(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B1)　(11)特許番号

特許第5561421号
(P5561421)

(45)発行日　平成26年7月30日(2014.7.30)　(24)登録日　平成26年6月20日(2014.6.20)

(51)Int.Cl.		F I		
F04C 18/356	(2006.01)	F04C	18/356	E
F04C 29/00	(2006.01)	F04C	29/00	D
F04C 29/02	(2006.01)	F04C	29/02	311B
F04C 23/00	(2006.01)	F04C	23/00	F
		F04C	29/00	B

請求項の数 2　(全 16 頁)

(21)出願番号　特願2013-185722(P2013-185722)
(22)出願日　平成25年9月6日(2013.9.6)
審査請求日　平成25年12月27日(2013.12.27)

(73)特許権者　000006611
株式会社富士通ゼネラル
神奈川県川崎市高津区末長１１１６番地
(74)代理人　100089118
弁理士　酒井　宏明
(72)発明者　駒井　裕二
神奈川県川崎市高津区末長１１１６番地
株式会社富士通ゼネラル内
(72)発明者　両角　尚哉
神奈川県川崎市高津区末長１１１６番地
株式会社富士通ゼネラル内
(72)発明者　矢羽々　進吾
神奈川県川崎市高津区末長１１１６番地
株式会社富士通ゼネラル内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ロータリ圧縮機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
上部に冷媒の吐出部が設けられ下部に冷媒の吸入部が設けられると共に潤滑油が貯留される密閉された縦置きの圧縮機筐体と、
該圧縮機筐体の下部に配置され、前記吸入部から吸入した冷媒を圧縮して前記吐出部から吐出する圧縮部と、
前記圧縮機筐体の上部に配置され、回転軸を介して前記圧縮部を駆動するモータと、
前記圧縮機筐体の下部に貯留された潤滑油を前記回転軸の給油縦孔及び給油横孔を通して前記圧縮部の摺動部分に供給する給油機構と、
を備えるロータリ圧縮機において、
前記給油機構の給油横孔は、
前記回転軸に設けられ前記圧縮部の環状ピストンをシリンダ内で公転させる偏心部の偏心方向と同一方向と、前記同一方向から前記回転軸の回転方向と逆方向に８０°位相をずらした方向との間に形成されていることを特徴とするロータリ圧縮機。
【請求項２】
前記給油横孔は、前記回転軸を貫通していることを特徴とする請求項１に記載のロータリ圧縮機。

【発明の詳細な説明】
【技術分野】

【０００１】
本発明は、空気調和機や冷凍機などに用いられるロータリ圧縮機に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来、密閉容器内に電動要素とその電動要素に駆動軸を介して連結する回転圧縮要素とを備え、前記密閉容器の底部に溜まる潤滑油を前記回転圧縮要素の摺動部に給油する給油機構を有する密閉型回転圧縮機において、前記回転圧縮要素は、前記駆動軸を支持する二つの軸受と、その軸受間に設けられたシリンダとを有し、前記駆動軸は、前記シリンダ内で嵌合されたローラを公転運動させる偏心部と、外側は前記潤滑油が通過し内側は前記ローラの内周側に漏れた冷媒ガスが通過する部分を少なくとも備える貫通孔を有し、前記密閉容器内は吐出圧力以下であって、前記貫通孔から前記駆動軸外周面に向かう複数の横孔を設け、各々の横孔は給油通路もしくはガス通路のいずれか一方に機能し、前記貫通孔から前記駆動軸外周面に向かう複数の横孔を、互いに９０°位相をずらし、前記駆動軸の圧縮応力が作用する側に設けた密閉型回転圧縮機が開示されている（例えば、特許文献１参照）。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開２００４－１９５０６号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
しかしながら、上記従来の技術によれば、駆動軸の径が細い場合、複数の横孔を駆動軸の圧縮応力が作用する側に設けたとしても、９０°離間では横孔間の距離が近く、駆動軸が強度不足になる、という問題がある。また、両方の横孔を給油通路として使用する場合、９０°離間では、駆動軸の１回転のうち、給油されない区間が２７０°あり、給油が間欠的となって潤滑性能が悪い、という問題がある。また、９０°離間した孔の加工は、駆動軸を９０°回転させて行わなければならず、加工コストが嵩む、という問題がある。
【０００５】
本発明は、上記に鑑みてなされたものであって、駆動軸（回転軸）の強度を確保することができ、摺動部への給油が間欠的にならず、加工コストが嵩むことのない駆動軸を備えたロータリ圧縮機を得ることを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００６】
上述した課題を解決し、目的を達成するために、本発明は、上部に冷媒の吐出部が設けられ下部に冷媒の吸入部が設けられると共に潤滑油が貯留される密閉された縦置きの圧縮機筐体と、該圧縮機筐体の下部に配置され、前記吸入部から吸入した冷媒を圧縮して前記吐出部から吐出する圧縮部と、前記圧縮機筐体の上部に配置され、回転軸を介して前記圧縮部を駆動するモータと、前記圧縮機筐体の下部に貯留された潤滑油を前記回転軸の給油縦孔及び給油横孔を通して前記圧縮部の摺動部分に供給する給油機構と、を備えるロータリ圧縮機において、前記給油機構の給油横孔は、前記回転軸に設けられ前記圧縮部の環状ピストンをシリンダ内で公転させる偏心部の偏心方向と同一方向と、前記同一方向から前記回転軸の回転方向と逆方向に８０°位相をずらした方向との間に形成されていることを特徴とする。
【発明の効果】
【０００７】
本発明によれば、強度を確保することができ、加工コストが低い回転軸を備えたロータリ圧縮機が得られる、という効果を奏する。
【図面の簡単な説明】
【０００８】

