

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7678527号
(P7678527)

(45)発行日 令和7年5月16日(2025.5.16)

(24)登録日 令和7年5月8日(2025.5.8)

(51)国際特許分類 F I
 F 0 4 C 29/00 (2006.01) F 0 4 C 29/00 C
 F 0 4 C 18/356 (2006.01) F 0 4 C 18/356 J

請求項の数 7 (全13頁)

(21)出願番号	特願2022-533665(P2022-533665)	(73)特許権者	314012076 パナソニックIPマネジメント株式会社 大阪府門真市元町2番6号
(86)(22)出願日	令和3年1月20日(2021.1.20)	(74)代理人	100098545 弁理士 阿部 伸一
(86)国際出願番号	PCT/JP2021/001772	(74)代理人	100189717 弁理士 太田 貴章
(87)国際公開番号	WO2022/004028	(72)発明者	吉田 裕文 大阪府門真市大字門真1006番地 パ ナソニック株式会社内
(87)国際公開日	令和4年1月6日(2022.1.6)	(72)発明者	作田 淳 大阪府門真市大字門真1006番地 パ ナソニック株式会社内
審査請求日	令和5年11月17日(2023.11.17)	審査官	西山 智宏
(31)優先権主張番号	特願2020-111037(P2020-111037)		
(32)優先日	令和2年6月29日(2020.6.29)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		
前置審査			

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ロータリ圧縮機および冷凍サイクル装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

偏心軸を有する駆動軸と、
 前記偏心軸に嵌合されたピストンと、
 偏心回転する前記ピストンを収容するシリンダと、
 前記シリンダの上下開口面を閉塞する上端板および下端板と、
 前記シリンダ、前記ピストン、前記上端板、および前記下端板によって形成される空間を吸入室と圧縮室とに区画し、前記ピストンと一体的に運動するペーンと、
 前記上端板および前記下端板の少なくともいずれか一方に設けられ、圧縮機外部から吸入ガスを前記吸入室へと導入する吸入通路と、
 を備え、
 前記吸入通路が、吸入配管が接続される吸入穴と、前記吸入室と全部または一部が直接的に連通する縦穴とで構成される、ロータリ圧縮機。

【請求項2】

前記シリンダ、前記ピストンおよび前記ペーンによって構成される圧縮要素を軸方向に複数備え、

複数の前記圧縮要素の間に仕切り板を備えた、

請求項1に記載のロータリ圧縮機。

【請求項3】

作動流体として二酸化炭素を用いた、

請求項 1 または 2 に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 4】

前記シリンダの内径 D と高さ H との比 D/H が 2 から 1.3 の範囲である、
請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 5】

前記ピストンに形成された係合溝と、
前記ペーンの先端側に設けられ、前記係合溝に揺動自在に嵌合接続される係合部を備える、

請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機を備える冷凍サイクル装置。

10

【請求項 7】

ヒートポンプ給湯機である、
請求項 6 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】

本開示は、ロータリ圧縮機とそれが使用される空気調和機、冷凍機、ブロワ、給湯機等の冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

20

【0002】

特許文献 1 は、ペーン跳びを確実に防止するロータリ圧縮機を開示する。このロータリ圧縮機は、両端開口を閉塞されるシリンダと、このシリンダ内を回転するピストンと、ピストン、シリンダとにより圧縮空間を形成すると共に、高压側と低压側とを仕切るペーンと、ピストンとペーンを揺動自在に接続する接続手段と、を備える。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開 2000 - 120572 号公報

【発明の概要】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

本開示は、シリンダ高さを低くして漏れ損失を低減するとともに、吸入通路断面積を確保して圧力損失増加を抑制したロータリ圧縮機および冷凍サイクル装置を提供する。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本開示におけるロータリ圧縮機および冷凍サイクル装置は、偏心軸を有する駆動軸と、前記偏心軸に嵌合されたピストンと、偏心回転する前記ピストンを収容するシリンダと、前記シリンダの上下開口面を閉塞する上端板および下端板と、前記シリンダ、前記ピストン、前記上下端板によって形成される空間を吸入室と圧縮室とに区画し、前記ピストンと一体的に運動するペーンと、前記上下端板の少なくともいずれか一方に設けられ、圧縮機外部から吸入ガスを吸入室へと導入する吸入配管が接続される吸入穴と、を備えている。

40

【発明の効果】

【0006】

本開示におけるロータリ圧縮機および冷凍サイクル装置は、シリンダ内径を大きくすることでシリンダ高さを低くすることができる。そのため、シリンダ内周とピストン外周とのシール部の漏れ隙間断面積を縮小して漏れ損失を低減し圧縮機効率を向上することができる。また、吸入通路は上下端板のいずれか一方に設けられるため、吸入通路面積を確保して吸入通路での圧力損失増加も抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

50

【 0 0 0 7 】

【 図 1 】 本発明の実施の形態 1 におけるロータリ圧縮機の縦断面図

【 図 2 】 本発明の実施の形態 1 における圧縮機構部の横断面図

【 図 3 】 本発明の実施の形態 1 における圧縮機構部の圧縮動作説明図

【 図 4 】 本発明の実施の形態 2 におけるロータリ圧縮機の縦断面図

【 図 5 】 本発明の実施の形態 3 におけるロータリ圧縮機の縦断面図

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 0 8 】

(本開示の基礎となった知見等)

