

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5100701号

(P5100701)

(45) 発行日 平成24年12月19日(2012.12.19)

(24) 登録日 平成24年10月5日(2012.10.5)

(51) Int.Cl.

F I

F O 4 C 29/02 (2006.01)

F O 4 C 29/02 3 2 1 A

F O 4 C 18/02 (2006.01)

F O 4 C 29/02 3 1 1 F

F O 4 C 18/02 3 1 1 Y

請求項の数 6 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2009-105586 (P2009-105586)	(73) 特許権者	000004695
(22) 出願日	平成21年4月23日(2009.4.23)		株式会社日本自動車部品総合研究所
(65) 公開番号	特開2010-255492 (P2010-255492A)		愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地
(43) 公開日	平成22年11月11日(2010.11.11)	(73) 特許権者	000004260
審査請求日	平成23年7月4日(2011.7.4)		株式会社デンソー
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
		(74) 代理人	100099759
			弁理士 青木 篤
		(74) 代理人	100092624
			弁理士 鶴田 準一
		(74) 代理人	100102819
			弁理士 島田 哲郎
		(74) 代理人	100110489
			弁理士 篠崎 正海

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

容器(1)内に收容し、可動部材(22)と固定部材(23)とを有する圧縮機構部(2)と、前記圧縮機構部(2)をシャフト(4)を介して駆動する駆動部と、前記固定部材(23)から前記可動部材(22)に亘って、通路を連通遮断可能に設けた間欠給油通路(7)とを備え、前記圧縮機構部(2)により圧縮された作動媒体から分離された潤滑油を、前記容器(1)内に戻して循環させる圧縮機(100)において、

前記シャフト(4)は、前記容器(1)内に、油逃し通路を有する第1軸受部材(51)を介して主軸受部(5)と、油逃がし通路を有する第2軸受部材(61)を介して副軸受部(6)とにより支持されると共に、前記間欠給油通路(7)に連通する主給油路(42)と、前記主給油路(42)から前記主軸受部(5)に連通する第1の副給油路(43)と、前記主給油路(42)から前記副軸受部(6)に連通する第2の副給油路(44)を設けて、前記主軸受部(5)と副軸受部(6)とに潤滑油を供給するようにし、

前記固定部材(23)から前記可動部材(22)に亘る間欠給油通路(7)が連通している間において、前記第1副給油路(43)の開口、または第2副給油路(44)の開口が回転する角度範囲には、少なくとも、前記第1軸受部材(51)または第2軸受部材(61)の油逃し通路のいずれか1つが存在しないようにして、前記第1軸受部材(51)または第2軸受部材(61)を、それぞれ前記主軸受部(5)、副軸受部(6)に圧入することで、前記固定部材(23)から前記可動部材(22)に亘る間欠給油通路(7)の連通時と、前記シャフト(4)における主給油路(42)と前記主軸受部(5)または副

10

20

軸受部（６）との連通時とをずらして潤滑油の給油量を制御するようにしたことを特徴とする圧縮機。

【請求項２】

前記第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての合口（５１ａ）、（６１ａ）のいずれかを、それぞれ前記シャフト（４）における前記第１、第２副給油路（４３、４４）からずらすように前記主軸受部（５）と副軸受部（６）とにそれぞれ圧入された巻ブッシュ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】

前記第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての油溝を備えたすべり軸受であることを特徴とする請求項１に記載の圧縮機。

10

【請求項４】

前記第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての油溝を備えたハウジング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５】

前記圧縮機構部（２）がスクロール型である請求項１乃至４のいずれか１項に記載の圧縮機。

【請求項６】

作動媒体である冷媒が、二酸化炭素（ CO_2 ）であることを特徴とする請求項１乃至５のいずれか１項に記載の圧縮機。

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】

【０００１】

本発明は、圧縮された冷媒から分離した潤滑油を、圧縮機の駆動軸を支持する軸受に間欠的に給油する圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【０００２】

従来、圧縮工程における冷媒の一部を低圧側に圧力差によって供給することで、該冷媒中に含まれる潤滑油で低圧側の摺動部位を潤滑する圧縮機が知られている。

例えば特許文献１では、いわゆる横置型の電動スクロール圧縮機を開示している。かかる圧縮機では、旋回スクロールの公転運動を用いて、高圧貯油室の油を間欠的に減圧して、軸受へ油を供給する構成としている。

30

すなわち、この圧縮機では、クランク軸内の給油路に入った油は、主軸受と副軸受とに分配される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００３】

