

(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2009-97486
(P2009-97486A)

(43) 公開日 平成21年5月7日(2009.5.7)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 4 C 23/00 (2006.01)	F O 4 C 23/00 F	3 H O 2 9
F 0 4 C 29/02 (2006.01)	F O 4 C 29/02 3 1 1 A	3 H 1 2 9
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2007-272483 (P2007-272483)	(71) 出願人	000006208
(22) 出願日	平成19年10月19日 (2007.10.19)		三菱重工業株式会社
			東京都港区港南二丁目16番5号
		(74) 代理人	100100077
			弁理士 大場 充
		(74) 代理人	100136010
			弁理士 堀川 美夕紀
		(72) 発明者	近藤 和也
			愛知県名古屋市中村区岩塚町字高道1番地
			三菱重工業株式会社名古屋研究所内
		(72) 発明者	佐藤 創
			愛知県名古屋市中村区岩塚町字高道1番地
			三菱重工業株式会社名古屋研究所内

最終頁に続く

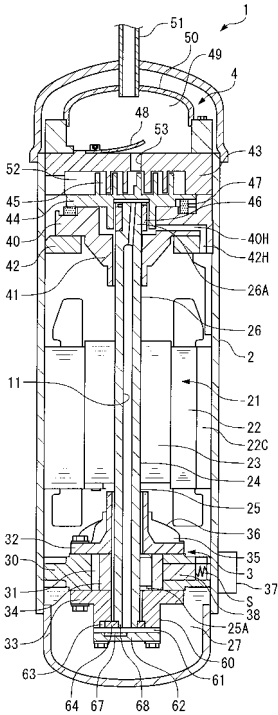
(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【要約】

【課題】油溜まりの油面が低下しても、ロータリ型圧縮機構のブレードに潤滑油を供給することができる圧縮機を提供する。

【解決手段】ロータ34と、その先端がロータ34に接触しつつロータ34の回転に伴って往復動するブレード38とを備えた低段側ロータリ圧縮機構3と、低段側ロータリ圧縮機構3で圧縮された冷媒ガスを吸入して圧縮する高段側スクロール圧縮機構4と、潤滑油27を高段側スクロール圧縮機構4に供給する容積式給油ポンプ60と、高段側スクロール圧縮機構4に供給された潤滑油27が、低段側ロータリ圧縮機構3のブレード38に向けて供給される給油経路と、を備えることを特徴とする圧縮機1。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

底部に潤滑油が貯留された密閉ハウジングと、

前記密閉ハウジング内に設けられ、ロータと、その先端が前記ロータに接触しつつ前記ロータの回転に伴って往復動するブレードを保持するシリンダとを備えた低段側ロータリ圧縮機構と、

前記密閉ハウジング内に設けられ、前記低段側ロータリ圧縮機構で圧縮された冷媒ガスを吸入して圧縮する高段側スクロール圧縮機構と、

前記低段側ロータリ圧縮機構及び前記高段側スクロール圧縮機構とを繋ぎ、かつ軸線方向に給油孔を有する駆動軸と、

前記低段側ロータリ圧縮機構及び前記高段側スクロール圧縮機構を、前記駆動軸を介して駆動する電動モータと、

前記給油孔を介して前記潤滑油を前記高段側スクロール圧縮機構に供給する給油ポンプと、

前記高段側スクロール圧縮機構に供給された前記潤滑油が、前記低段側ロータリ圧縮機構の前記ブレードに向けて供給される給油経路と、

を備えることを特徴とする圧縮機。

【請求項 2】

前記給油経路は、前記潤滑油が自由落下して前記ブレードに向けて供給されるものであることを特徴とする請求項 1 に記載の圧縮機。

【請求項 3】

前記給油経路は、前記ブレードを前記ロータに向けて押圧する弾性体を収容し、かつ前記ロータの回転軸方向に貫通する前記シリンダに形成された貫通孔に向けて、前記潤滑油が供給されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機。

【請求項 4】

前記給油経路は、前記給油経路を流れる前記潤滑油と前記密閉ハウジング内に存在する前記冷媒ガスとの接触を抑える遮蔽体を備えることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載の圧縮機。

【請求項 5】

前記低段側ロータリ圧縮機構が、上側に位置する第 1 のロータリ型圧縮機構及び前記第 1 のロータリ型圧縮機構よりも下側に位置する第 2 のロータリ機構からなり、

前記給油経路は、前記高段側スクロール圧縮機構に供給された前記潤滑油を、前記第 1 のロータリ型圧縮機構の前記ブレードに向けて供給することを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載の圧縮機。

