(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第4003673号
(P4003673)
(45)発行日　平成19年11月7日(2007.11.7)　(24)登録日　平成19年8月31日(2007.8.31)

(51)Int.Cl.		F I		
F04B 39/00	(2006.01)	F04B	39/00	104E
F04B 27/10	(2006.01)	F04B	27/08	B
F04B 27/08	(2006.01)	F04B	27/08	P

請求項の数 7　(全 16 頁)

(21)出願番号　特願2003-68475(P2003-68475)
(22)出願日　平成15年3月13日(2003.3.13)
(65)公開番号　特開2004-278360(P2004-278360A)
(43)公開日　平成16年10月7日(2004.10.7)
審査請求日　平成17年4月21日(2005.4.21)

(73)特許権者　000003218
株式会社豊田自動織機
愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地
(74)代理人　100068755
弁理士　恩田　博宣
(74)代理人　100105957
弁理士　恩田　誠
(72)発明者　佐伯　暁生
愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内
(72)発明者　神徳　哲行
愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ピストン式圧縮機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
吐出室を形成したシリンダヘッドを含むハウジングと、前記シリンダヘッドの内部を密閉するシール部材とを備え、前記ハウジング内には、外部からガスが導入される吸入室、及び、回転軸の回転運動をピストンの往復運動に変換するカム体を収容するクランク室が備えられ、前記ピストンの往復運動に基づいて、前記吸入室から圧縮室へのガスの吸入及び前記圧縮室内でのガスの圧縮並びに前記圧縮室から前記吐出室へのガスの吐出を行う構成のピストン式圧縮機において、
前記シリンダヘッドには前記吸入室と隔離された冷却室が、前記吐出室に隣接しかつ前記吐出室の外周を取り囲んで形成され、前記シール部材は、前記冷却室と圧縮機外部の雰囲気との間を遮断することで前記シリンダヘッドの内部を密閉し、前記冷却室と前記クランク室とは導入通路を介して連通されていることを特徴とするピストン式圧縮機。
【請求項２】
前記冷却室とクランク室とは、複数の導入通路によって連通されている請求項１に記載のピストン式圧縮機。
【請求項３】
前記ハウジング内には、シリンダヘッドを他のハウジング構成体と締結固定するためのボルトを挿通するボルト挿通孔が形成されており、該ボルト挿通孔の内周面とボルトの外周面との隙間を導入通路として利用した請求項１又は２に記載のピストン式圧縮機。
【請求項４】

前記冷却室は、吐出室の周りにおいて無端環状に形成されている請求項１～３のいずれかに記載のピストン式圧縮機。
【請求項５】
前記ピストンは、ハウジング内の第１端側及び第２端側にそれぞれ圧縮室を区画する両頭ピストンであり、前記ハウジングは、吐出室を形成した第１端側のシリンダヘッドと、吸入室及び吐出室を形成した第２端側のシリンダヘッドとを含み、第２端側のシリンダヘッドの吸入室と第１端側の圧縮室とは吸入通路を介して連通されており、外部回路からのガスは、第２端側のシリンダヘッドの吸入室を介して第２端側の圧縮室に導入されるとともに、第２端側のシリンダヘッドの吸入室及び吸入通路を介して第１端側の圧縮室にも導入され、少なくとも前記第１端側のシリンダヘッドに冷却室を形成した請求項１～４のいずれかに記載のピストン式圧縮機。
【請求項６】
前記第２端側のシリンダヘッドにおいて吐出室は、吸入室の外側を取り囲むようにして形成されており、前記第１端側の圧縮室に適用される吸入弁装置、及び第２端側の圧縮室に適用される吸入弁装置には、回転軸に設けられ該回転軸と同期回転することで圧縮室と吸入室との間のガス通路を開閉可能なロータリバルブがそれぞれ用いられ、前記ガス通路を構成する前記吸入通路の一部は、回転軸に形成された軸内通路によって構成されている請求項５に記載のピストン式圧縮機。
【請求項７】
前記吸入室はクランク室が兼ねており、外部からのガスは、該クランク室から、シリンダヘッド内を経由することなく圧縮室に導入される請求項１～４のいずれかに記載のピストン式圧縮機。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、吐出室を形成したシリンダヘッドを含むハウジングと、シリンダヘッドの内部を密閉するシール部材とを備えたピストン式圧縮機に関する。特に、ハウジング内には、吸入室と、回転軸の回転運動をピストンの往復運動に変換するカム体を収容するクランク室とが区画形成され、ピストンの往復運動に基づいて、吸入室から圧縮室へのガスの吸入及び圧縮室内でのガスの圧縮並びに圧縮室から吐出室へのガスの吐出を行う構成のピストン式圧縮機に関する。
【０００２】
【従来の技術】
車両空調装置に用いられるピストン式圧縮機としては、例えば、特許文献１に示すような両頭タイプのピストンを備えたものが存在する。
【０００３】
即ち、図５に示すように、前記ピストン式圧縮機は、吐出室１１１Ａが形成されたフロント側のシリンダヘッド１０１と、吸入室１１２及び吐出室１１１Ｂが形成されたリヤ側のシリンダヘッド１０２とを備えている。更に前記ピストン式圧縮機は、各シリンダヘッド１０１，１０２がガスケット１０３Ａ，１０３Ｂを介して接合される一対のシリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂを備えている。前記ピストン式圧縮機のハウジングは、これらシリンダヘッド１０１，１０２、及び、シリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂによって構成されている。フロント側のシリンダブロック１０４Ａ内にはフロント側の圧縮室１１３Ａが、またリヤ側のシリンダブロック１０４Ｂ内にはリヤ側の圧縮室１１３Ｂが、それぞれピストン１１４によって区画されている。
【０００４】
前記各シリンダヘッド１０１，１０２とシリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂとの接合部分において、ガスケット１０３Ａ，１０３Ｂの外周シール部１０３ａは、吐出室１１１Ａ，１１１Ｂと圧縮機外部の雰囲気（大気）とを遮断する。
【０００５】

