh10を省略し、ペーン5eの窪み部h17を残すようにしてもよい。このような構成でも、圧縮機構部5Cのシール性・潤滑性が良好に保たれる。

【0090】

また、各実施形態では、圧縮機100が縦置きである場合について説明したが、これに限らない。すなわち、圧縮機100が横置きや斜め置きで配置される場合にも各実施形態を適用できる。

40

また、第4実施形態で説明した空気調和機W(図13参照)は、ルームエアコンやパッケージエアコンの他、ビル用マルチエアコンといったさまざまな種類の空気調和機に適用できる。

【0091】

また、第4実施形態では、圧縮機100を備える「冷凍サイクル装置」が空気調和機W(図13参照)である場合について説明したが、これに限らない。すなわち、圧縮機100を備える「冷凍サイクル装置」は、冷凍機や給湯機、空調給湯システムの他、冷蔵庫等であってもよい。

また、空気調和機Wに用いられる冷媒は、冷媒R32に限定されるものではなく、例え

50

ば、冷媒 R 410 A や冷媒 R 600 a の他、プロパンを主成分とする冷媒等、さまざまな種類の冷媒を用いることができる。

【0092】

また、各実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に記載したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されない。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

また、前記した機構や構成は説明上必要と考えられるものを示しており、製品上必ずしも全ての機構や構成を示しているとは限らない。

【符号の説明】

【0093】

100, 100 A, 100 C 圧縮機

1 密閉容器

2 電動機

2 a 固定子

2 b 回転子

4, 4 A クランク軸(駆動軸)

4 c 給油路

5, 51, 52, 5 C 圧縮機構部

5 c 上軸受(第1軸受、軸受)

5 d 下軸受(第2軸受、軸受)

5 a, 51 a, 52 a シリンダ

5 b, 51 b, 52 b ローラ

5 e, 51 e, 52 e, 5 C e ベーン

5 f, 51 f, 52 f 吐出弁

50, 50 B 仕切板

C o m, C o m 2 圧縮室

C y, C y 2 シリンダ室

E 1 凝縮器

E 2 蒸発器

G 空間

h 6, h 26 吐出切欠き(吐出流路)

h 8 吐出ポート(吐出流路)

h 10, h 11, h 11 s, h 12, h 12 s 油ポケット(凹部)

h 17 窪み部

I n 吸入室

Q 冷媒回路

V 膨張弁

W 空気調和機(冷凍サイクル装置)

Z 中心軸線

【要約】

性能や信頼性の高い圧縮機等を提供する。圧縮機(100)が備える上軸受(5c)及び下軸受(5d)の少なくとも一方には、シリンダ室に臨む面に油ポケット(h10)が設けられている。シリンダ(5a)内でローラ(5b)が上死点に位置しているときのローラ(5b)の回転角を0°とした場合、ローラ(5b)の回転角が0°の状態では、ローラ(5b)の径方向内側に油ポケット(h10)が位置し、ローラ(5b)の回転角が180°の状態では、ローラ(5b)とシリンダ(5a)との間に油ポケット(h10)が位置している。