【請求項 6】

前記冷媒ガスが、二酸化炭素 (CO_2) であることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれかに記載の圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮機に関し、特にロータリ型圧縮機構及びスクロール型圧縮機構と 2 つの圧縮機構を備えた圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

ロータリ型圧縮機構及びスクロール型圧縮機構と 2 つの圧縮機構を備えた圧縮機が提案されている。例えば、特許文献 1 には、1 つの密閉ハウジング内に電動モータを設けると共に、電動モータの回転軸によって駆動される 2 つの圧縮機構を設け、この 2 つの圧縮機構の一方をロータリ型圧縮機構、他方をスクロール型圧縮機構とし、その一方を低段側、他方を高段側としたことを特徴とする 2 段圧縮機が開示されている。この 2 段圧縮機において、低段側をロータリ型圧縮機構によって構成することが好ましいことが特許文献 1 に

10

20

30

40

50

記載されている。この２段圧縮機によれば、低段側圧縮機で低圧から中間圧まで、高段側圧縮機で中間圧から高圧まで圧縮するようにしたので、ロータリ型圧縮機構又はスクロール型圧縮機構を単独で用いて低圧から高圧まで圧縮する場合に比して、個々の圧縮機の欠点を解消し、小型で高性能の圧縮機を提供することができる。

【０００３】

【特許文献１】特開平５－８７０７４号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

ロータリ型圧縮機構は、シリンダ内で偏心回転運動を行うロータを備え、このロータに先端を接しながらシリンダの溝の内部を往復運動し、シリンダとロータにより形成される空間を吸入室と圧縮室に分割するブレードを備えている。このブレードは、前記溝内部を往復動する際に摺動を伴うために、潤滑される必要がある。そこで、前記シリンダが圧縮機底部に設けた油溜まりに貯留される潤滑油に浸かるように、潤滑油の油面を管理する。

【０００５】

ところで、省エネルギーの観点から圧縮機の回転数制御にインバータが用いられている。インバータは、低回転数から高回転数まで広範囲で運転することができる。そして、低回転数の場合には、圧縮機構の潤滑のために油溜まりから汲み上げられる潤滑油は少量であるが、高回転数の場合には、多量の潤滑油が汲み上げられる。つまり、インバータを用いると、圧縮機の回転数によって油面の高さが変化する。

また、近年、地球環境保全の観点から、自然冷媒の一つである二酸化炭素（ CO_2 ）を冷媒ガスとして用いることが検討されている。 CO_2 を冷媒ガスに用いると、ヒートポンプサイクルの高圧側の圧力が高くなり、臨界圧力を超える。超臨界状態の CO_2 は、潤滑油の溶け込み量が増加するため、油面高さが、運転条件によって変動しやすい。特に、冷媒ガスの循環量が多い運転条件の場合には、油溜まりの潤滑量が減少し、油面がシリンダよりも低くなる場合がある。このとき、ブレードと溝とに潤滑油が供給されないために、ブレードとシリンダ（溝）との間の摩擦の増加により機械効率が低下するとともに、摩擦により信頼性が低下することが危惧される。また、冷媒ガスがブレードの背面側から吸入室あるいは圧縮室の間に流れ込むため圧縮効率が低下することも問題視される。

本発明は、このような技術的課題に基づいてなされたもので、油溜まりの油面が低下しても、ロータリ型圧縮機構のブレードに潤滑油を供給することができる圧縮機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

本発明は、底部に潤滑油が貯留された密閉ハウジングと、密閉ハウジング内に設けられ、ロータと、その先端がロータに接触しつつロータの回転に伴って往復動するブレードを保持するシリンダとを備えた低段側ロータリ圧縮機構と、密閉ハウジング内に設けられ、低段側ロータリ圧縮機構で圧縮された冷媒ガスを吸入して圧縮する高段側スクロール圧縮機構と、低段側ロータリ圧縮機構及び高段側スクロール圧縮機構とを繋ぎ、かつ軸線方向に給油孔を有する駆動軸と、低段側ロータリ圧縮機構及び高段側スクロール圧縮機構を、駆動軸を介して駆動する電動モータと、給油孔を介して潤滑油を高段側スクロール圧縮機構に供給する給油ポンプと、高段側スクロール圧縮機構に供給された潤滑油が、低段側ロータリ圧縮機構のブレードに向けて供給される給油経路とを備える圧縮機により前記目的を達成する。