前記フロント側の圧縮室１１３Ａに適用される吸入弁装置１１５Ａ、及びリヤ側の圧縮室１１３Ｂに適用される吸入弁装置１１５Ｂには、ロータリバルブ１１７Ａ，１１７Ｂがそれぞれ用いられている。各ロータリバルブ１１７Ａ，１１７Ｂは回転軸１１６に設けられ、該回転軸１１６と同期回転することで、それぞれ対応する圧縮室１１３Ａ，１１３Ｂと吸入室１１２との間のガス通路を開閉可能である。前記ガス通路の一部は、回転軸１１６に形成された軸内通路１１６ａによって構成されている。そして、外部冷媒回路からリヤ側のシリンダヘッド１０２の吸入室１１２に導入された冷媒は、回転軸１１６の軸内通路１１６ａ及びリヤ側のロータリバルブ１１７Ｂを介して圧縮室１１３Ｂに導入されるとともに、軸内通路１１６ａ及びフロント側のロータリバルブ１１７Ａを介して圧縮室１１３Ａにも導入される。

【０００６】

なお、前記ピストン式圧縮機は、軸内通路１１６ａと吸入室１１２との接続構造を簡単とするために、リヤ側のシリンダヘッド１０２においては、その中央部つまり吐出室１１１Ｂの内側に吸入室１１２が形成されている。

【０００７】

【特許文献１】

特開平７－６３１６５号公報（第３，４頁、第１図）

【０００８】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、シリンダヘッド１０１，１０２とシリンダブロック１０４Ａ，１０４Ｂとの接合部分においてガスケット１０３Ａ，１０３Ｂの外周シール部１０３ａは、吐出室１１１Ａ，１１１Ｂの高温な冷媒ガスや、吐出室１１１Ａ，１１１Ｂの高圧な冷媒ガスと低圧な大気との大きな圧力差に曝されることとなる。従って、吐出室１１１Ａ，１１１Ｂから圧縮機外部への冷媒ガスの漏出を防止するために、前記ガスケット１０３Ａ，１０３Ｂの外周シール部１０３ａには耐熱性及び耐圧性に関して十分な配慮が必要であり、コスト高となっていた。

【０００９】

特に、前記特許文献１のピストン式圧縮機においては、吸入弁装置１１５Ａ，１１５Ｂとしてロータリバルブ１１７Ａ，１１７Ｂを用いている。つまり、前記ピストン式圧縮機においては、外部冷媒回路からの冷媒ガスを、リヤ側のシリンダヘッド１０２に形成された吸入室１１２から、リヤ側のロータリバルブ１１７Ｂ及びフロント側のロータリバルブ１１７Ａへと分配するようになっている。従って、吸入室１１２からの距離が、リヤ側の圧縮室１１３Ｂよりもフロント側の圧縮室１１３Ａの方が遠くなっている。

【００１０】

よって、フロント側の圧縮室１１３Ａにおいては、吸入する冷媒ガスが不足して圧縮比が増大し、フロント側の吐出室１１１Ａへ吐出される冷媒ガスの温度がリヤ側のそれと比べて上昇する。その結果、フロント側の吐出室１１１Ａと圧縮機外部とを遮断するガスケット１０３Ａの外周シール部１０３ａが、リヤ側の吐出室１１１Ｂと圧縮機外部とを遮断するガスケット１０３Ｂの外周シール部１０３ａと比較して熱的に厳しくなっていた。