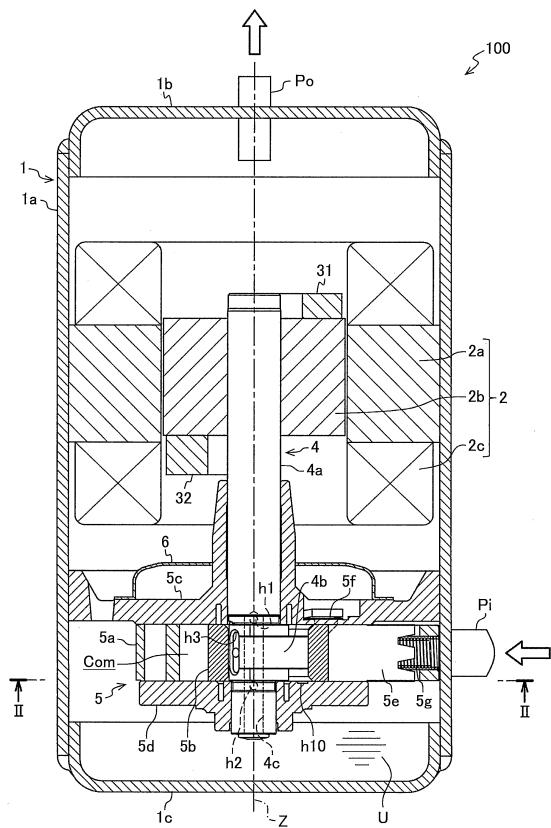
10

20

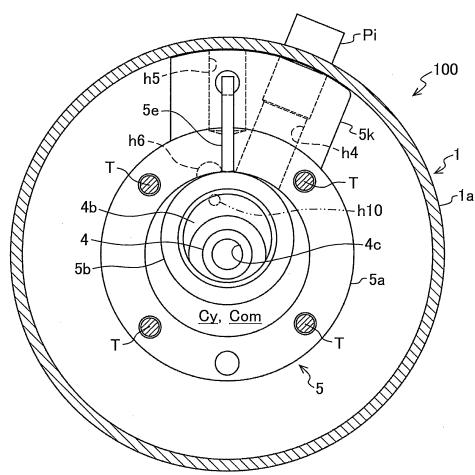
30

40

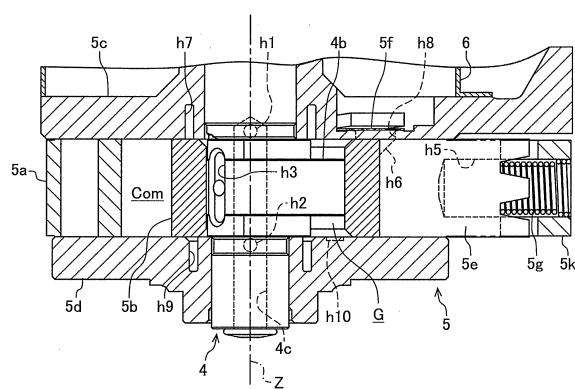
【図1】



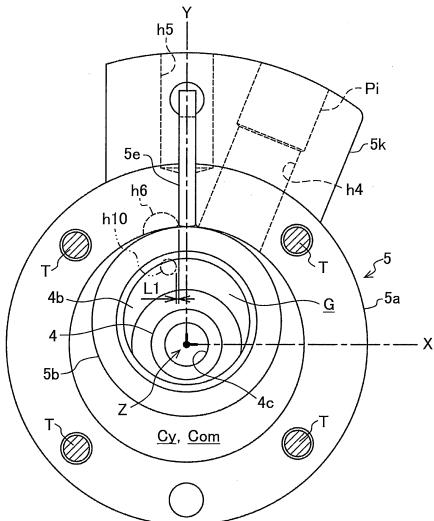
【図2】



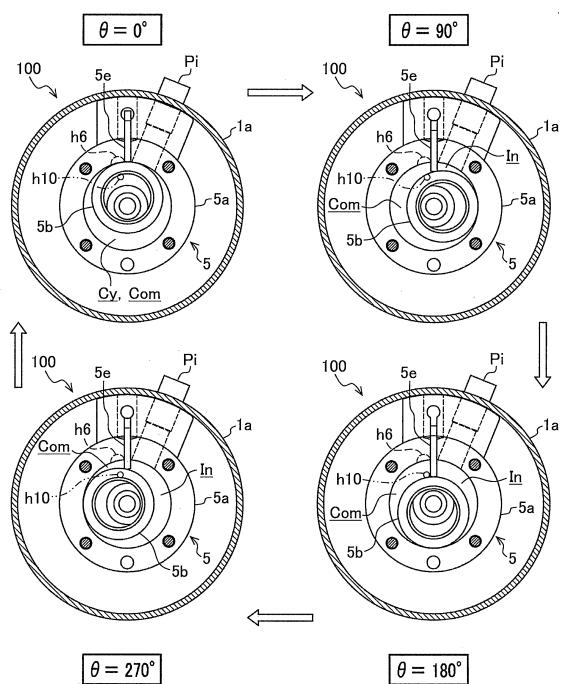
【図3】



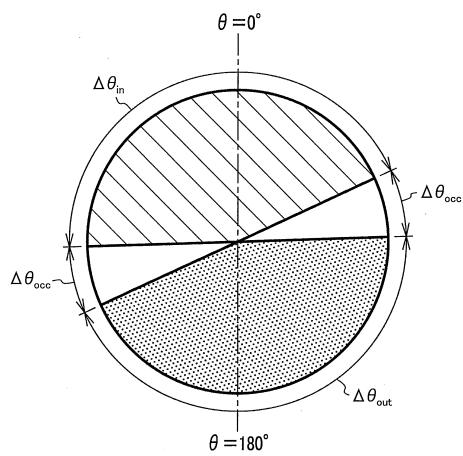
【図4】



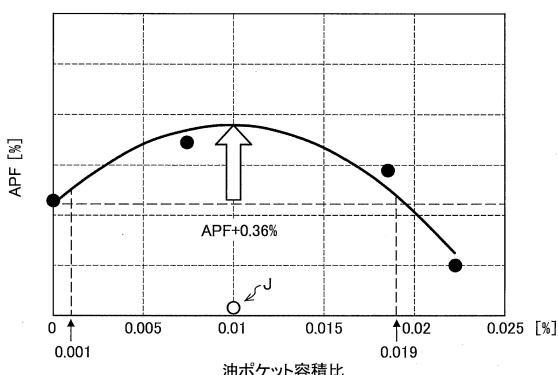
【図5】



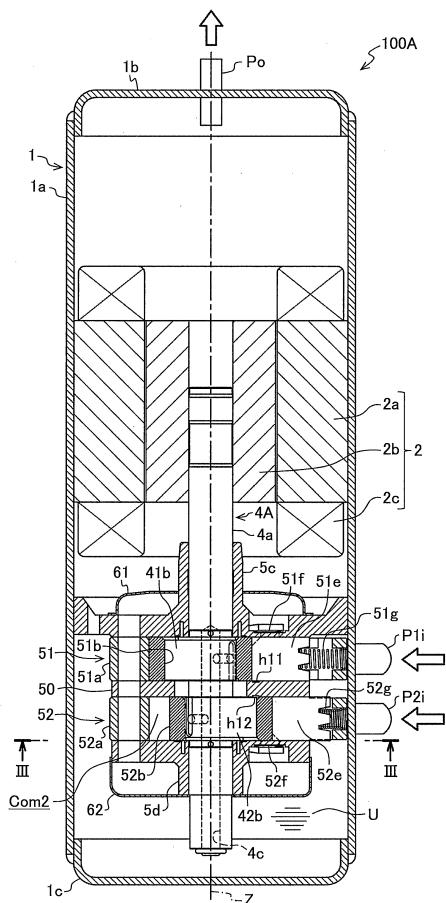
【図6】