【図１】図１は、本発明に係るロータリ圧縮機の実施例を示す縦断面図である。
【図２】図２は、実施例の第１、第２の圧縮部の上から見た横断面図である。
【図３】図３は、実施例１の回転軸の下部の側面図である。
【図４】図４は、実施例１の給油パイプの縦断面図である。
【図５】図５は、実施例１のポンプ羽根の側面図である。
【図６－１】図６－１は、図３のＡ－Ａ線に沿う下から見た断面図である。
【図６－２】図６－２は、図３のＢ－Ｂ線に沿う下から見た断面図である。
【図７】図７は、図３の下から見たＣ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。
【図８】図８は、回転軸の偏心部の回転角と冷媒圧縮荷重との関係を示す図である。
【図９】図９は、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機の回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。
【図１０】図１０は、実施例２の回転軸の下部の側面図である。
【図１１－１】図１１－１は、図９のＤ－Ｄ線に沿う下から見た断面図である。
【図１１－２】図１１－２は、図９のＥ－Ｅ線に沿う下から見た断面図である。
【図１２】図１２は、図１０の下から見たＦ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が１８０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。
【図１３】図１３は、図１０の下から見たＦ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。
【図１４】図１４は、実施例３の給油横孔の位置を示す図である。
【図１５】図１５は、実施例４の給油横孔の位置を示す図である。
【図１６】図１６は、実施例５の給油横孔の位置を示す図である。
【図１７】図１７は、実施例６の給油横孔の位置を示す図である。
【図１８】図１８は、実施例７の給油横孔の位置を示す図である。
【発明を実施するための形態】
【０００９】
以下に、本発明にかかるロータリ圧縮機の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。なお、この実施例によりこの発明が限定されるものではない。
【実施例１】
【００１０】
図１は、本発明に係るロータリ圧縮機の実施例を示す縦断面図であり、図２は、実施例の第１、第２の圧縮部の上から見た横断面図である。
【００１１】
図１に示すように、実施例のロータリ圧縮機１は、密閉された縦置き円筒状の圧縮機筐体１０の下部に配置された圧縮部１２と、圧縮機筐体１０の上部に配置され、回転軸１５を介して圧縮部１２を駆動するモータ１１と、を備えている。
【００１２】
モータ１１のステータ１１１は、円筒状に形成され、圧縮機筐体１０の内周面に焼きばめされて固定されている。モータ１１のロータ１１２は、円筒状のステータ１１１の内部に配置され、モータ１１と圧縮部１２とを機械的に接続する回転軸１５に焼きばめされて固定されている。
【００１３】
圧縮部１２は、第１の圧縮部１２Ｓと、第１の圧縮部１２Ｓと並列に配置され第１の圧縮部１２Ｓの上側に積層された第２の圧縮部１２Ｔと、を備えている。図２に示すように、第１、第２の圧縮部１２Ｓ、１２Ｔは、第１、第２側方張出部１２２Ｓ、１２２Ｔに、放射状に第１、第２吸入孔１３５Ｓ、１３５Ｔ、第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔが設けられた環状の第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔを備えている。
【００１４】
図２に示すように、第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔには、モータ１１の回転軸１５と同心に、円形の第１、第２シリンダ内壁１２３Ｓ、１２３Ｔが形成されている。第

１、第２シリンダ内壁１２３Ｓ、１２３Ｔ内には、シリンダ内径よりも小さい外径の第１、第２環状ピストン１２５Ｓ、１２５Ｔが夫々配置され、第１、第２シリンダ内壁１２３Ｓ、１２３Ｔと、第１、第２環状ピストン１２５Ｓ、１２５Ｔとの間に、冷媒ガスを吸入し圧縮して吐出する第１、第２作動室１３０Ｓ、１３０Ｔが形成される。

【００１５】

第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔには、第１、第２シリンダ内壁１２３Ｓ、１２３Ｔから径方向に、シリンダ高さ全域に亘る第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔが形成され、第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔ内に、夫々平板状の第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔが、摺動自在に嵌合されている。

【００１６】

図２に示すように、第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔの奥部には、第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔの外周部から第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔに連通するように第１、第２スプリング穴１２４Ｓ、１２４Ｔが形成されている。第１、第２スプリング穴１２４Ｓ、１２４Ｔには、第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔの背面を押圧する第１、第２ベーンスプリング（図示せず）が挿入されている。

【００１７】

ロータリ圧縮機１の起動時は、この第１、第２ベーンスプリングの反発力により、第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔが、第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔ内から第１、第２作動室１３０Ｓ、１３０Ｔ内に突出し、その先端が、第１、第２環状ピストン１２５Ｓ、１２５Ｔの外周面に当接し、第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔにより、第１、第２作動室１３０Ｓ、１３０Ｔが、第１、第２吸入室１３１Ｓ、１３１Ｔと、第１、第２圧縮室１３３Ｓ、１３３Ｔとに区画される。

【００１８】

また、第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔには、第１、第２ベーン溝１２８Ｓ、１２８Ｔの奥部と圧縮機筐体１０内とを、図１に示す開口部Ｒで連通して圧縮機筐体１０内の圧縮された冷媒ガスを導入し、第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔに、冷媒ガスの圧力により背圧をかける第１、第２圧力導入路１２９Ｓ、１２９Ｔが形成されている。

【００１９】

第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔには、第１、第２吸入室１３１Ｓ、１３１Ｔに外部から冷媒を吸入するために、第１、第２吸入室１３１Ｓ、１３１Ｔと外部とを連通させる第１、第２吸入孔１３５Ｓ、１３５Ｔが設けられている。