【００１１】

本発明の目的は、シリンダヘッドの内部を密閉するシール部材の負荷を軽減することが可能なピストン式圧縮機を提供することにある。

【００１２】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項１の発明は、シリンダヘッドには吸入室と隔離された冷却室が、吐出室に隣接しかつ吐出室の外周を取り囲んで形成されている。シール部材は、冷却室と圧縮機外部の雰囲気との間を遮断することでシリンダヘッドの内部を密閉する。つまり、冷却室は圧縮機外部の雰囲気に隣接されている。従って、シール部材は、冷却室のガスの熱影響を大きく受ける。また、シール部材には、冷却室と圧縮機外部の雰囲気との圧力差が作用されることとなる。

【００１３】
しかし、本発明においては、前記冷却室とクランク室とが導入通路を介して連通されている。従って、冷却室には、吐出室のガスと比較すれば低温低圧なクランク室のガスが導入される。よって、シール部材の熱的負荷及び冷却室と圧縮機外部の雰囲気との圧力差に基づく負荷を軽減することができ、該シール部材の耐久性を向上させることができる。
【００１４】
請求項２の発明は請求項１において、前記冷却室とクランク室とは、複数の導入通路によって連通されている。従って、冷却室とクランク室との間には、複数の導入通路によってガスの循環流が形成され易くなる。よって、ガスの停滞に起因した冷却室の室温上昇を回避することができ、シール部材の熱的負荷をさらに軽減することができる。
【００１５】
請求項３の発明は請求項１又は２において、前記ハウジング内には、シリンダヘッドを他のハウジング構成体と締結固定するためのボルトを挿通するボルト挿通孔が形成されている。そして、ボルト挿通孔の内周面とボルトの外周面との隙間を導入通路として利用した。従って、導入通路を設けるための加工を省くことができ、コストダウンを図ることが可能となる。
【００１６】
請求項４の発明は請求項１～３のいずれかにおいて、前記冷却室は、吐出室の周りにおいて無端環状に形成されている。従って、この環状に沿って冷却室内をガスが循環し易くなる。よって、ガス流の停滞により冷却室の一部の箇所における室温が突出して高くなることが抑制され、冷却室のガスによる熱負荷は、シール部材のシール領域の全域に渡って均等に負荷されることとなる。その結果、シール部材のシール性能の低下を、シール部材のシール領域の全域に亘ってより均等に防止することができる。
【００１７】
請求項５の発明は請求項１～４のいずれかにおいて、前記ピストンは、ハウジング内の第１端側及び第２端側にそれぞれ圧縮室を区画する両頭ピストンである。前記ハウジングは、吐出室を形成した第１端側のシリンダヘッドと、吸入室及び吐出室を形成した第２端側のシリンダヘッドとを含んでいる。第２端側のシリンダヘッドの吸入室と第１端側の圧縮室とは、吸入通路を介して連通されている。そして、外部回路からのガスは、第２端側のシリンダヘッドの吸入室を介して第２端側の圧縮室に導入されるとともに、第２端側のシリンダヘッドの吸入室及び吸入通路を介して第１端側の圧縮室にも導入される。
【００１８】
つまり、前記吸入室からの距離が、第２端側の圧縮室よりも第１端側の圧縮室の方が遠くなっている。従って、前記「従来の技術」欄においても述べたように、第１端側の圧縮室においては、吸入するガスが不足して圧縮比が増大し、第１端側の吐出室へ吐出されるガスの温度が第２端側のそれと比べて上昇する。
【００１９】
しかし、本発明においては、少なくとも前記第１端側のシリンダヘッドに冷却室を形成している。従って、第１端側のシール部材は吐出室の高温高圧なガスに曝されることはなく、該シール部材の熱的負荷及び圧力差に基づく負荷を軽減して、該シール部材の耐久性を向上させることができる。
【００２０】
請求項６の発明は、請求項５の構成を採用するのに特に有効な態様について言及するものである。すなわち、前記第２端側のシリンダヘッドにおいて吐出室は、吸入室の外側を取り囲むようにして形成されている。前記第１端側の圧縮室に適用される吸入弁装置、及び第２端側の圧縮室に適用される吸入弁装置には、回転軸に設けられ該回転軸と同期回転することで圧縮室と吸入室との間のガス通路を開閉可能なロータリバルブがそれぞれ用いられている。前記ガス通路を構成する前記吸入通路の一部は、回転軸に形成された軸内通路によって構成されている。
【００２１】

請求項７の発明は、請求項１～４のいずれかにおいて、前記吸入室はクランク室が兼ねている。外部からのガスは、前記クランク室から、シリンダヘッド内を経由することなく圧縮室に導入される。

【００２２】

この発明によれば、例えば、外部からクランク室に導入したガスを、シリンダヘッド内を経由して圧縮室に導入するようにした態様と比較して、クランク室から圧縮室までのガス経路を短くすることが容易となる。