本発明による圧縮機は、運転中に給油ポンプで汲み上げられ、高段側スクロール圧縮機構に供給された潤滑油を、ブレードに向けて供給する。したがって、本発明の圧縮機は、運転中に油溜まりの油面が低下しても、ブレードに潤滑油を確実に供給することができる。

【０００７】

本発明の圧縮機において、給油経路を、潤滑油が自由落下してブレードに向けて供給さ

れるものとするのが好ましい。この給油経路によれば、高段側スクロール圧縮機構に供給された潤滑油を、最短距離でブレードに供給することができる。したがって、冷媒ガス中への潤滑油の溶け込みを最小限に抑えることができる。また、この給油経路によれば、高段側スクロール圧縮機構から出た潤滑油をブレードに導く部材を別途設ける必要がない。

【0008】

本発明の圧縮機において、給油経路は、ブレードをロータに向けて押圧する弾性体を収容し、かつロータの回転軸方向に貫通するシリンダに形成された貫通孔に向けて、潤滑油が供給されるものとするのが好ましい。貫通孔に向けて供給された潤滑油は、ロータ内部との差圧の影響で、ブレードの先端方向に吸引されるため、ブレードの潤滑を円滑に行うことができる。また、余剰の潤滑油は、前記貫通孔を通して、密閉ハウジングの底部の油溜まりに落下される。したがって、余剰の潤滑油が巻き上げられることによるオイル循環率（冷媒ガスとともに循環するオイルの量、OCR）の増加を防止することができる。

【0009】

本発明の圧縮機において、給油経路は、給油経路を流れる潤滑油と密閉ハウジング内に存在する冷媒ガスとの接触を抑える遮蔽体を備えることが好ましい。OCRの増加防止のためである。

【0010】

本発明の圧縮機において、低段側ロータリ圧縮機構が、上側に位置する第1のロータリ型圧縮機構及び第1のロータリ型圧縮機構よりも下側に位置する第2のロータリ機構からなる場合には、給油経路は、高段側スクロール圧縮機構に供給された潤滑油を、第1のロータリ型圧縮機構のブレードに向けて供給すればよい。下側に位置する第2のロータリ機構には、潤滑油の油面を調整することにより、ブレードへ潤滑油を安定して供給することができるが、上側に位置する第1のロータリ型圧縮機構には潤滑油を安定して供給することができない。そこで、上側に位置する第1のロータリ型圧縮機構のブレードに向けて、高段側スクロール圧縮機構から潤滑油を供給する。

【0011】

前述したように、冷媒ガスがCO₂の場合には、潤滑油の溶け込み量が増加するため、油面高さが、運転条件によって変動しやすい。したがって、本発明は、冷媒ガスがCO₂を冷媒ガスとして用いる圧縮機に適用することが好ましい。

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、運転中に油溜まりの油面が低下しても、ブレードに潤滑油を確実に供給することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

< 第1実施形態 >

以下、添付図面に示す実施の形態に基づいてこの発明を詳細に説明する。

図1は、本実施の形態における圧縮機1の構成を示す断面図である。

圧縮機1は、密閉ハウジング2内の下方部に低段側ロータリ圧縮機構3が設置され、密閉ハウジング2内の上方部に高段側スクロール圧縮機構4が設置されている。また、密閉ハウジング2の中央部であって、低段側ロータリ圧縮機構3と高段側スクロール圧縮機構4との間に電動モータ21が設置されている。電動モータ21は、ステータ22とロータ23とから構成されている。ロータ23には、クランク軸24が一体的に結合されている。クランク軸24は、その下端部が低段側ロータリ圧縮機構3用のクランク軸25を構成し、上端部が高段側スクロール圧縮機構4のクランク軸26を構成する。ステータ22には、その外周面にステータカット22Cが形成されている。ステータカット22Cが形成された部分は、ステータ22と密閉ハウジング2との間に空隙が形成される。ステータカット22Cは、通常、ステータ22の外周方向に所定の間隔を隔てて、複数形成される。

【0014】

また、密閉ハウジング 2 の底部には、所定量の潤滑油 27 が貯留されている。潤滑油 27 は、クランク軸 26 の下端部に設けられる容積式給油ポンプ 60 により、クランク軸 24 の軸線方向に穿設される給油孔 11 を介して、低段側ロータリ圧縮機構 3 及び高段側スクロール圧縮機構 4 の所用潤滑箇所給油される。