発明者らが本開示に想到するに至った当時、ロータリ圧縮機は、ベーン背面にバネを設け、このバネの力と圧力差とでベーンをピストンに押し付け、このベーンの押付により圧縮室を形成して圧縮を行っている。しかしながら、上記従来のローリングピストンタイプのロータリ圧縮機は、低圧縮比等の負荷条件において、押し付け力不足による、いわゆるベーン跳びが発生した。したがって、ローリングピストンタイプは、ベーンがピストンに衝突することによる騒音悪化と、ベーンとピストンとの間の隙間での漏れによる性能悪化の課題があった。

10

【 0 0 0 9 】

そのため、従来、ピストンとベーンを揺動自在に接続し、一体的に運動して圧縮を行うようにすることでベーン跳びをさせないようにした技術が提案されている。これにより、上述の課題が解決できるだけでなく、バネでベーンを押し付ける必要がないためバネを廃止でき、部品点数削減による組立工数低減や、直接、材料費抑制の効果が生まれている。

20

【 0 0 1 0 】

そして上記ピストンとベーンが一体的に運動して圧縮を行うロータリ圧縮機は、バネを收容する空間が不要であるため、前者のローリングピストンタイプと比較してベーンをより外側に配置できる。それに伴って、このロータリ圧縮機は、シリンダ内径をより大きく、シリンダ高さをより低く設定できる。これにより、ピストン外周とシリンダ内周とのシール部の漏れ隙間断面積を縮小して漏れ損失を低減できる。

【 0 0 1 1 】

しかしながら、シリンダ高さを低くすると、シリンダ外周側に設けられ、圧縮機外部から吸入ガスを導入する吸入通路の径が小さくなってしまい、吸入通路の断面積を十分に確保できない。そのため、吸入過程で圧力損失が増大し、圧縮機の効率がかえって悪化するという課題があった。

30

【 0 0 1 2 】

発明者らはこのような課題を発見し、その課題を解決するために、本開示の主題を構成するに至った。

【 0 0 1 3 】

そこで、本開示は、シリンダ高さを低くして漏れ損失を低減するとともに、吸入通路断面積を確保して圧力損失増加を抑制したロータリ圧縮機を提供する。

【 0 0 1 4 】

以下、図面を参照しながら、実施の形態を詳細に説明する。但し、必要以上に詳細な説明は省略する場合がある。例えば、既によく知られた事項の詳細説明、または、実質的に同一の構成に対する重複説明を省略する場合がある。これは、以下の説明が必要以上に冗長になるのを避け、当業者の理解を容易にするためである。

40

【 0 0 1 5 】

なお、添付図面および以下の説明は、当業者が本開示を十分に理解するために提供されるのであって、これらにより特許請求の範囲に記載の主題を限定することを意図していない。

【 0 0 1 6 】

(実施の形態 1)

以下、図 1 ~ 図 3 を用いて、実施の形態 1 を説明する。

50

【 0 0 1 7 】

[1 - 1 . 構成]

図 1 および図 2 において、ロータリ圧縮機 1 0 0 は、駆動軸 1 0 1 と、ピストン 1 0 2 と、シリンダ 1 0 3 と、上軸受としての機能を持つ上端板（以下、上軸受と称す）1 0 4 と、下軸受としての機能を持つ下端板（以下、下軸受と称す）1 0 5 と、ペーン 1 0 6 と、吸入穴 1 0 7 a と、を備える。

【 0 0 1 8 】

密閉容器 1 0 8 の内部全体は吐出管 1 0 9 に連通する吐出圧力雰囲気である。密閉容器 1 0 8 の中央部に電動機 1 1 0、下部に圧縮機構部 1 1 1 が収納される。圧縮機構部 1 1 1 は、電動機 1 1 0 の回転子 1 1 0 a に固定された駆動軸 1 0 1 で駆動される。

10

【 0 0 1 9 】

この圧縮機構部 1 1 1 は、シリンダ 1 0 3、ピストン 1 0 2 及びペーン 1 0 6 を上軸受 1 0 4 と下軸受 1 0 5 で挟み込み、シリンダ 1 0 3 とピストン 1 0 2 との間に形成された空間をペーン 1 0 6 で仕切ることによって吸入室 1 1 2 と圧縮室 1 1 3 を形成して圧縮動作を行うように構成されている。

【 0 0 2 0 】

シリンダ 1 0 3 内には、駆動軸 1 0 1 と一体的に構成された偏心軸 1 0 1 a が収納されており、この偏心軸 1 0 1 a にピストン 1 0 2 が回転自在に装着されている。ピストン 1 0 2 の外周には係合溝 1 0 2 a が形成され、先端側に係合部 1 0 6 a が形成されたペーン 1 0 6 がピストン 1 0 2 に揺動自在に連結されている。なお、従来のローリングピストンタイプにあるペーン 1 0 6 の背面側に備えていたバネは無い。