【特許文献１】特開２００８－１９６４１５号公報

【０００４】

しかしながら、以下のような課題が指摘されている。すなわち、主軸受、副軸受として、巻ブッシュを用いた場合、油の減圧部（間欠絞り）が連通するタイミングと、軸受への給油口とブッシュ合口面取りが連通するタイミングとが一致していると、主軸受と副軸受への給油量の制御が困難となり、潤滑不足を来し、信頼性が損なわれる虞がある。

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００５】

本発明は、上記不具合を解決するために提案されたものであって、潤滑油送り側の通路開閉のタイミングと、軸受合口との連通タイミングをずらすことで、給油量を制御可能として、潤滑油の流れを円滑なものとし、信頼性の高い、圧縮機を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

50

本発明は、前記課題を解決するための手段として、特許請求の範囲の各請求項に記載の圧縮機を提供する。

請求項１に記載の圧縮機は、容器（１）内に収容し、可動部材（２２）と固定部材（２３）とを有する圧縮機構部（２）と、圧縮機構部（２）をシャフト（４）を介して駆動する駆動部と、固定部材（２３）から可動部材（２２）に亘って、通路を連通遮断可能に設けた間欠給油通路（７）とを備え、圧縮機構部（２）により圧縮された作動媒体から分離された潤滑油を、容器（１）内に戻して循環させる圧縮機（１００）において、シャフト（４）は、容器（１）内に、油逃し通路を有する第１軸受部材（５１）を介して主軸受部（５）と、油逃し通路を有する第２軸受部材（６１）を介して副軸受部（６）とにより支持されると共に、間欠給油通路（７）に連通する主給油路（４２）と、主給油路（４２）から主軸受部（５）に連通する第１の副給油路（４３）と、主給油路（４２）から副軸受部（６）に連通する第２の副給油路（４４）を設けて、主軸受部（５）と副軸受部（６）とに潤滑油を供給するようにし、固定部材（２３）から可動部材（２２）に亘る間欠給油通路（７）が連通している間において、第１副給油路（４３）の開口、または第２副給油路（４４）の開口が回転する角度範囲には、少なくとも、第１軸受部材（５１）または第２軸受部材（６１）の油逃し通路のいずれか１つが存在しないようにして、第１軸受部材（５１）または第２軸受部材（６１）を、それぞれ主軸受部（５）、副軸受部（６）に圧入することで、固定部材（２３）から可動部材（２２）に亘る間欠給油通路（７）の連通時と、シャフト（４）における主給油路（４２）と主軸受部（５）または副軸受部（６）との連通時とをずらして潤滑油の給油量を制御するようにしたことを特徴とする。

これにより、間欠給油通路（７）の連通時と、シャフト（４）における主給油路（４２）と主軸受部（５）または副軸受部（６）との連通時とをずらすことで、主軸受、副軸受への給油量を制御可能として、潤滑油の流れを円滑なものとすることができる。

【０００７】

請求項２に記載の圧縮機は、第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての合口（５１ａ）、（６１ａ）のいずれかを、それぞれシャフト（４）における第１、第２副給油路（４３、４４）からずらすように主軸受部（５）と副軸受部（６）とにそれぞれ圧入された巻ブッシュであることを特徴とする。

これにより、シャフト（４）の副給油路（４３）、（４４）と、巻ブッシュ（５１）、（６１）における合口（５１ａ）、（６１ａ）との連通タイミングのうち、少なくとも一方の連通タイミングと、間欠給油通路（７）における連通タイミングとをずらすことで、主軸受部（５）、副軸受部（６）への給油量を制御可能として、潤滑油の流れを円滑なものとし、信頼性の高い、圧縮機を提供することができる。

【０００８】

請求項３に記載の圧縮機は、第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての油溝を備えた軸受である。

また請求項４に記載の圧縮機は、第１、第２軸受部材（５１、６１）は、油逃し通路としての油溝を備えたハウジングである。

【０００９】

請求項５に記載の圧縮機は、圧縮機構部（２）がスクロール型である。

さらに、請求項６に記載の発明では、作動媒体である冷媒は、二酸化炭素（ CO_2 ）であることを特徴とする。

CO_2 冷媒を用いる場合は、従来のフロン系冷媒よりも高圧圧力で作動する冷凍サイクルとなっても、主軸受部（５）、副軸受部（６）への給油量を制御可能として、滑油の流れを円滑なものとしたので、信頼性の高い、圧縮機とすることができる。