【００２３】

なお、吸入室はクランク室が兼ねているため、圧縮室から漏出したブローバイガス等の影響により、前記吸入室の圧力は、例えば吸入室がクランク室と隔離された態様における吸入室の圧力よりも高くなりがちとなる。従って、クランク室と連通された冷却室の圧力を、吐出室の圧力に近づけることが容易となり、冷却室と吐出室との圧力差に基づくシール部材の負荷を軽減することが容易となる。

【００２４】

【発明の実施の形態】

（第１実施形態）

以下、車両空調装置における冷媒循環回路を構成するとともに、両頭ピストンを備えた固定容量型のピストン式圧縮機（以下単に圧縮機とする）において本発明を具体化した第１実施形態を、図１及び図２を用いて説明する。なお、図１の左方を圧縮機の前方とし右方を後方とする。

【００２５】

図１に示すように、圧縮機のハウジングは、一対のシリンダブロック１１Ａ，１１Ｂと、第１端側たるフロント側のシリンダヘッドとしてのフロントハウジング１３と、第２端側たるリヤ側のシリンダヘッドとしてのリヤハウジング１４とからなっている。フロントハウジング１３は、フロント側の弁・ポート形成体１２Ａを介してシリンダブロック１１Ａの前側に接合されている。リヤハウジング１４は、リヤ側の弁・ポート形成体１２Ｂを介してシリンダブロック１１Ｂの後側に接合されている。

【００２６】

前記シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ、フロントハウジング１３及びリヤハウジング１４は、それぞれ圧縮機のハウジングを構成するハウジング構成体に相当する。これら各ハウジング構成体は、複数（図２参照）の通しボルト１６によって互いに締結固定されている。

【００２７】

前記フロント側の弁・ポート形成体１２Ａは、フロントハウジング１３側から後側に向かって順に、リテーナ形成板１５Ａ、吐出弁形成板２６Ａ及びバルブプレート２５Ａが重合配置されてなる。リヤ側の弁・ポート形成体１２Ｂは、リヤハウジング１４側から前側に向かって順に、リテーナ形成板１５Ｂ、吐出弁形成板２６Ｂ及びバルブプレート２５Ｂが重合配置されてなる。圧縮機のハウジングには、通しボルト１６を挿通するためのボルト挿通孔１７が、シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ、バルブプレート２５Ａ，２５Ｂ、吐出弁形成板２６Ａ，２６Ｂ、及び、リテーナ形成板１５Ａ，１５Ｂを貫通するようにして複数（図２参照）形成されている。

【００２８】

前記フロントハウジング１３とリテーナ形成板１５Ａとの間には、吐出室２１Ａが区画形成されている。吐出室２１Ａは、リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａと、該前面１８Ａに当接するフロントハウジング１３の端面１３ａとが接合されることによって区画形成されている。また、リヤハウジング１４とリテーナ形成板１５Ｂとの間には、吐出室２１Ｂ及び吸入室２２が区画形成されている。吐出室２１Ｂ及び吸入室２２は、リテーナ形成板１５Ｂの後面１８Ｂと、該後面１８Ｂに当接するリヤハウジング１４の端面１４ａとが接合されることによって区画形成されている。

【００２９】

なお、前記リテーナ形成板１５Ａ，１５Ｂの各前後面には、これら各面に当接されるシリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ、フロントハウジング１３、及び、リヤハウジング１４の各端面との僅かな隙間を封止するためのシール部材１９が設けられている。なお、図１においては、リテーナ形成板１５Ａ側のシール部材１９のみが図示されている（リテーナ形成板１５Ｂ側のシール部材１９の図示が省略されている）。

【００３０】

前記バルブプレート２５Ａには吐出ポート２７Ａが形成されており、バルブプレート２５Ｂには吐出ポート２７Ｂが形成されている。吐出弁形成板２６Ａには吐出弁２８Ａが形成されており、吐出弁形成板２６Ｂには吐出弁２８Ｂが形成されている。吐出弁２８Ａは吐出ポート２７Ａを、また吐出弁２８Ｂは吐出ポート２７Ｂを開閉する。リテーナ形成板１５Ａにはリテーナ２９Ａが形成されており、リテーナ形成板１５Ｂにはリテーナ２９Ｂが形成されている。リテーナ２９Ａは吐出弁２８Ａの開度を、またリテーナ２９Ｂは吐出弁２８Ｂの開度を規制する。

【００３１】

前記シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂには、前端部がエンジンＥｇに作動連結された回転軸３１が回転可能に支持されている。回転軸３１は、シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂの中心部において貫設された軸孔３２Ａ，３２Ｂに挿通されている。回転軸３１は、軸孔３２Ａ，３２Ｂを介してシリンダブロック１１Ａ，１１Ｂによって直接支持されている。