【0015】

低段側ロータリ圧縮機構 3 は、シリンダ室 31 を有し、かつ密閉ハウジング 2 に固定されるシリンダ本体 30 と、シリンダ本体 30 の上下に各々設置される上部軸受け 32 及び下部軸受け 33 と、クランク軸 25 のクランク部 25A に嵌合され、シリンダ室 31 内を摺動回転されるロータ 34 と、吐出キャピティ 35 を形成する吐出カバー 36 と、シリンダ室 31 を仕切るブレード 38 (図 2 参照) とから構成される一般的なロータリ型圧縮機構を採用することができる。図 2 に示すように、ブレード 38 はシリンダ本体 30 に形成されたスリット 39 内に設置されている。スリット 39 は、シリンダ本体 30 の径方向に沿って略均等幅に形成され、一端がシリンダ室 31 に開口している。スリット 39 の他端にはブローチ孔 39H が形成されている。ブローチ孔 39H は、ロータ 34 の回転軸方向にシリンダ本体 30 を貫通している。ブローチ孔 39H にばね S が配設され、このばね S はブレード 38 をロータ 34 に向けて押圧する。ブレード 38 は、その先端がロータ 34 の外周に接触しつつ、ロータ 34 の回転に伴って前記径方向に沿って往復動する。

10

低段側ロータリ圧縮機構 3 において、図示しないアキュムレータに接続される吸入管 37 を介してシリンダ室 31 に吸入された冷媒ガスは、ロータ 34 の回転によって中間圧まで圧縮された後、吐出キャピティ 35 内に吐出され、さらに吐出カバー 36 に設けられている吐出口を経由して密閉ハウジング 2 内に吐出される。

20

密閉ハウジング 2 内に吐出された中間圧の冷媒ガスは、電動モータ 21 のエアギャップ等を通して密閉ハウジング 2 の上部空間に流入し、高段側スクロール圧縮機構 4 に吸入される。

【0016】

高段側スクロール圧縮機構 4 は、クランク軸 26 を外周から支持する軸受け部 41 を有する軸受け 40 と、軸受け 40 を固定する固定プレート 42 とを備える。固定プレート 42 は、密閉ハウジング 2 に固定される。軸受け 40 には、油排出孔 40H が形成されている。油排出孔 40H は、軸受け 40 の中心部から外周部に向けて形成され、外周部の端部で図中下方に延びている。固定プレート 42 にも油排出孔 42H が形成されており、油排出孔 42H は油排出孔 40H と繋がっている。後述するように高段側スクロール圧縮機構 4 に供給された潤滑油 27 は、軸受け 40 の凹部に集められ、この凹部から油排出孔 40H 及び油排出孔 42H を経て、密閉ハウジング 2 の下方に排出される。

30

【0017】

本実施の形態による圧縮機 1 は、油排出孔 42H とステータカット 22C が、鉛直方向の位置が一致している。さらに、ステータカット 22C と低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 が配設されている部分が、鉛直方向の位置が一致している。したがって、油排出孔 42H から排出された潤滑油 27 は、ステータカット 22C により形成されたステータ 22 と密閉ハウジング 2 との間隙を自由落下して通過した後に、低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 に向けて滴下される。

40

【0018】

また、高段側スクロール圧縮機構 4 は、互いに位相をずらして噛み合わせることでにより一対の圧縮室 45 を形成する固定スクロール 43 及び旋回スクロール 44 と、旋回スクロール 44 とクランク軸 26 の軸端に形成されるクランク部 26A とを結合し、旋回スクロール 44 を旋回駆動するドライブブッシュ 46 と、旋回スクロール 44 と軸受け 40 の間に設けられ、旋回スクロール 44 をその自転を防止しつつ公転回転させるオルダムリング 47 を備える。

さらに高段側スクロール圧縮機構 4 は、固定スクロール 43 の背面側に配設される吐出弁 48 と固定スクロール 43 の背面に固定され、かつ固定スクロール 43 との間に吐出チャンバ 49 を構成する吐出カバー 50 とを備える。

50

【 0 0 1 9 】

高段側スクロール圧縮機構 4 において、吐出チャンバ 4 9 には吐出配管 5 1 が接続されており、以下の要領で高温高圧に圧縮された冷媒ガスを圧縮機 1 外へ吐出する。