【００１０】

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

【発明の効果】

【００１１】

本発明によれば、高圧貯油室の潤滑油を、容器内のシャフトを支持する主軸受部と副軸受部とへ潤滑油を供給する際、圧縮機構部から容器内に間欠的に減圧して連通させるタイミングと、シャフト内の給油路から主軸受部と副軸受部とに至る潤滑油の連通タイミングをずらしたことで、主軸受部、副軸受部への給油量を制御することができるので、潤滑油の流れを円滑なものとして、信頼性の高い、圧縮機を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明にかかるスクロール圧縮機の一例を示す、断面図である。

【図2】図1に示すスクロール圧縮機において、矢印Aで示す間欠給油通路における、連通範囲を示した、説明線図である。

【図3】図1に示すスクロール圧縮機において、B-B線に沿う、切断矢視図である。

【図4】図1に示すスクロール圧縮機において、C-C線に沿う、切断矢視図である。

【図5】図2に示す間欠給油通路における連通範囲を算出する際の基となる、旋回スクロールの公転軌跡と、固定スクロール側の第1給油通路と、旋回スクロール側の第2給油通路との位置関係を示した、線図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下、本発明にかかる圧縮機について、一実施形態を挙げ、添付の図面に基づいて説明する。

ここでは、圧縮機の一例として、圧縮機構部がスクロール型であるスクロール圧縮機について説明する。勿論、本発明は、圧縮機構部が他の形式である圧縮機に対しても適用できるものである。すなわち、本発明に適用される圧縮機としては、密閉型に限定せず、又、電動型に限定されるものではない。

図1に示すスクロール圧縮機100は、外部の冷凍サイクル系からの冷媒を容器内の圧縮機構部2で圧縮すると共に、圧縮された冷媒から潤滑油（オイル）を分離して、冷媒を外部の冷凍サイクル系に戻すようにしたもので、運転に伴い、分離したオイルを吐出圧と吸入圧との差圧を用いて、圧縮機構部等の可動部に対し、常時供給し、回収する構成としている。

この圧縮機100では、作動媒体である冷媒として二酸化炭素（ CO_2 ）を用いるようにしている。 CO_2 冷媒を用いる場合、従来のフロン系冷媒と比較して効率上、より高圧化が必要であり、圧縮機構部2である旋回スクロールと固定スクロールとが摺動する箇所に対する押圧力は過大なものとなるが、運転時、常時、オイルを供給・回収する構成としていることから、 CO_2 を冷媒とすることを可能としている。

【0014】

スクロール圧縮機100は、容器、好ましくは密閉型容器、としての外郭ハウジング1と、この外郭ハウジング1内に收容された圧縮機構部2、及び電動機部3とから構成されている。図1に示される密閉型スクロール圧縮機100は、横置き形の圧縮機であり、図において下面が設置面とされ、右側に圧縮機構部2が左側に電動機部3が配置され、両者は、主軸としてのシャフト4によって接続されている。そして電動機部3により圧縮機構部2が駆動されるようになっている。勿論、スクロール圧縮機100は、縦置き形でも、同様の機能を有するものであり、横置き形に限られない。

【0015】

外郭ハウジング1は、円筒状の本体ハウジング11、前部ハウジング12及び後部ハウジング13とから構成されている。これらのハウジング11、12、13が固着されて外郭ハウジング1内には密閉された空間が形成されるようになっている。本体ハウジング11には、圧縮機構部2の吸入室25に接続する吸入パイプ（図示せず）と、同じく圧縮機構部2の吐出側である吐出室26に接続する吐出パイプ18とが設けられている。冷凍サイクルからの低圧の冷媒及び低温のオイル（潤滑油）とが混合したガスが吸入パイプから外郭ハウジング1内に流入するようになっている。

【0016】

電動機部 3 は、主軸としてのシャフト 4 に固定される回転子 3 1 と、この回転子 3 1 の外周側に配置される固定子 3 2 とから構成されている。

圧縮機構部 2 は、ミドルハウジング 2 1、可動部材としての旋回スクロール 2 2、固定部材としての固定スクロール 2 3 及び弁カバー 2 4 等を備えている。ミドルハウジング 2 1 は、本体ハウジング 1 1 の内周面に焼嵌め又は圧入により固着されている。ミドルハウジング 2 1 の中心部には、シャフト 4 を貫挿する孔が設けられており、この孔に、詳細は後述するが軸受（滑り軸受）が嵌入されて、シャフト 4 を回転可能に軸支する主軸受部 5 となっている。一方、本体ハウジング 1 1 の電動機部 3 側には、シャフト 4 を支持するための支持部材 1 4 が本体ハウジング 1 2 の内周面に固定されており、この支持部材 1 4 の中央部には、芯出し部材 1 5 が取着されている。芯出し部材 1 5 の中央部にもシャフト 4 を貫挿する孔が設けられ、この孔に軸受（後述）が嵌入されてシャフト 4 を回転可能に軸支する副軸受部 6 となっている。