20

【 0 0 2 1 】

上軸受 1 0 4 には、径方向の吸入穴 1 0 7 a と軸方向の縦穴 1 0 7 b とで構成される吸入通路 1 0 7 が設けられ、吸入室 1 1 2 と連通する。吸入穴 1 0 7 a には吸入ライナー 1 1 4 が圧入される。吸入ライナー 1 1 4 は、密閉容器 1 0 8 内部の高温高圧の吐出ガスと吸入穴 1 0 7 a 内部の低温低圧の吸入ガスを仕切っている。

【 0 0 2 2 】

吸入ライナー 1 1 4 には、圧縮機の液圧縮を防止するためにアキュムレータ 1 1 5 が挿入される。アキュムレータ 1 1 5 は、密閉容器 1 0 8 に固定された吸入外管 1 1 6 とともにロー付けまたは溶接されて接続されており、ロータリ圧縮機 1 0 0 に吸入される作動流体を気液分離している。

30

【 0 0 2 3 】

すなわち、実施の形態 1 では、上記アキュムレータ 1 1 5 が挿入された吸入ライナー 1 1 4 と吸入外管 1 1 6 とで構成される吸入配管を介して、圧縮機外部からの吸入ガスを吸入室 1 1 2 へと導入するように構成している。尚、吸入配管としてはアキュムレータ 1 1 5 と吸入外管 1 1 6 のみで構成し、吸入穴 1 0 7 a に直接アキュムレータ 1 1 5 を接続するようにしてもよい。

【 0 0 2 4 】

なお、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、作動流体として例えば二酸化炭素を用いている。

40

【 0 0 2 5 】

[1 - 2 . 動作]

以上のように構成されたロータリ圧縮機 1 0 0 について、以下その動作を図 1 および図 3 に基づいて、説明する。

【 0 0 2 6 】

[1 - 2 - 1 . 圧縮動作]

図 3 は、クランク角 9 0 度毎の吸入室 1 1 2 と圧縮室 1 1 3 の容積変化を説明する図で、容積は、白抜き矢印の方向に変化していく。図示されていない上軸受 1 0 4 の吸入通路 1 0 7 は、ペーン 1 0 6 の左側に位置し、吸入室 1 1 2 と連通している。

【 0 0 2 7 】

50

電動機 110 が付勢され、駆動軸 101 が回転すると、偏心軸 101 a がシリンダ 103 内において偏心回転し、連結されたピストン 102 とベーン 106 とが一体的に運動する。これにより、作動流体の吸入、圧縮が繰り返される。

【0028】

低温低圧のガスは、アキュムレータ 115、吸入ライナー 114、吸入通路 107 を通って吸入室 112 に吸入される。低温低圧の吸入ガスは、圧縮機構部 111 にて圧縮される。圧縮された高温高圧のガスは、上軸受 104 に設けられ、圧縮室 113 と連通する吐出穴（図示せず）を通り、逆止弁を介してマフラー室 117（図 1 参照）へ吐出する。その後、吐出ガスは、マフラー 118 に設けられた小孔、圧縮機構部 111 と電動機 110 との間の電動機下部空間 119、電動機 110 の各隙間を通る。そして、吐出ガスは、

10

【0029】

[1 - 2 - 2 . 給油動作]

密閉容器 108 の下部には、オイルが貯留されており、圧縮機構部 111 は、通常、オイルに浸漬した状態にある。駆動軸 101 の内部には、図示されていない油通路が軸方向に設けられる。油通路の下端部から吸い上げられたオイルは、偏心軸 101 a に設けられた図示されていない給油穴を通して、偏心軸 101 a の摺動部を潤滑しながら、ピストン 102 内周部へ到達する。その後、オイルの一方は、上軸受 104 および下軸受 105 のジャーナル軸受摺動部を潤滑して圧縮機構部 111 外に排出され、オイルのもう一方は、

20

【0030】

また、ベーン 106 背面から供給されたオイルは、ベーン 106 の摺動部を潤滑後、吸入室 112 と圧縮室 113 へと供給される。吸入室 112 と圧縮室 113 の内部のオイルは、ガスとともに吐出穴 121 から吐出された後、上述したガスの流れに乗って吐出管 109 まで到達する。その間に、ほとんどのオイルが吐出ガスと分離されて液滴化し、重力によって密閉容器 108 の下部へ戻る。

【0031】

[1 - 3 . 効果等]

以上のように、本実施の形態において、ロータリ圧縮機 100 は、駆動軸 101 と、ピストン 102 と、シリンダ 103 と、上軸受 104 と、下軸受 105 と、ベーン 106 と、吸入穴 107 a と、を備える。駆動軸 101 は、偏心軸 101 a を有する。ピストン 102 は、偏心軸 101 a に嵌合される。シリンダ 103 は、偏心回転するピストン 102 を収容する。上軸受 104 および下軸受 105 は、シリンダ 103 の上下開口面を閉塞する。ベーン 106 は、シリンダ 103、ピストン 102、上軸受 104、下軸受 105 によって形成される空間を、吸入室 112 と圧縮室 113 とに区画し、ピストン 102 と一体的に運動する。そして、吸入穴 107 a は、シリンダ 103 ではなく上軸受 104 に設けられ、吸入ライナー 114 およびアキュムレータ 115 が接続される。吸入ライナー 114 およびアキュムレータ 115 は、ロータリ圧縮機 100 外部から吸入ガスを吸入室 112 へと導入する。