高段側スクロール圧縮機構 4 には、低段側ロータリ圧縮機構 3 で中間圧まで圧縮され、密閉ハウジング 2 内に吐出された中間圧冷媒ガスが吸入口 5 2 を経て一对の圧縮室 4 5 に吸入される。一对の圧縮室 4 5 は、旋回スクロール 4 4 が公転旋回運動されることにより、容積が減少されつつ中心側へと移動され、合流して 1 つの圧縮室 4 5 が形成される。この間に冷媒ガスは、中間圧から高圧（吐出圧力）まで圧縮され、固定スクロール 4 3 の中心部に形成された吐出ポート 5 3 を経て吐出チャンバ 4 9 内に吐出される。この高温高圧の冷媒ガスは、吐出配管 5 1 を介して圧縮機 1 の外部へと吐出される。

10

【 0 0 2 0 】

図 3 に示すように、容積式給油ポンプ 6 0 は、低段側ロータリ圧縮機構 3 を構成する下部軸受け 3 3 に、スラストプレート 6 1 及びカバープレート 6 2 により、下方開放部が密閉されたシリンダ室 6 3 を形成する。このシリンダ室 6 3 内に、クランク軸 2 4 の下端に形成された偏心軸 6 8 に嵌合され、シリンダ室 6 3 の内周面を摺接しながら公転旋回運動されるロータ 6 4 が配設される。ロータ 6 4 には、シリンダ室 6 3 内を給油室 6 3 A と排油室 6 3 B とに仕切るブレード 6 4 A が一体に設けられている。この容積式給油ポンプ 6 0 により、密閉ハウジング 2 の低部に貯留されている潤滑油 2 7 が吸込口 6 5 を経て給油室 6 3 A に吸込まれ、排油室 6 3 B から吐出口 6 6 に吐出され、連通路 6 7 を経て給油孔 1 1 へと給油される。

20

【 0 0 2 1 】

以上の圧縮機 1 の動作を説明する。

低段側ロータリ圧縮機構 3 には、図示しないアキュムレータから吸入管 3 7 を介してシリンダ室 3 1 内に低圧の冷媒ガスが吸入される。この冷媒ガスは、ロータ 3 4 が電動モータ 2 1 及びクランク軸 2 5 を介して回転されることにより、中間圧まで圧縮された後、吐出キャビティ 3 5 に吐出され、さらに、吐出キャビティ 3 5 から吐出カバー 3 6 に設けられている吐出口を経て密閉ハウジング 2 内へと吐出される。これにより、密閉ハウジング 2 内は中間圧雰囲気とされ、電動モータ 2 1 及び潤滑油 2 7 は、この中間圧冷媒と同等の温度とされる。

以上の中間圧冷媒ガスは、密閉ハウジング 2 に開口されている吸入口 5 2 を経て高段側スクロール圧縮機構 4 の圧縮室 4 5 内に吸込まれる。高段側スクロール圧縮機構 4 では、電動モータ 2 1 が駆動され、クランク軸 2 6、クランク部 2 6 A、ドライブブッシュ 4 6 を介して旋回スクロール 4 4 が、固定スクロール 4 3 に対して公転旋回運動されることにより、冷媒ガスの圧縮が行われる。これにより、中間圧冷媒ガスは、高圧状態まで圧縮され、吐出弁 4 8 を経て吐出チャンバ 4 9 に吐出される。

30

吐出チャンバ 4 9 に吐出された高温高圧の冷媒ガスは、吐出チャンバ 4 9 に接続されている吐出配管 5 1 を経て圧縮機 1 から吐出される。

【 0 0 2 2 】

以上の動作を行っている間に、密閉ハウジング 2 の底部に貯留されている潤滑油 2 7 は、容積式給油ポンプ 6 0 により、給油孔 1 1 を介して低段側ロータリ圧縮機構 3 及び高段側スクロール圧縮機構 4 の所要給油箇所に供給され、低段側ロータリ圧縮機構 3 及び高段側スクロール圧縮機構 4 を確実に潤滑することができる。つまり、密閉ハウジング 2 内の潤滑油 2 7 は、吸込口 6 5 から給油室 6 3 A に吸込まれ、ロータ 6 4 の旋回運動により排油室 6 3 B から吐出口 6 6 に吐出され、連通路 6 7 を介して給油孔 1 1 へと送出される。この容積式給油ポンプ 6 0 の給油作用により、差圧給油が困難な高段側スクロール圧縮機構 4 に対しても、確実に給油を行うことができる。

40

【 0 0 2 3 】

上述したように、圧縮機 1 は、高段側スクロール圧縮機構 4 に形成された油排出孔 4 2 H、ステータカット 2 2 C 及び低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 3 8 が、鉛直方向の位置が一致している。したがって、高段側スクロール圧縮機構 4 に供給された潤滑油 2 7