10

【0017】

シャフト 4 内には、内部を軸方向に貫通している主給油路 4 2 が設けられていると共に、シャフト 4 の先端には、シャフト 4 の中心軸から偏心したクランク部 4 1 が設けられていて、このクランク部 4 1 が旋回スクロール 2 2 に連結されることで、シャフト 4 の回転に伴って、旋回スクロール 2 2 が偏心回転運動をするようになっている。

【0018】

旋回スクロール 2 2 は、略円形をした旋回スクロール端板部 2 2 a と、この端板部 2 2 a の片側に突出して形成され、円筒形状をしたボス部 2 2 c と、このボス部 2 2 c が形成されている端板部 2 2 a の他面側に突出して形成されている渦巻き形状をした旋回スクロール羽根部 2 2 b とからなる。ボス部 2 2 c には、軸受 b が圧入固定されていてシャフト 4 のクランク部 4 1 に回転自在に支持されている。なお、ミドルハウジング 2 1 の旋回スクロール側の端面には、図示しないオルダムカップリングが配置されており、旋回スクロール 2 2 の自転を防止している。これにより、旋回スクロール 2 2 は公転動作を行うことができる。

20

【0019】

旋回スクロール 2 2 に対して偏心した位置で対向して、回転方向に 180 度ずらして噛み合う固定スクロール 2 3 が設けられ、この固定スクロール 2 3 はボルト等によりミドルハウジング 2 1 に固定されている。固定スクロール 2 3 は、略円形をした固定スクロール端板部 2 3 a と、旋回スクロール羽根部 2 2 b と略同形状をした渦巻状の固定スクロール羽根部 2 3 b とからなり、この旋回スクロール羽根部 2 2 b と相對するように組み付けられる。旋回スクロール羽根部 2 2 b と固定スクロール羽根部 2 3 b とが噛み合うことによって、それらの渦巻状の羽根部 2 2 b、2 3 b 間に冷媒を取り込んで圧縮する三日月状の作動室（圧縮室）2 7 が複数個形成されるが、2 つのスクロール 2 2、2 3 の共通の中心部領域には、圧縮された冷媒の圧力が最も高くなる高压作動室が 1 つだけ形成される。この固定スクロール端板部 2 3 a の略中央には、高压作動室から圧縮された冷媒を吐出するための吐出口 2 3 c が形成されている。

30

【0020】

固定スクロール 2 3 と旋回スクロール 2 2 の 2 つの渦巻状の羽根部 2 3 b、2 2 b とがかみ合わされた外周側に位置して吸入室 2 5 が形成されている。吸入室 2 5 には吸入パイプ（図示せず）に接続していて、この吸入パイプが図示しない冷凍サイクルの低压側と接続している。2 つの渦巻状の羽根部 2 3 b、2 2 b によって形成される作動室 2 7 のうちの最も外周側にある作動室が外周に向かって開いた時に、吸入室 2 5 から圧縮すべき CO₂ ガスが作動室に取り込まれるようになる。

40

【0021】

固定スクロール端板部 2 3 a の羽根部 2 3 b と反対側の略中央部には、凹状に窪んだ吐出室 2 6 が設けられていて、吐出室 2 6 は弁カバー 2 4 で覆われている。吐出室 2 6 は、吐出口 2 3 c を介して高压作動室（圧縮室）2 7 と連通している。吐出室 2 6 にはリード弁 2 6 a が設けられている。吐出室 2 6 は、吐出管 1 8 の一端が径方向に接続されており

50

、吐出管 18 の他端は、容器 1 の外部で円筒状の気液分離部 28 に接線方向に接続している。圧縮された吐出ガスは吐出室 26 から気液分離部 28 に入り、ここで高压冷媒ガスと高温のオイルとに分離され、高压冷媒ガスは、図示しない冷凍サイクルの高压側へと送られる。後部ハウジング 13 には、隔壁 16 によって仕切られた高压側貯油室 29 が設けられていて、気液分離部 28 の下部と連通しており、気液分離部 28 で分離された高温のオイルが一時的に高压側貯油室 29 に貯溜する。また、圧縮機構部 2 と隔壁 16 との間には、断熱空間 S2 が形成される。なお、隔壁 16 は溶接によって後部ハウジング 13 に固着されている。