【００２０】

また、図１に示すように、第１シリンダ１２１Ｓと第２シリンダ１２１Ｔの間には、中間仕切板１４０が配置され、第１シリンダ１２１Ｓの第１作動室１３０Ｓ（図２参照）と第２シリンダ１２１Ｔの第２作動室１３０Ｔ（図２参照）とを区画、閉塞している。第１シリンダ１２１Ｓの下端部には、下端板１６０Ｓが配置され、第１シリンダ１２１Ｓの第１作動室１３０Ｓを閉塞している。また、第２シリンダ１２１Ｔの上端部には、上端板１６０Ｔが配置され、第２シリンダ１２１Ｔの第２作動室１３０Ｔを閉塞している。

【００２１】

下端板１６０Ｓには、副軸受部１６１Ｓが形成され、副軸受部１６１Ｓに、回転軸１５の副軸部１５１が回転自在に支持されている。上端板１６０Ｔには、主軸受部１６１Ｔが形成され、主軸受部１６１Ｔに、回転軸１５の主軸部１５３が回転自在に支持されている。

【００２２】

回転軸１５は、互いに１８０°位相をずらして偏心させた第１偏心部１５２Ｓと第２偏心部１５２Ｔとを備え、第１偏心部１５２Ｓは、第１の圧縮部１２Ｓの第１環状ピストン１２５Ｓに回転自在に嵌合し、第２偏心部１５２Ｔは、第２の圧縮部１２Ｔの第２環状ピストン１２５Ｔに回転自在に嵌合している。

【００２３】

回転軸１５が回転すると、第１、第２環状ピストン１２５Ｓ、１２５Ｔが、第１、第２

シリンダ内壁１２３Ｓ、１２３Ｔに沿って第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔ内を図２の反時計回りに公転し、これに追随して第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔが往復運動する。この第１、第２環状ピストン１２５Ｓ、１２５Ｔ及び第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔの運動により、第１、第２吸入室１３１Ｓ、１３１Ｔ及び第１、第２圧縮室１３３Ｓ、１３３Ｔの容積が連続的に変化し、圧縮部１２は、連続的に冷媒ガスを吸入し圧縮して吐出する。

【００２４】

図１に示すように、下端板１６０Ｓの下側には、下マフラーカバー１７０Ｓが配置され、下端板１６０Ｓとの間に下マフラー室１８０Ｓを形成している。そして、第１の圧縮部１２Ｓは、下マフラー室１８０Ｓに開口している。すなわち、下端板１６０Ｓの第１ベーン１２７Ｓ近傍には、第１シリンダ１２１Ｓの第１圧縮室１３３Ｓと下マフラー室１８０Ｓとを連通する第１吐出孔１９０Ｓ（図２参照）が設けられ、第１吐出孔１９０Ｓには、圧縮された冷媒ガスの逆流を防止する第１吐出弁２００Ｓが配置されている。

【００２５】

下マフラー室１８０Ｓは、環状に形成された１つの室であり、第１の圧縮部１２Ｓの吐出側を、下端板１６０Ｓ、第１シリンダ１２１Ｓ、中間仕切板１４０、第２シリンダ１２１Ｔ及び上端板１６０Ｔを貫通する冷媒通路１３６（図２参照）を通して上マフラー室１８０Ｔ内に連通させる連通路の一部である。下マフラー室１８０Ｓは、吐出冷媒ガスの圧力脈動を低減させる。また、第１吐出弁２００Ｓに重ねて、第１吐出弁２００Ｓの撓み開弁量を制限するための第１吐出弁押え２０１Ｓが、第１吐出弁２００Ｓとともにリベットにより固定されている。第１吐出孔１９０Ｓ、第１吐出弁２００Ｓ及び第１吐出弁押え２０１Ｓは、下端板１６０Ｓの第１吐出弁部を構成している。

【００２６】

図１に示すように、上端板１６０Ｔの上側には、上マフラーカバー１７０Ｔが配置され、上端板１６０Ｔとの間に上マフラー室１８０Ｔを形成している。上端板１６０Ｔの第２ベーン１２７Ｔ近傍には、第２シリンダ１２１Ｔの第２圧縮室１３３Ｔと上マフラー室１８０Ｔとを連通する第２吐出孔１９０Ｔ（図２参照）が設けられ、第２吐出孔１９０Ｔには、圧縮された冷媒ガスの逆流を防止するリード弁型の第２吐出弁２００Ｔが配置されている。また、第２吐出弁２００Ｔに重ねて、第２吐出弁２００Ｔの撓み開弁量を制限するための第２吐出弁押え２０１Ｔが、第２吐出弁２００Ｔとともにリベットにより固定されている。上マフラー室１８０Ｔは、吐出冷媒の圧力脈動を低減させる。第２吐出孔１９０Ｔ、第２吐出弁２００Ｔ及び第２吐出弁押え２０１Ｔは、上端板１６０Ｔの第２吐出弁部を構成している。

【００２７】

第１シリンダ１２１Ｓ、下端板１６０Ｓ、下マフラーカバー１７０Ｓ、第２シリンダ１２１Ｔ、上端板１６０Ｔ、上マフラーカバー１７０Ｔ及び中間仕切板１４０は、複数の通しボルト１７５等により一体に締結されている。通しボルト１７５等により一体に締結された圧縮部１２のうち、上端板１６０Ｔの外周部が、圧縮機筐体１０にスポット溶接により固着され、圧縮部１２を圧縮機筐体１０に固定している。

【００２８】

円筒状の圧縮機筐体１０の外周壁には、軸方向に離間して下部から順に、第１、第２貫通孔１０１、１０２が、第１、第２吸入管１０４、１０５を通すために設けられている。また、圧縮機筐体１０の外側部には、独立した円筒状の密閉容器からなるアキュムレータ２５が、アキュムホルダー２５２及びアキュムバンド２５３により保持されている。