【００３２】

前記回転軸３１の前端部は、フロントハウジング１３、リテーナ形成板１５Ａ、バルブプレート２５Ａ、及び、吐出弁形成板２６Ａを貫通するように形成された挿通孔３３を介して圧縮機のハウジング外へ突出されている。挿通孔３３においてフロントハウジング１３と回転軸３１との間には、軸シール部材３４が介在されている。なお、前述の吐出室２１Ａは、挿通孔３３の外周を取り囲むようにして該挿通孔３３に隣接した状態で環状に設けられている。

【００３３】

前記回転軸３１には、カム体３５が固着されている。カム体３５は、シリンダブロック１１Ａ，１１Ｂ間に形成されたクランク室３６に収容されている。カム体３５は、シュー４１と摺接する斜板部３５ａが、回転軸３１の軸線Ｌに直交する平面との間でなす角度（斜板傾角）が一定とされたタイプである。

【００３４】

前記カム体３５の円環状の基部３５ｂの前面と、この前面に対向するシリンダブロック１１Ａの端面との間には、スラストベアリング３７Ａが介在されている。また、カム体３５の基部３５ｂの後面と、この後面に対向するシリンダブロック１１Ｂの端面との間には、スラストベアリング３７Ｂが介在されている。回転軸３１は、前後一対のスラストベアリング３７Ａ，３７Ｂによって挟まれることで、軸線Ｌ方向への位置決めがなされている。

【００３５】

前記シリンダブロック１１Ａには複数のシリンダボア３８Ａが、またシリンダブロック１１Ｂには複数のシリンダボア３８Ｂが、それぞれ、回転軸３１の軸線Ｌ周りに配列されるように形成されている。なお、図１においては各シリンダボア３８Ａ，３８Ｂはそれぞれ一つのみ図示されている。シリンダボア３８Ａとシリンダボア３８Ｂとは、互いに前後方向に対をなして配置されている。これら前後で対をなすシリンダボア３８Ａ，３８Ｂには、両頭ピストン３９が前後方向に往復運動可能に収容されている。両頭ピストン３９は、シリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内に圧縮室４０Ａ，４０Ｂを区画する。

【００３６】

前記回転軸３１の回転運動は、該回転軸３１と一体的に回転するカム体３５によって、両頭ピストン３９の往復運動に変換される。即ち、カム体３５の回転運動はシュー４１を介して両頭ピストン３９に伝えられ、両頭ピストン３９はシリンダボア３８Ａ，３８Ｂ内を前後に往復運動する。

【００３７】

前記回転軸３１内には軸線Ｌ方向に延びるように軸内通路４５が形成されている。回転軸３１の後端には、軸内通路４５の吸入口４５ａが開口されている。吸入口４５ａは、バルブプレート２５Ｂ、吐出弁形成板２６Ｂ、及び、リテーナ形成板１５Ｂを貫通するようにして設けられた連通孔４６を介して、リヤハウジング１４の中心部に配置された吸入室２２に連通されている。なお、前述の吐出室２１Ｂは、吸入室２２の外周を取り囲むようにして該吸入室２２に隣接した状態で環状に設けられている。

【００３８】

前記シリンダブロック１１Ａには吸入孔４７Ａがシリンダボア３８Ａと軸孔３２Ａとを連通するように、また、シリンダブロック１１Ｂには吸入孔４７Ｂがシリンダボア３８Ｂと軸孔３２Ｂとを連通するように形成されている。

【００３９】

前記回転軸３１には、導入孔４８Ａ，４８Ｂが軸内通路４５に連通するように形成されている。回転軸３１の導入孔４８Ａはシリンダブロック１１Ａの吸入孔４７Ａに対応して、また、導入孔４８Ｂはシリンダブロック１１Ｂの吸入孔４７Ｂに対応してそれぞれ設けられている。導入孔４８Ａは、回転軸３１の回転に伴って、軸内通路４５と吸入孔４７Ａとを間欠的に連通し、導入孔４８Ｂは、回転軸３１の回転に伴って、軸内通路４５と吸入孔４７Ｂとを間欠的に連通する。

【００４０】

前記シリンダボア３８Ａが吸入行程の状態にあるときには、導入孔４８Ａを介して軸内通路４５と吸入孔４７Ａとが連通する。この状態では、吸入室２２の冷媒ガスが連通孔４６、軸内通路４５、導入孔４８Ａ、及び、吸入孔４７Ａを経由してシリンダボア３８Ａの圧縮室４０Ａに吸入される。

【００４１】

前記シリンダボア３８Ａが圧縮及び吐出行程の状態にあるときには、軸内通路４５と吸入孔４７Ａとの連通が遮断される。この状態では、圧縮室４０Ａでの冷媒ガスの圧縮が行われるとともに、この圧縮された冷媒ガスが吐出ポート２７Ａから吐出弁２８Ａを押し退けて吐出室２１Ａに吐出される。吐出室２１Ａに吐出された冷媒ガスは、圧縮機とともに冷媒循環回路を構成する図示しない外部冷媒回路（外部回路）へ流出する。