50

は、軸受け 40 の凹部に集められた後に、油排出孔 42 H から排出された後、そのまま自由落下しながらステータカット 22 C を経由して、低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 に向けて供給される。したがって、圧縮機 1 が、インバータにより回転数が制御され、かつ冷媒ガスとして CO_2 を用いることにより、潤滑油 27 の油面が低段側ロータリ圧縮機構 3 のシリンダ本体 31 の位置よりも低くなったとしても、ブレード 38 とシリンダ本体 31 との間の潤滑が確保される。そのために、ブレード 38 とシリンダ本体 31 (溝) との間の摩擦による機械効率の低下を招くことがなく、また摩耗により圧縮機 1 の信頼性が低下することもない。さらに、冷媒ガスがブレード 38 の背面側から吸入室あるいは圧縮室の間に流れ込むことが防止されるので、圧縮効率の低下を防止することができる。

【0024】

圧縮機 1 は、油排出孔 42 H、ステータカット 22 C 及び低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 配置部分の鉛直方向の位置を一致させる構成とした。したがって、油排出孔 42 H から低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 までの潤滑油 27 の給油経路が最短となる。これにより、冷媒ガスとの接触時間を短くできるので、冷媒ガスへの潤滑油 27 の溶け込み抑制に効果的である。また、圧縮機 1 は、高段側スクロール圧縮機構 4 に供給された潤滑油 27 をブレード 38 配置部分に導くためのガイドを別途設ける必要がなく、圧縮機 1 の構造を複雑にすることもない。

ただし、油排出孔 42 H、ステータカット 22 C 及び低段側ロータリ圧縮機構 3 のブレード 38 が鉛直方向の位置が一致していなくても、ガイドを設けることにより、高段側スクロール圧縮機構 4 に供給された潤滑油 27 をブレード 38 に向けて供給する形態を本発明は包含している。

なお、ブレード 38 に向けて、とは直接ブレード 38 に潤滑油 27 が供給される以外に、ブレード 38 近傍に供給された結果として、ブレード 38 に潤滑油 27 が達する場合も包含する。例えば、前記ブローチ孔 39 H に潤滑油 27 を供給する場合、当該潤滑油 27 が低圧となるシリンダ室 31 側から吸引される結果、ブレード 38 に潤滑油 27 が到達する。この場合、潤滑油 27 の供給量が多すぎたとしても、余剰の潤滑油 27 はブローチ孔 39 H を通って密閉ハウジング 2 の底部に戻る。したがって、余剰の潤滑油 27 が巻き上げられることによるオイル循環率 (冷媒ガスとともに循環するオイルの量、OCR) の増加を防止することができる。

【0025】

< 第 2 実施形態 >

次に、本発明の第 2 実施形態について、図 4 を用いて説明する

第 2 実施形態は、油排出孔 40 H 及び油排出孔 42 H から排出される潤滑油 27 がブレード 38 に向けて供給されるまでの経路に、管体 69 を設置する。油排出孔 40 H 及び油排出孔 42 H から排出される潤滑油 27 は、この管体 69 内を通過するので、密閉ハウジング 2 の冷媒ガスとの接触が低減される。前述したように、冷媒ガスとして CO_2 を用いると、冷媒ガス (CO_2) への潤滑油 27 の溶け込み量が多くなり、OCR が増加する。したがって、管体 69 を設けた第 2 実施形態による圧縮機は、冷媒ガスとして CO_2 を用いる場合の OCR 低減に有効である。

なお、ここでは管体 69 を用いているが、潤滑油 27 と冷媒ガスとの接触を抑える機能を有する部材であれば、例えば槌状の部材、板状の部材等形態を問うものでない。

【0026】

< 第 3 実施形態 >

図 1 に示す圧縮機 1 は、ロータリ型圧縮機構が 1 気筒 (シングルロータリ) の例を示した。しかし本発明は、ロータリ型圧縮機構を図 5 に示すように 2 気筒 (ツインロータリ) とし、その他の部分は図 1 に示す圧縮機 1 と同様の構成とする圧縮機 200 に適用することができる。ツインロータリは、2 つのシリンダ本体 30 a、30 b を備え、シリンダ本体 30 a はシリンダ室 31 a を、またシリンダ本体 30 b はシリンダ室 31 b を有している。シリンダ室 31 a 内にはロータ 34 a、シリンダ室 31 b 内にはロータ 34 b が配設されている。アキュムレータに接続される吸入管 37 a、37 b を介して、各々シリンダ