【００２９】

アキュムレータ２５の天部中心には、冷凍サイクルの蒸発器に接続するシステム接続管２５５が接続され、アキュムレータ２５の底部に設けられた底部貫通孔２５７には、一端がアキュムレータ２５の内部上方まで延設され、他端が、第１、第２吸入管１０４、１０５の他端に接続される第１、第２低圧連絡管３１Ｓ、３１Ｔが接続されている。

【００３０】

冷凍サイクルの低圧冷媒をアキュムレータ２５を介して第１、第２の圧縮部１２Ｓ、１２Ｔに導く第１、第２低圧連絡管３１Ｓ、３１Ｔは、吸入部としての第１、第２吸入管１０４、１０５を介して第１、第２シリンダ１２１Ｓ、１２１Ｔの第１、第２吸入孔１３５Ｓ、１３５Ｔ（図２参照）に接続されている。すなわち、第１、第２吸入孔１３５Ｓ、１３５Ｔは、冷凍サイクルの蒸発器に並列に接続されている。

【００３１】

圧縮機筐体１０の天部には、冷凍サイクルと接続し高圧冷媒ガスを冷凍サイクルの凝縮器側に吐出する吐出部としての吐出管１０７が接続されている。すなわち、第１、第２吐出孔１９０Ｓ、１９０Ｔは、冷凍サイクルの凝縮器に接続されている。

【００３２】

圧縮機筐体１０内には、およそ第２シリンダ１２１Ｔの高さまで潤滑油が封入されている。また、潤滑油は、回転軸１５の下部に挿入される後述のポンプ羽根１５７（図５参照）により、回転軸１５の下端部に取付けられた給油パイプ１６から吸上げられ、圧縮部１２を循環し、摺動部品の潤滑を行なうと共に、圧縮部１２の微小隙間のシールをする。

【００３３】

次に、図３～図８を参照して実施例のロータリ圧縮機の特徴的な構成である実施例１の給油機構について説明する。図３は、実施例１の回転軸の下部の側面図であり、図４は、実施例１の給油パイプの縦断面図であり、図５は、実施例１のポンプ羽根の側面図であり、図６－１は、図３のＡ－Ａ線に沿う下から見た断面図であり、図６－２は、図３のＢ－Ｂ線に沿う下から見た断面図であり、図７は、図３の下から見たＣ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図であり、図８は、回転軸の偏心部の回転角と冷媒圧縮荷重との関係を示す図である。

【００３４】

図３、図６－１及び図６－２に示すように、回転軸１５には、下部から順に、嵌合縦孔１５５ｂ、給油縦孔１５５、１５５ａ及び給油縦孔１５５から圧縮部１２（図１参照）に潤滑油を供給する第１、第２給油横孔１５６ａ、１５６ｂが設けられている。嵌合縦孔１５５ｂは、給油縦孔１５５の内径より大きい内径に形成されている。

【００３５】

図４に示すように、給油パイプ１６は、銅やアルミニウム等の柔らかい材質で製作され、下端に吸込口１６ａを有し、上端は開口している。図５に示すように、ポンプ羽根１５７は、鋼板製であり、羽根部１５７ａと、羽根部１５７ａより幅広に形成された基部１５７ｂとを有している。羽根部１５７ａは、捩り加工されて１８０°捩られた形状となっている。

【００３６】

給油パイプ１６及びポンプ羽根１５７を回転軸１５に組付けるときは、まず、ポンプ羽根１５７の基部１５７ｂを給油パイプ１６内下部まで圧入固定する。基部１５７ｂの横幅H_1は、給油パイプ１６の内径ϕD_1とシマリバメの寸法関係（$H_1 > \phi D_1$）となっていて、ポンプ羽根１５７は、給油パイプ１６に固定される。

【００３７】

次に、ポンプ羽根１５７の羽根部１５７ａを回転軸１５の給油縦孔１５５に挿入し、給油パイプ１６の上部を嵌合縦孔１５５ｂに圧入、嵌合して給油パイプ１６を回転軸１５に固定する。給油パイプ１６の長さは、回転軸１５の嵌合縦孔１５５ｂの深さの略２倍となっていて、給油パイプ１６の下部は、嵌合縦孔１５５ｂの下方へ突出する。

【００３８】

図３、図６－１及び図７に示すように、実施例１の給油機構１５９Ａの第１給油横孔１５６ａは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図３及び図６－１において下方、図７において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図６－１及び図７において、下から見ているので時計回り）と逆方向に４０°位相をずらした方向に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００３９】

図３及び図６－２に示すように、実施例１の給油機構１５９Ａの第２給油横孔１５６ｂは、回転軸１５の第２偏心部１５２Ｔの主軸部１５３側に形成され、第２偏心部１５２Ｔの偏心方向（図３及び図６－２において上方）に対して回転軸１５の回転方向（図６－２において、下から見ているので時計回り）と逆方向に４０°位相をずらした方向に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００４０】

従来の給油横孔は、孔あけ加工時の回転軸１５の固定のし易さから、第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔの偏心方向に直交する方向に形成されていた。実施例１の第１、第２給油横孔１５６ａ、１５６ｂの孔加工は、専用の治具を用いて第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔを水平面に対して傾斜させて固定して行なうとよい。

【００４１】

図８に示すように、冷媒の一例としてＲ４１０Ａを用いた場合の計算によれば、ロータリ圧縮機１の暖房運転時等の高圧縮比（高負荷）条件のとき、第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔは、死点（偏心方向が第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔ位置を向いたとき）から、下から見て時計回りに略２７０°回転したときに、冷媒の圧縮反力による最大荷重を受ける。

【００４２】

このとき、図７に示すように、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図７の左向き方向）から時計回りに５０°位相をずらした方向から最大荷重がかかり、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図７の左向き方向）から反時計回りに４０°位相をずらした方向に形成された第１給油横孔１５６ａは、回転軸１５に作用する曲げモーメントに対して応力の発生しない中立軸の方向を向いていて、強度が弱い第１給油横孔１５６ａ周辺に、高い引張・圧縮応力は発生しない。従って、第１給油横孔１５６ａにより回転軸１５が強度不足になることはない。