【００４２】

同様に、前記シリンダボア３８Ｂが吸入行程の状態にあるときには、導入孔４８Ｂを介して軸内通路４５と吸入孔４７Ｂとが連通し、吸入室２２の冷媒ガスが連通孔４６、軸内通路４５、導入孔４８Ｂ、及び、吸入孔４７Ｂを経由してシリンダボア３８Ｂの圧縮室４０Ｂに吸入される。

【００４３】

前記シリンダボア３８Ｂが圧縮及び吐出行程の状態にあるときには、軸内通路４５と吸入孔４７Ｂとの連通が遮断され、圧縮室４０Ｂでの冷媒ガスの圧縮が行われるとともに、この圧縮された冷媒ガスが吐出ポート２７Ｂ及び吐出弁２８Ｂを介して吐出室２１Ｂに吐出される。吐出室２１Ｂに吐出された冷媒ガスは外部冷媒回路へ流出する。外部冷媒回路へ流出した冷媒ガスは、吸入室２２へ還流する。

【００４４】

なお、リヤハウジング１４に形成された吸入室２２と前側の圧縮室４０Ａとの間のガス通路（吸入室２２と圧縮室４０Ａとを連通する吸入通路）は、連通孔４６、軸内通路４５、導入孔４８Ａ、及び、吸入孔４７Ａによって構成される。また、吸入室２２と後側の圧縮室４０Ｂとの間のガス通路は、連通孔４６、軸内通路４５、導入孔４８Ｂ、及び、吸入孔４７Ｂによって構成される。圧縮室４０Ａに対応する前記ガス通路を構成する軸内通路４５の長さは、圧縮室４０Ｂに対応する前記ガス通路を構成する軸内通路４５の長さに比べて長い。

【００４５】

前記軸孔３２Ａによって包囲された回転軸３１の部分は、吸入弁装置４９Ａを構成するとともに回転軸３１に一体形成されたロータリバルブ５０Ａとなる。また、軸孔３２Ｂによ

って包囲された回転軸３１の部分は、吸入弁装置４９Ｂを構成するとともに回転軸３１に一体形成されたロータリバルブ５０Ｂとなる。ロータリバルブ５０Ａ，５０Ｂは、回転軸３１と同期回転することで、それぞれ対応する圧縮室４０Ａ，４０Ｂと吸入室２２との間のガス通路を開閉可能である。

【００４６】

前記回転軸３１には、オイル供給通路５１Ａ，５１Ｂが軸内通路４５に連通するように形成されている。オイル供給通路５１Ａは前側のスラストベアリング３７Ａに、また、オイル供給通路５１Ｂは後側のスラストベアリング３７Ｂにそれぞれ対応して設けられている。オイル供給通路５１Ａ，５１Ｂは、冷媒ガスから分離されて軸内通路４５の内周面に付着した潤滑オイルを、回転軸３１の回転に伴って、それぞれ対応するスラストベアリング３７Ａ，３７Ｂに供給するためのものである。

【００４７】

前記クランク室３６は、吐出室２１Ａ，２１Ｂ、及び、吸入室２２と区画して形成されている。圧縮室４０Ａ，４０Ｂでの冷媒ガス圧縮が行われている状態においてクランク室３６は、シリンダボア３８Ａ，３８Ｂと両頭ピストン３９との隙間を介した圧縮室４０Ａ，４０Ｂからの高圧な冷媒ガスの漏出により、吸入室２２よりも高圧で、かつ、吐出室２１Ａ，２１Ｂよりも低圧な状態とされる。

【００４８】

前記シリンダブロック１１Ａには、前述の漏出冷媒ガス等によりクランク室３６に導入された潤滑オイルを、軸シール部材３４が収容された挿通孔３３内に導入するためのオイル導入通路５２Ａが設けられている。また、シリンダブロック１１Ｂには、クランク室３６に導入された潤滑オイルを、吸入室２２に導入するためのオイル導入通路５２Ｂが設けられている。オイル導入通路５２Ｂは、バルブプレート２５Ｂ、吐出弁形成板２６Ｂ、及び、リテーナ形成板１５Ｂを貫通するようにして設けられた連通孔５５を介して吸入室２２に連通されている。

【００４９】

前記挿通孔３３内に導入された潤滑オイルの一部は軸シール部材３４と回転軸３１との摺接部の潤滑に供され、残りの一部は回転軸３１に形成された透孔５３を介して軸内通路４５に導入される。吸入室２２の潤滑オイルは連通孔４６を介して軸内通路４５に導入される。軸内通路４５の潤滑オイルは、導入孔４８Ａ，４８Ｂを介してそれぞれ対応するシリンダボア３８Ａ，３８Ｂの潤滑に供される。