30

40

【0032】

これにより、従来のローリングピストンタイプの圧縮機ではベーン 106 の背面にバネが必要であったものが不要になり、その分シリンダ 103 の内径 D を大きく、高さ H を低くできる。よって、ピストン 102 外周とシリンダ 103 内周との接点シール部の漏れ隙間断面積が縮小され、圧縮室 113 から吸入室 112 への漏れ損失を低減できる。これと同時に、十分に大きい径の吸入穴 107 a を設けて吸入通路 107 の断面積を確保できる。そのため、高さ H が低いシリンダ 103 に径の小さい吸入穴 107 a を設けた場合に、吸入通路 107 で圧力損失が生じていたが、その圧力損失の増加がなく、圧縮機効率を向上することができる。

50

【 0 0 3 3 】

また、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、作動流体として二酸化炭素を用いている。

【 0 0 3 4 】

この二酸化炭素冷媒は、HFC系冷媒、HC系冷媒又はHFO系冷媒等の他の冷媒と比較して、吸入室 1 1 2 と圧縮室 1 1 3 との圧力差が大きい。そのため、ピストン 1 0 2 とシリンダ 1 0 3 とのシール部での漏れ損失が圧縮機効率に及ぼす影響が大きい。しかしながら、本開示のような構成であれば、シリンダ 1 0 3 の高さ H を極めて低く設定することができるので、ピストン 1 0 2 とシリンダ 1 0 3 とのシール部面積を低減できる。そのため、より効果的に漏れ損失を低減して圧縮機効率を向上することができる。

10

【 0 0 3 5 】

また、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、シリンダ 1 0 3 の内径 D と高さ H との比 D / H を 2 から 1 3 の範囲としている。

【 0 0 3 6 】

これにより、D / H が小さすぎることで上述の効果が縮小したり、大きすぎることで吸入室 1 1 2 と圧縮室 1 1 3 の表面積が増大して受熱損失が拡大したりすることを避けることができる。そのため、圧縮機効率を最大限に向上させることができる。

【 0 0 3 7 】

なお、上記 D / H は、2 から 8 の範囲にしておくのがより好ましい。

【 0 0 3 8 】

これにより、駆動軸 1 0 1 の軸心と偏心軸 1 0 1 a との軸心の距離、すなわち偏心量が極端に大きくなってピストン 1 0 2 の挿入性が悪化することを回避することができる。そのため、組立が容易で高効率のロータリ圧縮機 1 0 0 を実現することができる。

20

【 0 0 3 9 】

また、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、ピストン 1 0 2 に係合溝 1 0 2 a を形成するとともにベーン 1 0 6 の先端側に係合部 1 0 6 a を設ける。この係合部 1 0 6 a はピストン 1 0 2 の係合溝 1 0 2 a に嵌合することで、係合部 1 0 6 a を揺動自在に接続している。

【 0 0 4 0 】

これにより、ピストン 1 0 2 に大きな設計変更の必要がないとともに、部品点数が増加することもない。そのため、コストの増加を最小限に抑制することができる。

30

【 0 0 4 1 】

また、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、冷凍サイクル装置に用いて使用する。ピストン 1 0 2 とベーン 1 0 6 は前記したような構成で接続しているため、従来のローリングピストンタイプでの課題であるベーン跳びが発生することがなく、低騒音と高効率を実現することができる。そのため、低圧縮比等の運転条件でも運転が可能である。ロータリ圧縮機 1 0 0 の運転範囲が拡大することで、冷凍サイクル装置の運転の自由度が向上し、システム効率を向上できる。

【 0 0 4 2 】

また、本実施の形態のロータリ圧縮機 1 0 0 は、ヒートポンプ給湯機に用いている。

40

【 0 0 4 3 】

ヒートポンプ給湯機は他の冷凍サイクル装置と比較して吐出ガスの温度が高い。よって、高温の吐出ガスにさらされる下軸受 1 0 5 の温度も高くなって、吸入通路 1 0 7 を通過する低温の吸入ガスの受熱による体積効率低下の影響が大きい。しかしながら、本開示のロータリ圧縮機は、シリンダ 1 0 3 の内径 D が大きい、言い換えると、密閉容器 1 0 8 内壁からシリンダ 1 0 3 内壁までの距離が短いので、吸入通路 1 0 7 の長さも短い。よって、吸入ガスが受熱されにくくなり、より効果的に体積効率を向上できる。

【 0 0 4 4 】

(実施の形態 2)

以下、図 4 を用いて、実施の形態 2 を説明する。

50

【 0 0 4 5 】

[2 - 1 . 構成]

実施の形態 2 にかかるロータリ圧縮機 2 0 0 は、上シリンダ 2 0 3 1 と下シリンダ 2 0 3 2 の二つのシリンダが構成され、上シリンダ 2 0 3 1 と下シリンダ 2 0 3 2 の間に仕切り板 2 2 1 が設けられている。その点が、実施の形態 1 の一つのシリンダ 1 0 3 で構成されているロータリ圧縮機 1 0 0 と異なる。