【0022】

一方、外郭ハウジング 1 内をミドルハウジング 21 によって仕切られた電動機部 3 が収容された密閉空間 S 内の下部には、低压側油溜り 17 が形成されている。なお、冷媒ガスの吸入室 25 は、ミドルハウジング 21 に設けた連通孔（図示省略）によって低压側油溜り 17 が形成されている低压側の密閉空間 S と連通しており、オイルがミスト状に混入している吸入冷媒ガスの一部は密閉空間 S 内に流入している。また、支持部材 14 には、複数の開口 14a が設けられていて、支持部材 14 の電動機部と反対であって、支持部材 14 と外郭ハウジング 1 とで囲まれる空間 S' 及び低压側溜り 17 に連通するようになっている。また、吸入パイプ（図示せず）は、低压側密閉空間 S に接続するように配設してもよい。

【0023】

次に、以上のように構成されるスクロール圧縮機 100 において、潤滑油の循環系統について説明する。

固定スクロール 23 及び旋回スクロール 22 には、高压側貯油室 29 内のオイルを旋回スクロール 22 のボス部 22c 内の背圧空間 22d へと導入する間欠給油通路 7 が形成されている。間欠給油通路 7 は、連通遮断可能な、固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 と旋回スクロール 22 側の第 2 給油通路 73 とを有している。これら固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 と旋回スクロール 22 側の第 2 給油通路 73 とは、詳細は後述するが、旋回スクロール 22 の公転動作により、間欠的に連通するようになっている。

なお、固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 は、高压側貯油室 29 と送油管 71 を介して連通している。

【0024】

次に、旋回スクロール 22 のボス部 22c 内の背圧空間 22d は、シャフト 4 内の主給油路 42 につながっている。また、シャフト 4 の主軸受部 5 に対応する部位には径方向の第 1 副給油路 43 が形成されている。したがって、主給油路 42 内を流れるオイルの一部は、第 1 副給油路 43 を通って主軸受部 5 に供給され、主軸受部 5 の軸受を潤滑した後、ミドルハウジング 21 の中央の孔内面とシャフト 4 の外周面との微小な隙間を通して低压側油溜り 17 へと流下する。

【0025】

また、シャフト 4 の副軸受部 6 に対応する部位にも、シャフト 4 内の主給油路 42 に連通する径方向の第 2 副給油路 44 が形成されている。したがって、主給油路 42 内を流れるオイルの一部は、第 2 副給油路 44 を通って副軸受部 6 に供給され、副軸受部 6 の軸受を潤滑した後、芯出し部材 15 の中央の孔内面とシャフト 4 の外周面との微小な隙間を通して低压側油溜り 17 へと流下する。

【0026】

ここで、高压側貯油室 29 側から、シャフト 4 の主給油路 42 に、潤滑油を、間欠的に減圧して導くための、固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 と旋回スクロール 22 側の第 2 給油通路 73 との、間欠連通機能について説明する。

固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 には、旋回スクロール 22 側の第 2 給油通路 73 と接する開口表面には、通路断面積を狭めた絞り部 72e を形成している。

かかる構成で、旋回スクロール 22 の旋回によって、固定スクロール 23 側の第 1 給油通路 72 と旋回スクロール 22 側の第 2 給油通路 73 とが間欠的に連通されるようになっ

10

20

30

40

50

ている。

旋回スクロール 2 2 の旋回によって、固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とが間欠的に連通する範囲は図 2 のように示すことができる。すなわち、図 2 は、旋回スクロール 2 2 の公転動作により描かれる、旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 の軌跡を図示しており、この旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 の軌跡が、図中、 $\Delta \theta$ の範囲で固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と重なり合い、固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とが連通することを示している。

【0027】

そして、以上のようなスクロール圧縮機 1 0 0 の、潤滑油の循環系統において、電動機部 3 におけるシャフト 4 を支持する、主軸受部 5 と副軸受部 6 とについてさらに詳細に説明する。

先ず、主軸受部 5 は、ミドルハウジング 2 1 の中心部には、シャフト 4 を貫挿する孔に圧入した第 1 軸受部材として巻ブッシュ 5 1 を備えている。

かかる巻ブッシュ 5 1 を、シャフト 4 を貫挿する孔に圧入する際、潤滑油の給油量を制御するために、油逃し通路としての合口 5 1 a が、シャフト 4 における第 1 副給油路 4 3 のシャフト外周開口面と一致しない位置にくるようにしている（図 3 参照）。