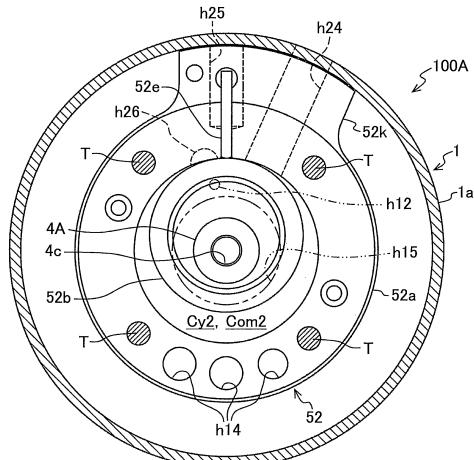
【図7】



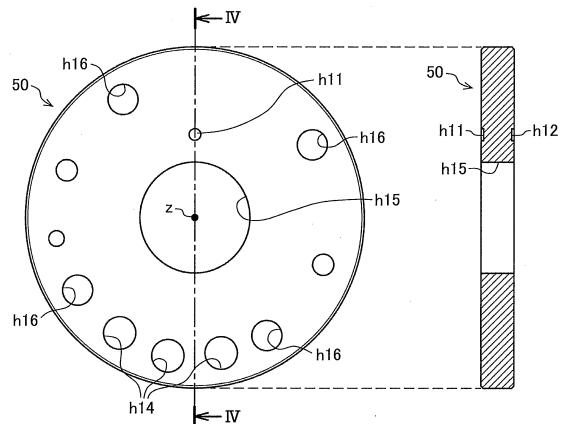
【図8】



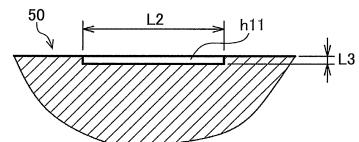
【図9】



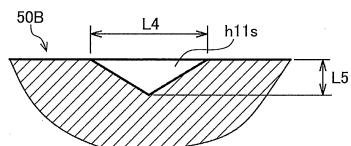
【図10】



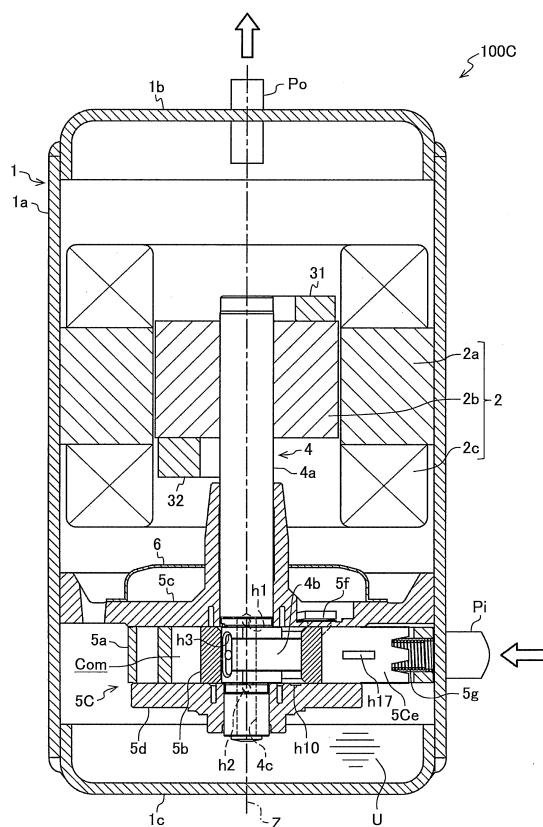
【図11A】



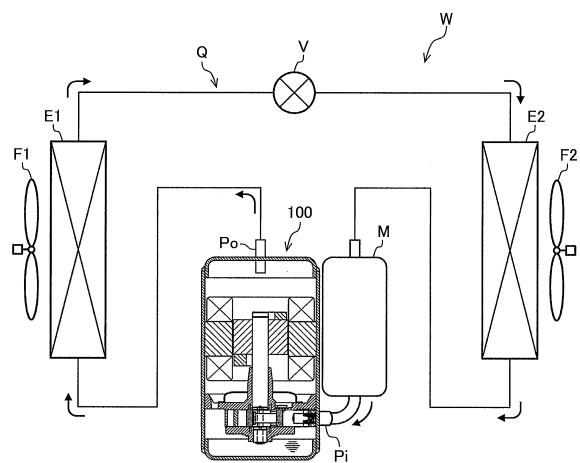
【図11B】



【図12】



【図 1 3】



フロントページの続き

(72)発明者 向井 有吾

東京都港区海岸一丁目16番1号 日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社内

(72)発明者 竹澤 謙治

東京都港区海岸一丁目16番1号 日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社内

(72)発明者 鈴木 宏介

東京都港区海岸一丁目16番1号 日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社内

審査官 岸 智章

(56)参考文献 実開昭63-038689 (JP, U)

特開平07-301190 (JP, A)

特開平02-286892 (JP, A)

実開昭61-057187 (JP, U)

特開平08-159070 (JP, A)

特開2018-105243 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 18/356

F04C 29/02