【 0 0 4 6 】

上シリンダ 2 0 3 1、上ピストン 2 0 2 1 及び上ベーン（図示せず）を上軸受 2 0 4 と仕切り板 2 2 1 で挟み込み、下シリンダ 2 0 3 2、下ピストン 2 0 2 2 及び下ベーン（図示せず）を仕切り板 2 2 1 と下軸受 2 0 5 で挟み込み、上下シリンダ 2 0 3 1、2 0 3 2 と上下ピストン 2 0 2 1、2 0 2 2 との間に形成された空間を上下ベーンで仕切る。そうすることで、上吸入室 2 1 2 1、下吸入室 2 1 2 2（図番付与せず）、上圧縮室 2 1 3 1（図番付与せず）及び下圧縮室 2 1 3 2 を形成して、それぞれの圧縮要素が圧縮動作を行うように構成されている。

10

【 0 0 4 7 】

上軸受 2 0 4 には、上吸入通路 2 0 7 1 が設けられる。上吸入通路 2 0 7 1 は、径方向の上吸入穴 2 0 7 1 a と軸方向の上縦穴 2 0 7 1 b とで構成され、上吸入室 2 1 2 1 と連通する。下軸受 2 0 5 には、下吸入通路 2 0 7 2 が設けられる。下吸入通路 2 0 7 2 は、径方向の下吸入穴 2 0 7 2 a と軸方向の下縦穴 2 0 7 2 b とで構成され、下吸入室 2 1 2 2 と連通する。

20

【 0 0 4 8 】

ロータリ圧縮機 2 0 0 の閉じ込み容積は、実施の形態 1 にかかるロータリ圧縮機 1 0 0 と同等であるが、二つのシリンダ 2 0 3 1、2 0 3 2 で分担するので、シリンダ 2 0 3 1、2 0 3 2 の高さ H_u 、 H_l は、実施の形態 1 にかかるロータリ圧縮機 1 0 0 のシリンダ 1 0 3 の高さ H よりも低い。

【 0 0 4 9 】

[2 - 2 . 動作]

以上のように構成されたロータリ圧縮機 2 0 0 について、その動作を以下説明する。

【 0 0 5 0 】

[2 - 2 - 1 . 吸入動作]

アキュムレータ 2 1 5 で気液分離された吸入ガスは、二本の配管に分岐して上下吸入通路 2 0 7 1、2 0 7 2 から上下吸入室 2 1 2 1、2 1 2 2 へと吸入される。

30

【 0 0 5 1 】

[2 - 2 - 2 . 圧縮動作]

ロータリ圧縮機 2 0 0 のそれぞれの圧縮要素の圧縮動作は、実施の形態 1 にかかるロータリ圧縮機 1 0 0 と同様である。但し、上下圧縮室 2 1 3 1、2 1 3 2 は、逆位相で圧縮を行う。

【 0 0 5 2 】

下シリンダ 2 0 3 2 で圧縮された下吐出ガスは、図示されていない連通路を通過してマフラー室 2 1 7 へと流れ、上シリンダ 2 0 3 1 で圧縮された上吐出ガスと合流する。その後の吐出ガスの流れは実施の形態 1 にかかるロータリ圧縮機 1 0 0 と同様である。

40

【 0 0 5 3 】

[2 - 3 . 効果等]

以上のように、本実施の形態において、ロータリ圧縮機 2 0 0 は、駆動軸 2 0 1 と、上ピストン 2 0 2 1 と、下ピストン 2 0 2 2 と、上シリンダ 2 0 3 1 と、下シリンダ 2 0 3 2 と、上軸受 2 0 4 と、下軸受 2 0 5 と、上下ベーンと、上吸入穴 2 0 7 1 a と、下吸入穴 2 0 7 2 a と、仕切り板 2 2 1 を備える。上下圧縮要素は、軸方向に構成される。仕切り板 2 2 1 は、上下圧縮要素の間に備えられる。上軸受 2 0 4 と下軸受 2 0 5 は、駆動軸 2 0 1 を支承する。そして、上吸入穴 2 0 7 1 a は上軸受 2 0 4 に、下吸入穴 2 0 7 2 a は下軸受 2 0 5 に設けられている。

50

【 0 0 5 4 】

これにより、上下ピストン 2 0 2 1、2 0 2 2 による圧縮を逆位相で行うことにより、実施の形態 1 にかかるロータリ圧縮機 1 0 0 に比較しトルク変動を小さくして振動を低減できる。又、上シリンダ 2 0 3 1 と下シリンダ 2 0 3 の内径 D を大きくし、高さ H_u、H_l を低くできるので、ピストン 2 0 2 1、2 0 2 2 外周とシリンダ 2 0 3 1、2 0 3 2 内周との接点シール部の漏れ隙間断面積がさらに縮小され、圧縮室 2 1 3 1、2 1 3 2 から吸入室 2 1 2 1、2 1 2 2 への漏れ損失を低減できる。しかもこれに加え、上吸入穴 2 0 7 1 a、下吸入穴 2 0 7 2 a を上軸受 2 0 4、下軸受 2 0 5 に設けたことで、吸入穴 2 0 7 1 a、2 0 7 2 a の径を十分大きくでき、吸入通路 2 0 7 1、2 0 7 2 の断面積を十分確保できる。そのため、高さ H_u、H_l が低いシリンダ 2 0 3 1、2 0 3 2 に径の小さい吸入穴 2 0 7 1 a、2 0 7 2 a を設けた場合に、吸入通路 2 0 7 1、2 0 7 2 で圧力損失が生じていたが、その圧力損失の増加もなく、圧縮機効率を一層向上することができる。