【0028】

シャフト 4 における第 1 副給油路 4 3 の向き θb は、図 3 に示すように、

$$90^\circ - (\Delta \theta / 2) < \theta b < 90^\circ + (\Delta \theta / 2)$$

の範囲に存在する。

これを以下に説明する。

第 2 給油通路 7 3 の中心の位相はクランク部 4 1 の偏心軸心と同期して同位相で回転している。

第 1 給油通路 7 2 と第 2 給油通路 7 3 との軸心が一致しているとき、第 1 副給油路 4 3 が上方、すなわち 90° の位置にあるとする。

この場合には、第 2 給油通路 7 3 の中心と、第 1 給油通路 7 2 とが連通している角度範囲は、

$$90^\circ - (\Delta \theta / 2) < \theta b < 90^\circ + (\Delta \theta / 2)$$

となるのである。

【0029】

かかる点、図 3 においては、固定スクロール 2 3 から旋回スクロール 2 2 にかけての第 1 給油通路 7 2 と第 2 給油通路 7 3 とが連通時（図 2 中、 $\Delta \theta$ の範囲）、シャフト 4 における第 1 副給油路 4 3 が主給油路 4 2 に対して上方（ 90° ）に向くように設定している。この第 1 副給油路 4 3 の向きは図中、シャフト 4 中心を鉛直方向に貫く軸線を挟んで

$$90^\circ - (\Delta \theta / 2) < \theta b < 90^\circ + (\Delta \theta / 2)$$

の範囲にある。

従って、巻きブッシュ 5 1 の合口 5 1 a が第 1 副給油路 4 3 の向き（ θb の範囲）と一致しないようにするために、巻ブッシュ 5 1 の合口 5 1 a の位置範囲 θ は、

$$\theta < 90^\circ - (\Delta \theta / 2)、または、90^\circ + (\Delta \theta / 2) < \theta$$

で表すことができる。

【0030】

一方、副軸受部 6 では、固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とが連通時（図 2 中、 $\Delta \theta$ の範囲）、図 4 に示すように、径方向の第 2 副給油路 4 4 の向きが鉛直下方（ 270° ）に向くように設定している。この第 2 副給油路 4 4 の向きは図中、シャフト 4 中心を鉛直方向に貫く軸線を挟んで θc （ 270° ）の範囲にある。

従って、第 2 副給油路 4 4 の向き（ θc の範囲）と一致しないようにするために、第 2 軸受部材としての巻ブッシュ 6 1 の合口 6 1 a の位置範囲 θ は、

$$\theta < 270^\circ - (\Delta \theta / 2)、または、270^\circ + (\Delta \theta / 2) < \theta$$

で表すことができる。

以上の説明においては、第１給油通路７２と第２給油通路７３の軸心が一致しているとき第１副給油路４３が９０°の位置にあるとして説明してきたが、９０°の代りに任意の角度 θ_1 にあったとしても、同様に類推して θ を求めることができる。

【００３１】

ここで、固定スクロール２３側の第１給油通路７２と旋回スクロール２２側の第２給油通路７３とが連通する連通範囲 $\Delta\theta$ について、説明する。

かかる連通範囲 $\Delta\theta$ は、図５に基づいて以下のように求められる。図５は、図２に示す間欠給油通路における連通範囲を算出する際の基となる、旋回スクロールの公転軌跡と、固定スクロール側の第１給油通路と、旋回スクロール側の第２給油通路との位置関係を示している。

すなわち、図５において、 R ：旋回スクロール２２の公転半径、 r_1 ：第１給油通路７２の断面半径、 r_2 ：第２給油通路７３の断面半径、 $\Delta\theta$ ：第１、第２給油通路７２、７３が連通する範囲から、

$$\Delta\theta/2 = \cos^{-1} [1 - (r_1 + r_2)^2 / 2R^2]$$

となる。

【００３２】

次に上記のように構成された本発明のスクロール圧縮機１００の動作、作用について説明する。電動機部３に外部から電力が供給されると、回転子３１が回転駆動し、それに伴いシャフト４が回転する。このシャフト４が回転することに伴いシャフト４の先端のクランク部４１が所定の偏心量をもってシャフト４のまわりを回転し、クランク部４１に連結された旋回スクロール２２は旋回する。これにより、圧縮機構部２の作動が行われる。