【００５０】

前記フロントハウジング１３とリテーナ形成板１５Ａとの間には、吐出室２１Ａに隣接しかつ該吐出室２１Ａの外周を取り囲むようにして冷却室５４Ａが区画形成されている（図２参照）。冷却室５４Ａは、リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａと、該前面１８Ａに当接するフロントハウジング１３の端面１３ａとが接合されることによって区画形成されている。リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａに設けられたシール部材１９は、冷却室５４Ａと圧縮機外部の雰囲気（大気）との間を遮断することでフロントハウジング１３の内部を密閉する。

【００５１】

また、前記リヤハウジング１４とリテーナ形成板１５Ｂとの間には、吐出室２１Ｂに隣接しかつ該吐出室２１Ｂの外周を取り囲むようにして冷却室５４Ｂが区画形成されている。冷却室５４Ｂは、リテーナ形成板１５Ｂの後面１８Ｂと、該後面１８Ｂに当接するリヤハウジング１４の端面１４ａとが接合されることによって区画形成されている。リテーナ形成板１５Ｂの後面１８Ｂに設けられたシール部材１９は、冷却室５４Ｂと圧縮機外部の雰囲気との間を遮断することでリヤハウジング１４の内部を密閉する。なお、冷却室５４Ａ，５４Ｂは、それぞれ、吸入室２２と隔離されている。

【００５２】

前記冷却室５４Ａ，５４Ｂは、それぞれ対応する吐出室２１Ａ，２１Ｂの周りにおいて無端環状に形成されている（冷却室５４Ａに関しては図２参照）。

前記冷却室５４Ａ，５４Ｂは、複数設けられた前述のボルト挿通孔１７を介してクランク室３６と連通されている。冷却室５４Ａ，５４Ｂには、ボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間を介してクランク室３６の冷媒ガスが導入される。即ち、このボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間は、導入通路として機能する。

【００５３】

本実施形態では、以下のような効果を得ることができる。

（１）フロントハウジング１３には、吸入室２２と隔離された冷却室５４Ａが、吐出室２１Ａに隣接しかつ吐出室２１Ａの外周を取り囲んで形成されている。リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａに設けられたシール部材１９は、冷却室５４Ａと圧縮機外部の雰囲気との間を遮断することでフロントハウジング１３の内部を密閉する。また、リヤハウジング１４には、吸入室２２と隔離された冷却室５４Ｂが、吐出室２１Ｂに隣接しかつ吐出室２１Ｂの外周を取り囲んで形成されている。リテーナ形成板１５Ｂの後面１８Ｂに設けられたシール部材１９は、冷却室５４Ｂと圧縮機外部の雰囲気との間を遮断することでリヤハウジング１４の内部を密閉する。つまり、冷却室５４Ａ，５４Ｂは圧縮機外部の雰囲気に隣接されている。

【００５４】

従って、前記シール部材１９は、冷却室５４Ａ，５４Ｂの冷媒ガスの熱影響を大きく受ける。また、前記シール部材１９には、冷却室５４Ａ，５４Ｂと圧縮機外部の雰囲気との圧力差が作用されることとなる。

【００５５】

しかし、本実施形態においては、冷却室５４Ａ，５４Ｂとクランク室３６とが導入通路（ボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間）を介して連通されている。従って、冷却室５４Ａ，５４Ｂには、吐出室２１Ａ，２１Ｂの冷媒ガスと比較すれば低温低圧なクランク室３６の冷媒ガスが導入される。よって、前記シール部材１９の熱的負荷及び冷却室５４Ａ，５４Ｂと圧縮機外部の雰囲気との圧力差に基づく負荷を軽減することができ、該シール部材１９の耐久性を向上させることができる。

【００５６】

（２）冷却室５４Ａ，５４Ｂとクランク室３６とは、複数の導入通路（ボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間）によって連通されている。従って、冷却室５４Ａ，５４Ｂとクランク室３６との間には、複数の導入通路によって冷媒ガスの循環流が形成され易くなる。よって、冷媒ガスの停滞に起因した冷却室５４Ａ，５４Ｂの室温上昇を回避することができ、前記シール部材１９の熱的負荷をさらに軽減することができる。

【００５７】

（３）ボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間を導入通路として利用した。従って、この導入通路を設けるための加工を省くことができ、コストダウンを図ることが可能となる。

【００５８】

（４）冷却室５４Ａ，５４Ｂは、それぞれ対応する吐出室２１Ａ，２１Ｂの周りにおいて無端環状に形成されている。従って、この環状に沿って冷却室５４Ａ，５４Ｂ内を冷媒ガスが循環し易くなる。よって、冷媒ガス流の停滞により冷却室５４Ａ，５４Ｂの一部の箇所における室温が突出して高くなることが抑制され、冷却室５４Ａ，５４Ｂの冷媒ガスによる熱負荷は、前記シール部材１９のシール領域の全域に渡って均等に負荷されることとなる。その結果、前記シール部材１９のシール性能の低下を、該シール部材１９のシール領域の全域に亘ってより均等に防止することができる。