10

【 0 0 5 5 】

(実施の形態 3)

以下、図 5 を用いて、実施の形態 2 を説明する。

【 0 0 5 6 】

[3 - 1 . 構成]

実施の形態 3 にかかるロータリ圧縮機 3 0 0 は、少なくとも、上軸受 3 0 4 と下軸受 3 0 5 ではなく、仕切り板 3 2 1 に吸入穴 3 0 7 a が設けられている点で、実施の形態 2 にかかるロータリ圧縮機 2 0 0 と異なる。

20

【 0 0 5 7 】

仕切り板 3 2 1 には、径方向の吸入穴 3 0 7 a と、上吸入室 3 1 2 1 と連通する上縦穴 3 0 7 b と、下吸入室 3 1 2 2 (図番付与せず) と連通する下縦穴 3 0 7 c とで構成される吸入通路 3 0 7 が設けられている。

【 0 0 5 8 】

[3 - 2 . 動作]

以上のように構成されたロータリ圧縮機 3 0 0 について、その動作を以下説明する。

【 0 0 5 9 】

[3 - 2 - 1 . 吸入動作]

アキュムレータ 3 1 5 で気液分離された吸入ガスは、吸入通路 3 0 7 で上下に分配されて上下吸入室 3 1 2 1、3 1 2 2 へと吸入される。

30

【 0 0 6 0 】

[3 - 2 - 2 . 圧縮動作]

上下吸入室 3 1 2 1、3 1 2 2 に吸入されたガスは実施の形態 2 と同様にして圧縮される。

【 0 0 6 1 】

[3 - 3 . 効果等]

以上のように、本実施の形態において、ロータリ圧縮機 3 0 0 は、駆動軸 3 0 1 と、上ピストン 3 0 2 1 と、下ピストン 3 0 2 2 と、上シリンダ 3 0 3 1 と、下シリンダ 3 0 3 2 と、上軸受 3 0 4 と、下軸受 3 0 5 と、上下ベーンと、吸入穴 3 0 7 a と、仕切り板 3 2 1 を備える。上下圧縮要素は、軸方向に構成される。仕切り板 3 2 1 は、上下圧縮要素の間に備えられる。上軸受 3 0 4 と下軸受 3 0 5 は、駆動軸 3 0 1 を支承する。そして、吸入穴 3 0 7 a は仕切り板 3 2 1 に設けられている。

40

【 0 0 6 2 】

これにより、実施の形態 1 にかかる一つのシリンダ 1 0 3 が構成されたロータリ圧縮機 1 0 0 のアキュムレータ 1 1 5 をそのまま使用することができる。そのため、実施の形態 2 にかかるロータリ圧縮機 2 0 0 と比較して、部品点数と組立工数を少なくでき、低コストのアキュムレータ 3 1 5 およびロータリ圧縮機 3 0 0 を実現することができる。その他の効果は実施の形態 2 と同様である。

【 0 0 6 3 】

50

(他の実施の形態)

以上のように、本出願において開示する技術の例示として、実施の形態1～3を説明した。しかしながら、本開示における技術は、これに限定されず、変更、置き換え、付加、省略などを行った実施の形態にも適用できる。また、上記実施の形態1～3で説明した各構成要素を組み合わせ、新たな実施の形態とすることも可能である。

【0064】

そこで、以下、他の実施の形態を例示する。

【0065】

実施の形態1～3では、ロータリ圧縮機の一例として1シリンダのロータリ圧縮機100と2シリンダのロータリ圧縮機200、300を説明した。ロータリ圧縮機は、ガスを圧縮するものであればよい。したがって、ロータリ圧縮機は、1シリンダのロータリ圧縮機100または2シリンダのロータリ圧縮機200、300に限定されない。ただし、1シリンダのロータリ圧縮機100または2シリンダのロータリ圧縮機200、300を用いれば、コストと効率、信頼性のバランスがとれ、量産しやすい利点がある。また、ロータリ圧縮機として、二段圧縮機を用いてもよい。ロータリ圧縮機として二段圧縮機を用いれば、高い圧力比の運転条件でも高低圧差を小さくすることができるので、少ない漏れ損失によって高い効率が実現できる。また、ロータリ圧縮機として、一つのシリンダに複数のベーンと圧縮室を備えてもよい。これを用いれば、1シリンダのロータリ圧縮機100の構成において、2シリンダタイプとほぼ同様の圧縮動作を行うことで、トルク変動を低減でき、または、二段圧縮構成とすることで、高低圧差を小さくすることもできる。よって、少部品点数で低振動または高圧力比運転が可能なロータリ圧縮機が実現できる。