【００４３】

図９は、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機の回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。図９に示すように、特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機では、第１給油横孔９５６ａは、中立軸から時計回りに４０°位相をずらした方向に位置し、第１給油横孔９５６ｂは、中立軸から反時計回りに５０°位相をずらした方向に位置している。そのため、従来の第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂ周辺には、高い圧縮応力が発生する。実施例１の第１給油横孔１５６ａは、周辺に、高い引張・圧縮応力が発生しないので、従来の第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂと比較して応力的に有利である。

【００４４】

また、第１給油横孔１５６ａは、回転軸１５の周面の開口部が互いに１８０°離間しているので、従来の第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂと比較して、給油間隔が均等になる。さらに、第１給油横孔１５６ａは、横貫通孔であり、１回のドリル孔開け加工で済むので加工コストが低い。

【００４５】

以上、実施例１の第１給油横孔１５６ａについて説明したが、第２給油横孔１５６ｂについても第１給油横孔１５６ａと作用効果が全く同様であるので、説明を省略する。

【００４６】

以上説明した、給油パイプ１６、ポンプ羽根１５７、給油縦孔１５５、１５５ａ及び第１、第２給油横孔１５６ａ、１５６ｂ等を含む実施例１の給油機構１５９Ａにより、圧縮機筐体１０の下部に貯留された潤滑油は、給油パイプ１６から汲み上げられ、副軸部１５１、圧縮部１２及び主軸部１５３等を潤滑する。

【実施例２】

【００４７】

図１０は、実施例２の回転軸の下部の側面図であり、図１１－１は、図１０のＤ－Ｄ線に沿う下から見た断面図であり、図１１－２は、図１０のＥ－Ｅ線に沿う下から見た断面

図であり、図１２は、図１０の下から見たＦ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が１８０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図であり、図１３は、図１０の下から見たＦ矢視図であり、回転軸の偏心部の回転角が２７０°のときの回転軸への冷媒圧縮荷重の作用状態を示す図である。

【００４８】

図１０、図１１－１及び図１２に示すように、実施例２の給油機構１５９Ｂの第１給油横孔１５６ｃは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１０、図１１－１及び図１２において下方）に対して偏心方向と同一方向に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００４９】

図１０及び図１１－２に示すように、実施例２の給油機構１５９Ｂの第２給油横孔１５６ｄは、回転軸１５の第２偏心部１５２Ｔの主軸部１５３側に形成され、第２偏心部１５２Ｔの偏心方向（図１０、図１１－２及び図１２において上方）に対して偏心方向と同一方向に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００５０】

図８に示すように、冷媒としてＲ４１０Ａを用いた場合の計算によれば、ロータリ圧縮機１の冷房定格条件のとき、第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔは、死点（偏心方向が第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔ位置を向いたとき）から、下から見て時計回りに略１８０°回転したときに、冷媒の圧縮反力による最大荷重を受ける。

【００５１】

このとき、図１２に示すように、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１２の下向き方向）に対して垂直方向（図１２の左方向）から最大荷重がかかり、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向と同一方向に形成された第１給油横孔１５６ｃは、回転軸１５に作用する曲げモーメントに対して応力の発生しない中立軸の方向を向いていて、強度が弱い第１給油横孔１５６ｃ周辺に引張・圧縮の集中応力は発生しない。

【００５２】

また、図８に示すように、ロータリ圧縮機１の暖房運転時等の高圧縮比（高負荷）条件のとき、第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔは、死点（偏心方向が第１、第２ベーン１２７Ｓ、１２７Ｔ位置を向いたとき）から、下から見て時計回りに略２７０°回転したときに、冷媒の圧縮反力による最大荷重を受ける。

【００５３】

このとき、図１３に示すように、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１３の左向き方向）から時計回りに５０°位相をずらした方向から最大荷重がかかり、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向と同一方向に形成された第１給油横孔１５６ｃは、中立軸から時計回りに４０°位相をずらした方向に位置している。

【００５４】

図９に示す、特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機では、第１給油横孔９５６ａは、中立軸から時計回りに４０°位相をずらした方向に位置し、第１給油横孔９５６ｂは、中立軸から反時計回りに５０°位相をずらした方向に位置している。そのため、従来の第１給油横孔９５６ａに対して実施例２の一方の第１給油横孔１５６ｃには、同等の圧縮応力が発生するが、実施例２の他方の第１給油横孔１５６ｃ周辺に発生する引張応力は、従来の第１給油横孔９５６ｂ周辺に発生する圧縮応力よりも小さくなり、応力的に有利である。

【００５５】

以上、第１給油横孔１５６ｃについて説明したが、第２給油横孔１５６ｄについても第１給油横孔１５６ｃと作用効果が全く同様であるので、説明を省略する。

【００５６】

以上説明した、給油パイプ１６、ポンプ羽根１５７、給油縦孔１５５、１５５ａ及び第１、第２給油横孔１５６ｃ、１５６ｄ等を含む実施例２の給油機構１５９Ｂにより、圧縮機筐体１０の下部に貯留された潤滑油は、給油パイプ１６から汲み上げられ、副軸部１５

１、圧縮部１２及び主軸部１５３等を潤滑する。

【実施例３】

【００５７】

図１４は、実施例３の給油横孔の位置を示す図である。図１４に示すように、実施例３の第１給油横孔１５６ｅは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１４において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図１４において、下から見ているので時計回り）と逆方向に２０°位相をずらした方向（中立軸から２０°位相をずらした方向）に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００５８】