【００３３】

圧縮機構部２の作動に伴う冷媒及びオイル（潤滑油）の流れは以下のように行われる。なお、本発明では、冷媒として好適には二酸化炭素（ CO_2 ）が使用される。

まず、圧縮機構部２の作動により、外部の冷凍サイクル系から吸入パイプを通して圧縮機構部２の吸入室２５内に低圧の冷媒と低温のオイルの混合ガスが流入する。なお、吸入パイプから流入する冷媒は原則として気体である。この混合ガスは、圧縮機構部２の作動室２７内に入り圧縮された後に吐出口２３ｃから吐出室２６内に吐出される。なお、吸入室２５内の混合ガスの一部は、ミドルハウジング２１の連通孔を通して低圧側密閉空間Ｓ内に流入する。

【００３４】

吐出室２６内の圧縮された混合ガスは、吐出管１８を通して気液分離部２８に運ばれ、ここで高温の冷媒ガスと高温のオイルとに分離され、高温の冷媒ガスは外部の冷凍サイクル系に送られる。一方、高温のオイルは高压側貯油室２９に一時的に貯溜され、その後、送油管７１、第１給油通路７２及び第２給油通路７３よりなる間欠給油通路７を通して背圧室２２ｄに供給される。なお、間欠給油通路７では、旋回スクロール２２の旋回、すなわち公転動作により、第１給油通路７２と第２給油通路７３とが間欠的に連通することで、高压側貯油室２９から背圧室２２ｄに送られるオイルが流量制御又は背圧流量制御される。

【００３５】

ここで、背圧室２２ｄに送給されたオイルは、シャフト４の主給油路４２を通して、主軸受部５及び副軸受部６に供給され、それらのそれぞれの軸受である巻ブッシュ５１、６１を潤滑する。

主給油路４２から第１副給油路４３を通して主軸受部５に供給される高温オイルは、その後主軸受部５の微小な隙間を通して低圧側油溜り１７へと流下し、同様に主給油路４２から第２副給油路４４を通して副軸受部６の微小な隙間を通して低圧側油溜り１７へと流下する。

【００３６】

以上のように、高压側貯油室２９に一時的に貯溜された高温のオイルは、第１給油通路

7 2 及び第 2 給油通路 7 3 よりなる間欠給油通路 7 を通って背圧室 2 2 d に供給される際、旋回スクロール 2 2 の旋回、すなわち公転動作により、第 1 給油通路 7 2 と第 2 給油通路 7 3 とが間欠的に連通することで、間欠的に減圧され、背圧室 2 2 d に至る。その際、間欠給油通路 7 の固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とは、図 5 に示すように、固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 に対し、旋回スクロール 2 2 の公転動作により移動する旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とが重なる範囲 $\Delta \theta$ が連通範囲である。

この第 1 給油通路 7 2 と第 2 給油通路 7 3 とが間欠的に連通する際、シャフト 4 を支持する主軸受部 5 と副軸受部 6 とにおいて、第 1 副給油路 4 3、第 2 副給油路 4 4 の位置は、それぞれ、図 3、図 4 に示す θb 、 θc の位置範囲に来るようになっている。

10

これに対応して、主軸受部 5 と副軸受部 6 それぞれに圧入される巻きブッシュ 5 1、6 1 は、合口 5 1 a、6 1 a の位置範囲 θ が θb 、 θc の位置範囲に入らないようにずらしているため、高圧側貯油室 2 9 から、間欠給油通路 7 を介して間欠的に背圧室 2 2 d にもたらされたオイルは、シャフト 4 の主給油路 4 2 を介して、主軸受部 5 及び副軸受部 6 を通じて、一気に流出するということではなく、主軸受部 5 及び副軸受部 6 側に、応分の流量のオイルを供給することができ、良好な潤滑を確保することができ、信頼性の高い、圧縮機を提供できる。

【0037】

以上、本発明にかかるスクロール圧縮機 1 について、一実施形態を挙げ、説明したが、上述の実施形態では、オイルの間欠連通機能を有する、固定スクロール 2 3 側の第 1 給油通路 7 2 と、旋回スクロール 2 2 側の第 2 給油通路 7 3 とから、各主軸受部 5 と副軸受部 6 とに圧力が伝達されるのに要する時間遅れが、無視できる程度に小さいと仮定している。