【0066】

また、実施の形態1では、ベーンの一例として、ピストン102に形成された係合溝102aに揺動自在に嵌合接続される係合部106aを備えるベーン106を説明した。ベーンは、吸入室と圧縮室とを仕切り、常にピストンと一体的に運動するとともに、ベーン背面のバネが不要のものであればよい。したがって、ベーンは、ピストン102に形成された係合溝102aに揺動自在に嵌合接続される係合部106aを備えるベーン106に限定されない。ただし、これを用いれば、前述したようにピストン102に大きな設計変更の必要がないとともに、部品点数が増加することもないので、コストの増加を最小限に抑制することができる。また、ベーンとして、ピストンと完全に一体化され、シリンダに設けた揺動ブッシュを介してピストンが揺動運動するスイング型を用いれば、ベーンとピストンとの接点がない。よって、その微小な隙間での漏れ損失や摺動損失が全くなり、ロータリ圧縮機100の高効率化が可能である。

【0067】

さらにまた、実施の形態1では、作動流体の一例として二酸化炭素を説明した。作動流体は、圧縮性流体であればよい。したがって、作動流体は、二酸化炭素に限定されない。ただし、これを用いれば、前述したようにHFC系冷媒、HC系冷媒又はHFO系冷媒等の他の冷媒と比較して、吸入室112と圧縮室113との圧力差が大きく、ピストン102とシリンダ103とのシール部での漏れ損失が圧縮機効率に及ぼす影響が大きい。しかしながら、本開示の構成を用いてシリンダ103の高さHを極めて低く設定することで、より効果的に漏れ損失を低減できる。また、作動流体として、HFC系冷媒、HC系冷媒はHFO系冷媒等の他の冷媒と二酸化炭素との混合冷媒を用いれば、冷凍サイクルのコンデンサ入口と出口との間の温度グラインドを抑制することができる。よって、コンデンサの熱交換効率の低下を抑えることができる。

【0068】

なお、上述の実施の形態は、本開示における技術を例示するためのものであるから、特許請求の範囲またはその均等の範囲において種々の変更、置き換え、付加、省略などを行うことができる。

【産業上の利用可能性】

【0069】

10

20

30

40

50

本開示は、漏れ損失と圧力損失が生じるロータリ圧縮機および冷凍サイクル装置に適用可能である。具体的には、空気調和機、冷凍機、プロワ、給湯機などに、本開示は適用可能である。

【符号の説明】

【0070】

100 ロータリ圧縮機

101、201、301 駆動軸

101a 偏心軸

102 ピストン

102a 係合溝

103 シリンダ

104、204、304 上軸受（上端板）

105、205、305 下軸受（下端板）

106 ベーン

106a 係合部

107 吸入通路

107a 吸入穴

107b 縦穴

108 密閉容器

109 吐出管

110 電動機

110a 回転子

110b 固定子

111 圧縮機構部

112 吸入室

113 圧縮室

114 吸入ライナー（吸入配管）

115 アキュームレータ（吸入配管）

116 吸入外管（吸入配管）

117 マフラー室

118 マフラー

119 電動機下部空間

120 電動機上部空間

200 ロータリ圧縮機

2021 上ピストン

2022 下ピストン

2031 上シリンダ

2032 下シリンダ

2071 上吸入通路

2071a 上吸入穴

2071b 上縦穴

2072 下吸入通路

2072a 下吸入穴

2072b 下縦穴

2121 上吸入室

2122 下吸入室

2131 上圧縮室

2132 下圧縮室

215 アキュームレータ

217 マフラー室

10

20

30

40

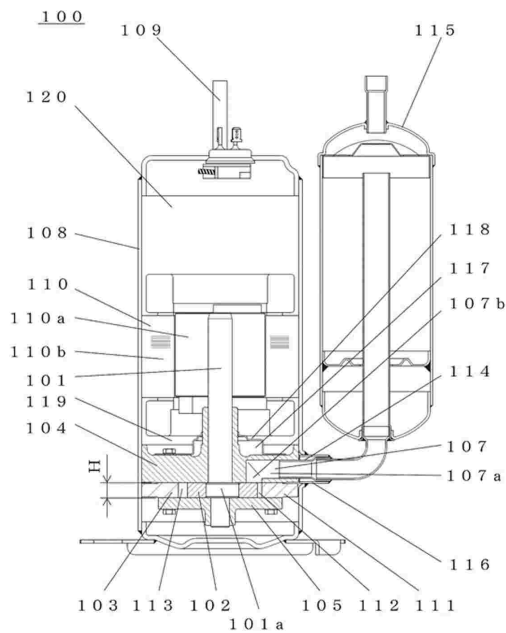
50

- 2 2 1 仕切り板
- 3 0 0 ロータリ圧縮機
- 3 0 2 1 上ピストン
- 3 0 2 2 下ピストン
- 3 0 3 1 上シリンダ
- 3 0 3 2 下シリンダ
- 3 0 7 吸入通路
- 3 0 7 a 吸入穴
- 3 0 7 b 上縦穴
- 3 0 7 c 下縦穴
- 3 1 2 1 上吸入室
- 3 1 2 2 下吸入室
- 3 1 5 アキュムレータ
- 3 2 1 仕切り板