そのため、図９に示す、第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂが中立軸から４０°以上位相がずれている特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機に対して、実施例３の第１給油横孔１５６ｅは中立軸に近く、周辺に発生する引張・圧縮応力は小さくなり、応力的に有利である。

【実施例４】

【００５９】

図１５は、実施例４の給油横孔の位置を示す図である。図１５に示すように、実施例４の第１給油横孔１５６ｇは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１５において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図１５において、下から見ているので時計回り）と逆方向に６０°位相をずらした方向（中立軸から２０°位相をずらした方向）に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００６０】

そのため、図９に示す、第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂが中立軸から４０°以上位相がずれている特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機に対して、実施例４の第１給油横孔１５６ｇは中立軸に近く、周辺に発生する引張・圧縮応力は小さくなり、応力的に有利である。

【実施例５】

【００６１】

図１６は、実施例５の給油横孔の位置を示す図である。図１６に示すように、実施例５の第１給油横孔１５６ｉは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１６において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図１６において、下から見ているので時計回り）と逆方向に７０°位相をずらした方向（中立軸から３０°位相をずらした方向）に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００６２】

そのため、図９に示す、第１給油横孔９５６ａ、９５６ｂが中立軸から４０°以上位相がずれている特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機に対して、実施例４の第１給油横孔１５６ｇは中立軸に近く、周辺に発生する引張・圧縮応力は小さくなり、応力的に有利である。

【実施例６】

【００６３】

図１７は、実施例６の給油横孔の位置を示す図である。図１７に示すように、実施例６の第１給油横孔１５６ｋは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１７において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図１７において、下から見ているので時計回り）と逆方向に８０°位相をずらした方向（中立軸から４０°位相をずらした方向）に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００６４】

図９に示す、特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機では、第１給油横孔９５６

ａは、中立軸から時計回りに４０°位相をずらした方向に位置し、第１給油横孔９５６ｂは、中立軸から反時計回りに５０°位相をずらした方向に位置している。そのため、従来の第１給油横孔９５６ａに対して実施例６の一方の第１給油横孔１５６ｋ周辺には、同等の圧縮応力が発生するが、実施例６の他方の第１給油横孔１５６ｋ周辺に発生する引張応力は、従来の第１給油横孔９５６ｂ周辺に発生する圧縮応力よりも小さくなり、応力的に有利である。

【実施例７】

【００６５】

図１８は、実施例７の給油横孔の位置を示す図である。図１８に示すように、実施例７の第１給油横孔１５６ｍは、回転軸１５の第１偏心部１５２Ｓの副軸部１５１側に形成され、第１偏心部１５２Ｓの偏心方向（図１８において左方）に対して回転軸１５の回転方向（図１８において、下から見ているので時計回り）に１０°位相をずらした方向（中立軸から５０°位相をずらした方向）に、回転軸１５の横貫通孔として形成されている。

【００６６】

図９に示す、特許文献１に記載された従来のロータリ圧縮機では、第１給油横孔９５６ａは、中立軸から時計回りに４０°位相をずらした方向に位置し、第１給油横孔９５６ｂは、中立軸から反時計回りに５０°位相をずらした方向に位置している。そのため、従来の第１給油横孔９５６ｂに対して実施例７の他方の第１給油横孔１５６ｍ周辺には、同等の圧縮応力が発生するが、実施例７の一方の第１給油横孔１５６ｍ周辺に発生する引張応力は、従来の第１給油横孔９５６ａ周辺に発生する圧縮応力よりも大きくなり、応力的に不利である。

【００６７】

回転軸１５の第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔに、冷媒の圧縮反力による最大荷重がかかる回転角は、ロータリ圧縮機１に設定される運転範囲により異なるものの、略１８０°～２７０°の間となる。それ故、実施例１～６で説明したように、給油横孔を形成する方向は、第１、第２偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔの偏心方向と同一方向と、同一方向から回転軸１５の回転方向と逆方向に８０°位相をずらした方向との間に形成すればよい。

【００６８】

また、実施例１～６では、第１、第２給油横孔１５６ａ、１５６ｂ、１５６ｃ、１５６ｄ、１５６ｅ、１５６ｇ、１５６ｉ、１５６ｋは、回転軸１５の横貫通孔としたが、給油性能上、横貫通孔を必要としない場合には、給油縦孔１５５に連通する片側だけの給油横孔としてもよい。

【符号の説明】

【００６９】

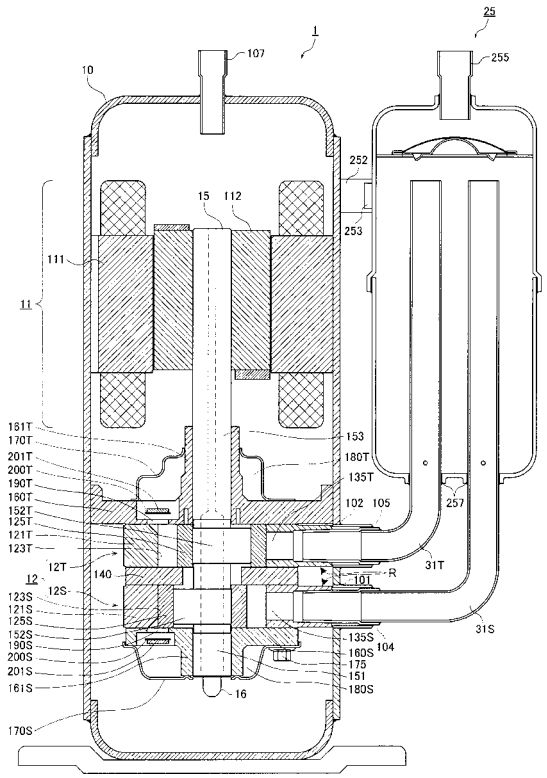
１　ロータリ圧縮機
１０　圧縮機筐体
１１　モータ
１２　圧縮部
１５　回転軸
１６　給油パイプ
１６ａ　吸込口
２５　アキュムレータ
３１Ｓ　第１低圧連絡管
３１Ｔ　第２低圧連絡管
１０１　第１貫通孔
１０２　第２貫通孔
１０４　第１吸入管
１０５　第２吸入管
１０７　吐出管（吐出部）
１１１　ステータ