10

20

30

40

50

室 3 1 a、3 1 b に吸入された冷媒ガスは、ロータ 3 4 a、3 4 b の回転によって圧縮される。なお、シリンダ本体 3 1 a を要素とする機構を第 1 ロータリといい、シリンダ本体 3 1 b を要素とする機構を第 2 ロータリということにする。なお、図 1 と同一の符号部分は、図 1 の圧縮機 1 と同様の要素である。ここで、図 6 に示すように、第 1 ロータリのブレード 3 8 a と第 2 ロータのブレード 3 8 b とが、クランク軸 2 5 を挟んで配置されることがある。

【 0 0 2 7 】

以上のツインロータリを備えた圧縮機 2 0 0 の場合、上段側に位置する第 1 ロータリに対して、油排出孔 4 2 H から排出される潤滑油 2 7 を供給する。

下段側に位置する第 2 ロータリの場合、潤滑油 2 7 で浸かるようにその油面を管理することは比較的容易であり、圧縮機 2 0 0 が、インバータにより回転数が制御され、かつ冷媒ガスとして CO_2 を用いる場合であっても、そのブレード 3 8 b の潤滑を適切に行なうことができる。これに対して、上段側に配置される第 1 ロータリについては、潤滑油 2 7 の油面の変動によって、ブレード 3 8 a の潤滑が行えないおそれがある。そこで、上段側に位置する第 1 ロータリのブレード 3 8 a に対して、油排出孔 4 2 H から排出される潤滑油 2 7 を供給することにした。

【 0 0 2 8 】

この場合、上段側の第 1 ロータリのブレード 3 8 a に対して油排出孔 4 0 H 及び油排出孔 4 2 H から排出される潤滑油 2 7 を供給したとしても、この潤滑油 2 7 を下段側の第 2 ロータリのブレード 3 8 b に対して供給することは困難である。したがって、第 1 ロータリのブレード 3 8 a に対して、油排出孔 4 0 H 及び油排出孔 4 2 H から排出される潤滑油 2 7 を供給する本実施形態は、第 1 ロータリのブレード 3 8 a と第 2 ロータのブレード 3 8 b とが、クランク軸 2 5 を挟んで配置される圧縮機 2 0 0 に対して特に有効である。

【 0 0 2 9 】

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明はこれに限定されるものでなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で適宜変更を加えることができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 0 】

【 図 1 】 本発明が適用される圧縮機の構成を示す断面図である。

【 図 2 】 低段側ロータリ圧縮機構の構成を示す平面図である。

【 図 3 】 容積式給油ポンプの横断面図である。

【 図 4 】 本発明が適用される他の圧縮機の構成を示す断面図である。

【 図 5 】 ツインロータリ型圧縮機構を示す図である。

【 図 6 】 ツインロータリ型圧縮機構のブレードの配置例を示す図である。

【 符号の説明 】

【 0 0 3 1 】

1 , 2 0 0 ... 圧縮機、 2 ... 密閉ハウジング、 3 ... 低段側ロータリ圧縮機構、 4 ... 高段側スクロール圧縮機構、 1 1 ... 給油孔、 2 1 ... 電動モータ、 2 2 ... ステータ、 2 3 ... ロータ、 2 7 ... 潤滑油、 3 0 ... シリンダ本体、 3 4 ... ロータ、 3 8 ... ブレード、 3 9 H ... プローチ孔、 4 3 ... 固定スクロール、 4 4 ... 旋回スクロール