20

従って、かかる時間遅れが無視できないときは、以下のように巻ブッシュの圧入範囲を修正する必要がある。すなわち、

主軸受： $\theta < \theta b - (\Delta \theta / 2)$ 、 $\theta b + (\Delta \theta / 2) + \Delta \theta d < \theta$

副軸受： $\theta < \theta c - (\Delta \theta / 2)$ 、または、 $\theta c + (\Delta \theta / 2) + \Delta \theta d < \theta$

ただし、 $\Delta \theta d$ は、時間遅れの間にシャフト 4 が回転する角度

【0038】

また、上述の実施形態では、巻ブッシュの合口の位置規定について述べているが、巻ブッシュに限らず、通常のすべり軸受に設けた油溝や、ハウジングを直接、軸受として用いる場合で、ハウジングに設けた油溝の位置についても、上述の角度範囲に規定すれば、同様の効果を得ることができる。

30

【符号の説明】

【0039】

100 スクロール圧縮機

1 外郭ハウジング

11 本体ハウジング

12 前部ハウジング

13 後部ハウジング

40

14 支持部材

15 芯出部材

16 隔壁

17 低圧油溜り

18 吐出パイプ

2 圧縮機構部

21 ミドルハウジング

22 旋回スクロール

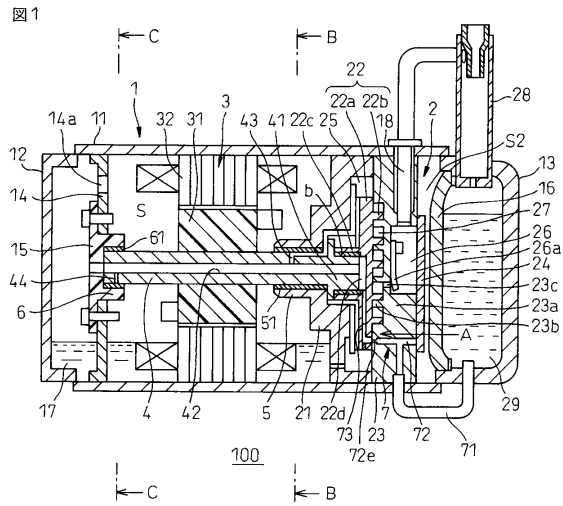
22a 旋回スクロール端板部

22b 旋回スクロール羽根部

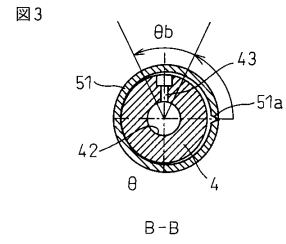
50

2 2 c	ボス部	
2 2 d	背圧空間	
2 3	固定スクロール	
2 3 a	固定スクロール端板部	
2 3 b	固定スクロール羽根部	
2 3 c	吐出口	
2 4	弁カバー	
2 5	吸入室	
2 6	吐出室	
2 6 a	リード弁	10
2 7	作動室	
2 8	気液分離部	
2 9	高圧貯油室	
3	電動機部	
3 1	回転子	
3 2	固定子	
4	シャフト	
4 1	クランク部	
4 2	主給油路	
4 3	第 1 副給油路	20
4 4	第 2 副給油路	
5	主軸受部	
5 1	巻ブッシュ	
5 1 a	合口	
6	副軸受部	
6 1	巻ブッシュ	
6 1 a	合口	
7	給油通路	
7 1	送油管	
7 2	第 1 給油通路	30
7 2 e	絞り部	
7 3	第 2 給油通路	

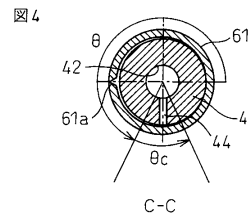
【図 1】



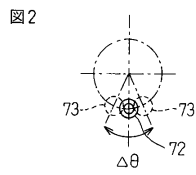
【図 3】



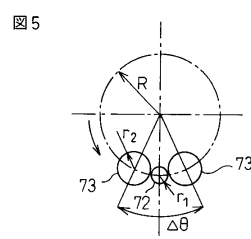
【図 4】



【図 2】



【図 5】



フロントページの続き

- (74)代理人 100133008
弁理士 谷光 正晴
- (74)代理人 100153084
弁理士 大橋 康史
- (72)発明者 堀田 忠資
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内
- (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
- (72)発明者 沖 恭弘
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

審査官 尾崎 和寛

- (56)参考文献 特開2008-309150 (JP, A)
特開2003-328941 (JP, A)
特開平11-118447 (JP, A)
特開2008-196415 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04C 29/02
F04C 18/02