１１２　ロータ
１２Ｓ　第１の圧縮部
１２Ｔ　第２の圧縮部
１２１Ｓ　第１シリンダ（シリンダ）
１２１Ｔ　第２シリンダ（シリンダ）
１２２Ｓ　第１側方張出部
１２２Ｔ　第２側方張出部
１２３Ｓ　第１シリンダ内壁（シリンダ内壁）
１２３Ｔ　第２シリンダ内壁（シリンダ内壁）
１２４Ｓ　第１スプリング穴
１２４Ｔ　第２スプリング穴
１２５Ｓ　第１環状ピストン（環状ピストン）
１２５Ｔ　第２環状ピストン（環状ピストン）
１２７Ｓ　第１ベーン（ベーン）
１２７Ｔ　第２ベーン（ベーン）
１２８Ｓ　第１ベーン溝（ベーン溝）
１２８Ｔ　第２ベーン溝（ベーン溝）
１２９Ｓ　第１圧力導入路
１２９Ｔ　第２圧力導入路
１３０Ｓ　第１作動室（作動室）
１３０Ｔ　第２作動室（作動室）
１３１Ｓ　第１吸入室（吸入室）
１３１Ｔ　第２吸入室（吸入室）
１３３Ｓ　第１圧縮室（圧縮室）
１３３Ｔ　第２圧縮室（圧縮室）
１３５Ｓ　第１吸入孔（吸入孔）
１３５Ｔ　第２吸入孔（吸入孔）
１３６　冷媒通路
１４０　中間仕切板
１５１　副軸部
１５２Ｓ　第１偏心部（偏心部）
１５２Ｔ　第２偏心部（偏心部）
１５３　主軸部
１５５　給油縦孔
１５５ａ　給油縦孔
１５５ｂ　嵌合縦孔
１５６ａ、１５６ｃ　第１給油横孔（給油横孔）
１５６ｂ、１５６ｄ　第２給油横孔（給油横孔）
１５７　ポンプ羽根
１５７ａ　羽根部
１５７ｂ　基部
１５９Ａ、１５９Ｂ　給油機構
１６０Ｓ　下端板（端板）
１６０Ｔ　上端板（端板）
１６１Ｓ　副軸受部
１６１Ｔ　主軸受部
１７０Ｓ　下マフラーカバー
１７０Ｔ　上マフラーカバー
１７５　通しボルト
１８０Ｓ　下マフラー室

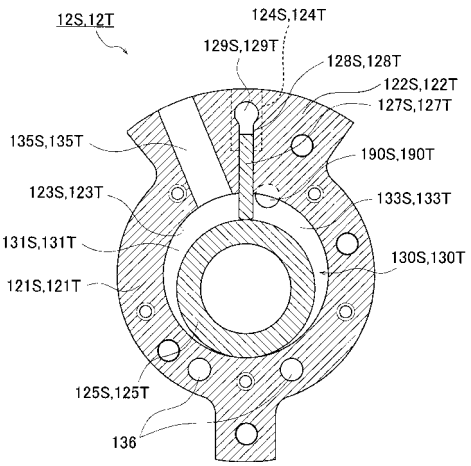
１８０Ｔ　上マフラー室
１９０Ｓ　第１吐出孔（吐出孔）
１９０Ｔ　第２吐出孔（吐出孔）
２００Ｓ　第１吐出弁
２００Ｔ　第２吐出弁
２０１Ｓ　第１吐出弁押え
２０１Ｔ　第２吐出弁押え
２５２　アキュムホルダー
２５３　アキュムバンド
２５５　システム接続管
Ｒ　開口部

【要約】
【課題】回転軸の強度を確保することができ、加工コストが嵩むことのない駆動軸を備えたロータリ圧縮機を得ること。
【解決手段】圧縮機筐体の下部に貯留された潤滑油を回転軸１５の給油縦孔１５５及び給油横孔１５６ａを通して圧縮部の摺動部分に供給する給油機構１５９Ａ、を備えるロータリ圧縮機において、前記給油機構１５９Ａの給油横孔１５６ａは、前記回転軸１５に設けられ前記圧縮部の環状ピストンをシリンダ内で公転させる偏心部１５２Ｓ、１５２Ｔの偏心方向と同一方向と、前記同一方向から前記回転軸１５の回転方向と逆方向に８０°位相をずらした方向との間に形成されている。
【選択図】図７