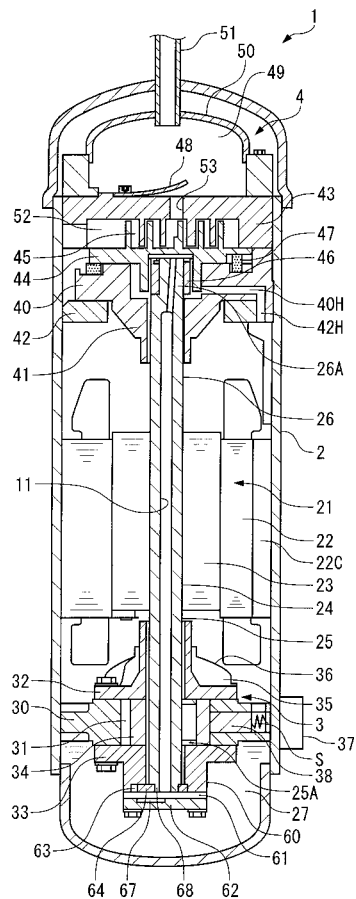
10

20

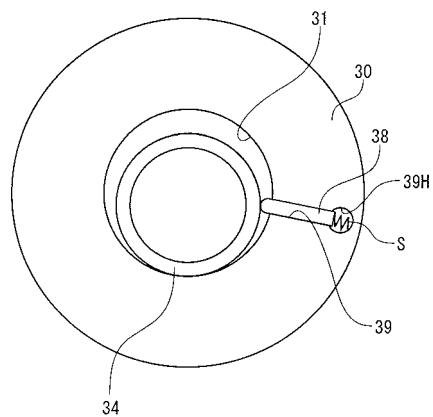
30

40

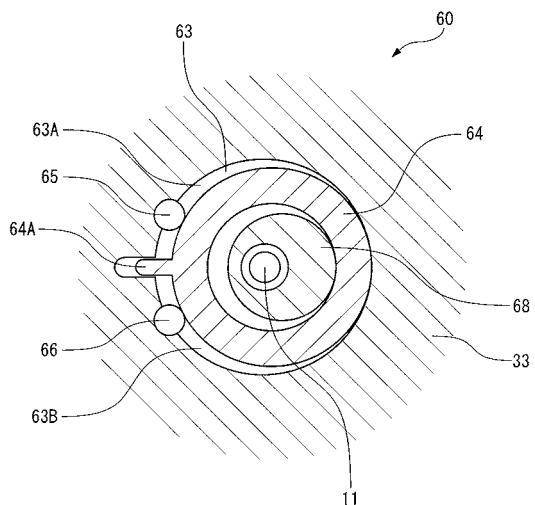
【図 1】



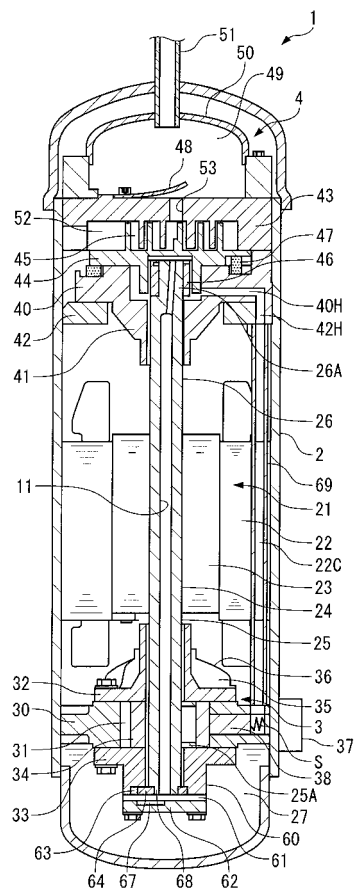
【図 2】



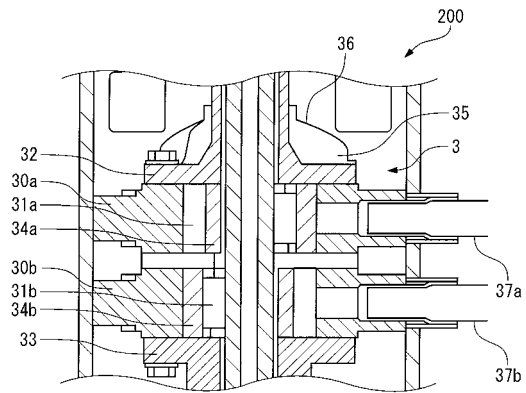
【図 3】



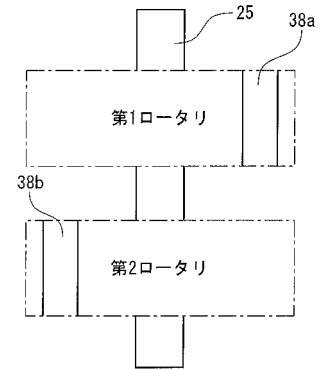
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

(72)発明者 木全 央幸

愛知県清須市西枇杷島町旭 3 丁目 1 番地 三菱重工業株式会社冷熱事業本部内

F ターム(参考) 3H029 AA02 AA04 AA05 AA09 AA13 AA14 AB03 AB05 BB01 CC22
CC32

3H129 AA02 AA04 AA05 AA13 AA14 AB03 AB05 BB01 CC22 CC32