10

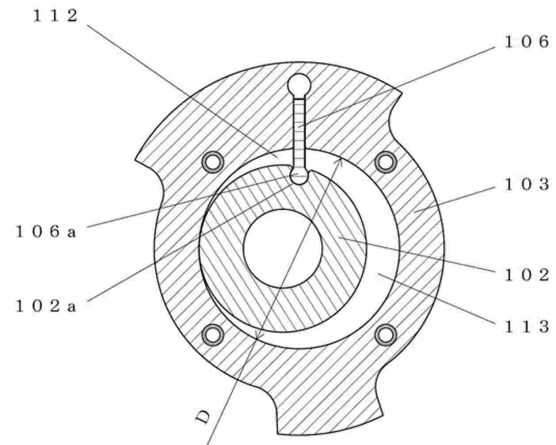
【図面】

【図 1】



- | | |
|----------|--------------|
| 101 駆動軸 | 104 上端板(上軸受) |
| 102 ピストン | 105 下端板(下軸受) |
| 103 シリンダ | 107a 吸入穴 |

【図 2】




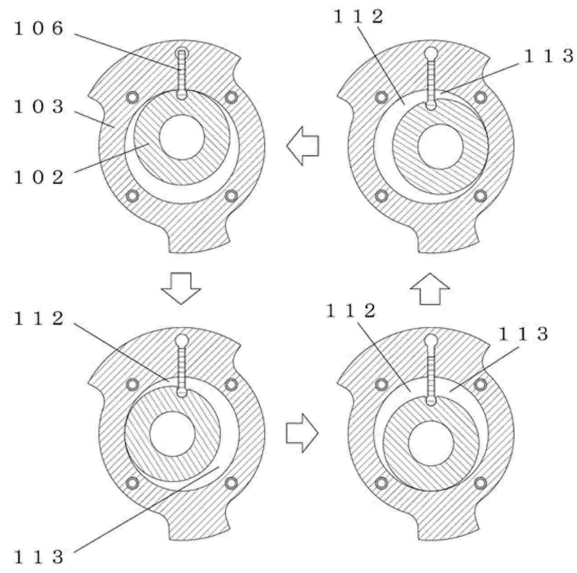
20


30

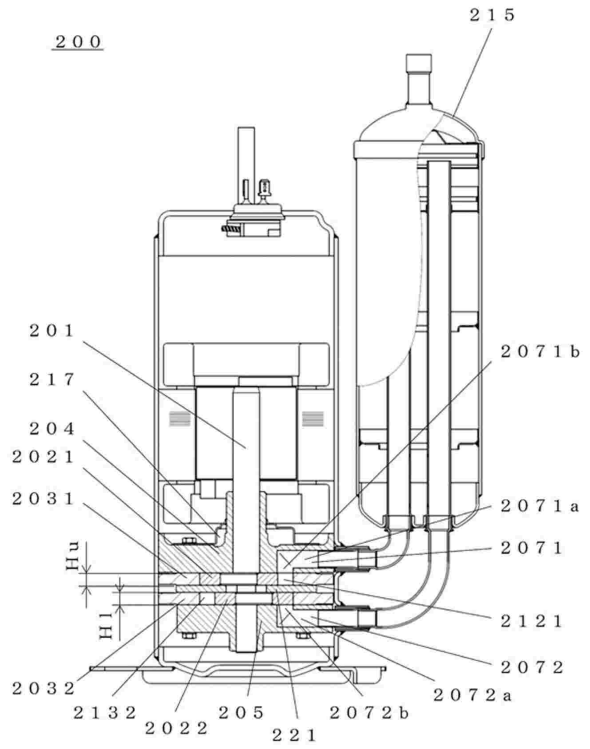
40

50

【 3】




【 4】

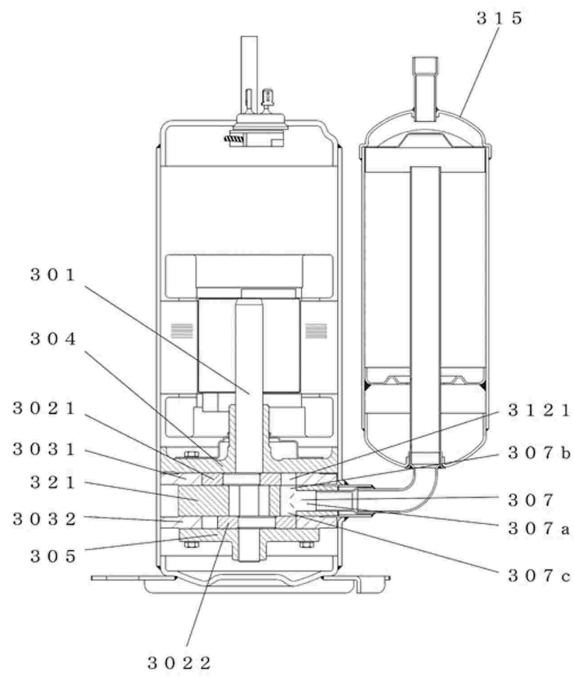


10

20

【 5】

300



30

40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平03 - 081592 (JP, A)
特開2010 - 255624 (JP, A)
特開2005 - 139973 (JP, A)
特開平09 - 250477 (JP, A)

- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
F04C 29/00
F04C 18/324
F04C 18/356