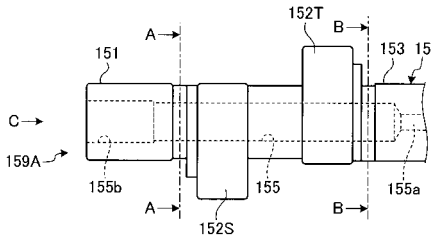
【図１】



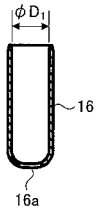
【図２】



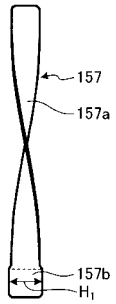
【図３】



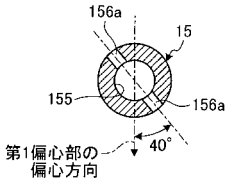
【図４】



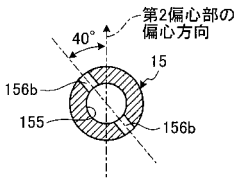
【図５】



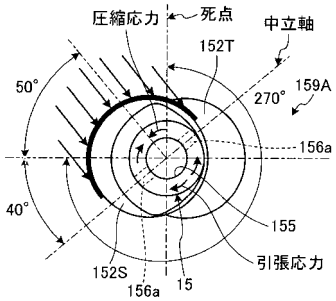
【図６－１】



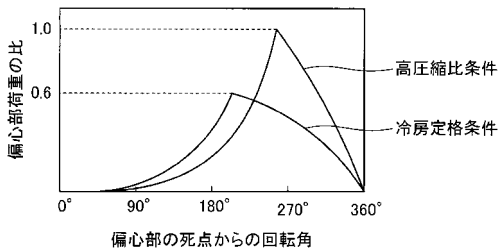
【図６－２】



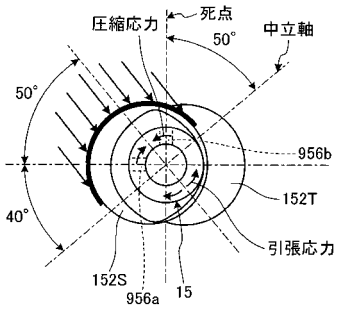
【図７】



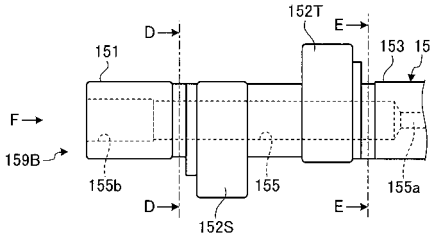
【図８】



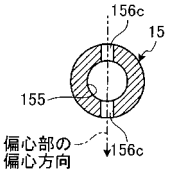
【図９】



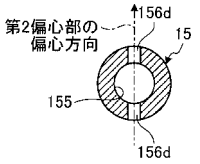
【図１０】



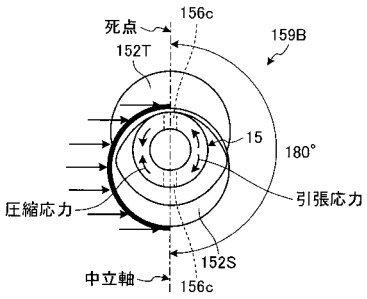
【図１１－１】



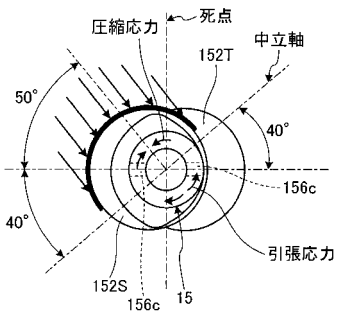
【図１１－２】



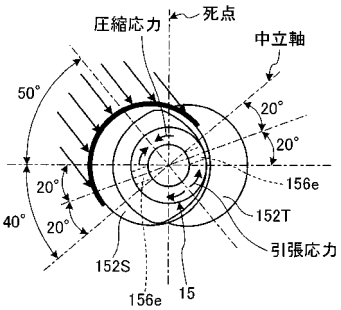
【図１２】



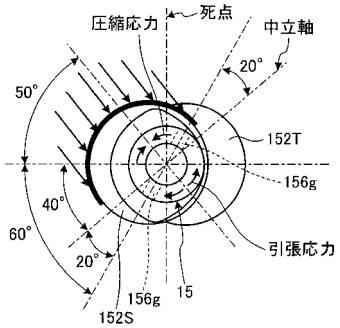
【図１３】



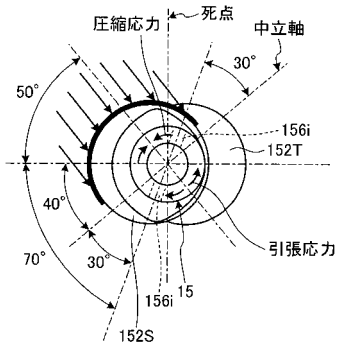
【図１４】



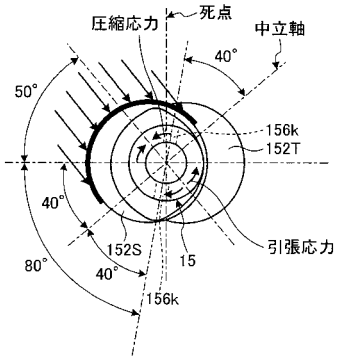
【図１５】



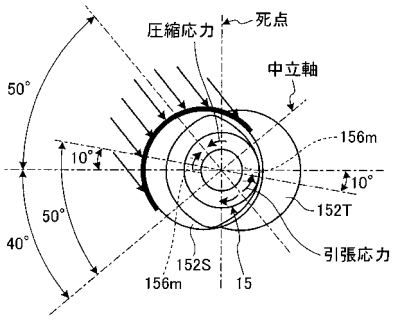
【図１６】


圧縮応力
死点
中立軸
30°
50°
156i
152T
40°
70°
30°
引張応力
156i
15
152S

【図１７】


圧縮応力
死点
中立軸
40°
50°
156k
152T
40°
152S
15
引張応力
80°
40°
156k

【図１８】


圧縮応力
死点
中立軸
50°
156m
10°
10°
152T
50°
40°
引張応力
152S
156m
15

フロントページの続き

審査官　山本　崇昭

(56)参考文献　特開２００４－１９５０６（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－７３９７７（ＪＰ，Ａ）
特許第５０１４３４６（ＪＰ，Ｂ２）
米国特許出願公開第２０１２／１７４６２０（ＵＳ，Ａ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０４Ｃ　１８／３５６
Ｆ０４Ｃ　２３／００
Ｆ０４Ｃ　２９／００
Ｆ０４Ｃ　２９／０２