【００５９】

（５）吸入室２２と前側の圧縮室４０Ａとの間のガス通路（吸入室２２と圧縮室４０Ａとを連通する吸入通路）を構成する軸内通路４５の長さは、吸入室２２と後側の圧縮室４０Ｂとの間のガス通路を構成する軸内通路４５の長さに比べて長い。つまり、吸入室２２か

らの距離が、圧縮室４０Ｂよりも圧縮室４０Ａの方が遠くなっている。従って、前記「従来の技術」欄においても述べたように、前側の圧縮室４０Ａにおいては、吸入する冷媒ガスが不足して圧縮比が増大し、吐出室２１Ａへ吐出される冷媒ガスの温度が後側の圧縮室４０Ｂから吐出室２１Ｂへ吐出される冷媒ガスと比べて上昇する。

【００６０】

しかし、本実施形態においては、フロントハウジング１３に形成した冷却室５４Ａにより、リテーナ形成板１５Ａの前面１８Ａに設けたシール部材１９は吐出室２１Ａの高温高圧な冷媒ガスに曝されることがなくなる。従って、前記シール部材１９の熱的負荷及び圧力差に基づく負荷を軽減して、該シール部材１９の耐久性を向上させることができる。

【００６１】

特に本実施形態のように、リヤハウジング１４に設けられた吸入室２２、及び、ロータリバルブ５０Ａ，５０Ｂを用いた吸入弁装置４９Ａ，４９Ｂを備えた構成では、前後の圧縮室４０Ａ，４０Ｂで前記ガス通路の長さに差が生じることとなるため、前述の効果は特に有効である。

【００６２】

（第２実施形態）

次に、車両空調装置における冷媒循環回路を構成するとともに、片頭型のピストンを備えた可変容量型のピストン式圧縮機（以下単に圧縮機とする）において本発明を具体化した第２実施形態を、図３を用いて説明する。なお、図３の左方を圧縮機の前方とし右方を後方とする。

【００６３】

本実施形態では、圧縮機のハウジングは、ハウジング構成体として、前方より、フロントハウジング６１、シリンダブロック６２、弁・ポート形成体６３、及び、リヤハウジング（シリンダヘッド）６４を備えている。クランク室６７は、フロントハウジング６１とシリンダブロック６２との間に区画形成されている。回転軸６８は、クランク室６７を挿通するようにして、フロントハウジング６１とシリンダブロック６２との間で回転可能に架設支持されている。回転軸６８は、エンジンＥｇに作動連結されている。

【００６４】

シリンダボア６９は、前記シリンダブロック６２において回転軸６８の軸線Ｌ周りに複数（図３には一つのみ示す）が貫設形成されている。片頭型のピストン７０は各シリンダボア６９に収容されている。シリンダボア６９においてピストン７０と弁・ポート形成体６３との間に区画された空間が冷媒ガスを圧縮するための圧縮室となる。クランク室６７には、回転軸６８の回転運動をピストン７０の往復運動に変換するカム体（斜板８６）を有するクランク機構７１が収容されている。

【００６５】

吸入室７４、及び、吐出室７５は、前記弁・ポート形成体６３とリヤハウジング６４との間にぞれぞれ区画形成されている。吸入室７４、及び、吐出室７５は、弁・ポート形成体６３の後面６３ａと、該後面６３ａに当接するリヤハウジング６４の端面６４ａとが接合されることによって区画形成されている。吐出室７５は、リヤハウジング６４の中心部に配置された吸入室７４の外周を取り囲むようにして該吸入室７４に隣接した状態で環状に設けられている。

【００６６】

なお、前記弁・ポート形成体６３の前後面には、これら各面に当接されるシリンダブロック６２、及び、リヤハウジング１４の各端面との僅かな隙間を封止するためのシール部材６５が設けられている。

【００６７】

前記吸入室７４の冷媒ガスは、ピストン７０の上死点側から下死点側への移動により、弁・ポート形成体６３に設けられた吸入ポート７６及び吸入弁７７を介してシリンダボア６９に吸入される。シリンダボア６９に吸入された冷媒ガスは、ピストン７０の下死点側から上死点側への移動により、所定の圧力となるまで圧縮された後、弁・ポート形成体６３

に設けられた吐出ポート７８及び吐出弁７９を介して吐出室７５に吐出される。なお、図３において、吐出弁７９の開度を規制するリテーナの図示は省略されている。

【００６８】

本実施形態の圧縮機は、ピストン７０のストローク量、即ち、吐出容量を変更可能な構成とされている。即ち、給気通路８２は吐出室７５とクランク室６７とを連通する。抽気通路８３はクランク室６７と吸入室７４とを連通する。容量制御弁８４は電磁弁よりなり、給気通路８２上に配設されている。容量制御弁８４は、給気通路８２を開閉する弁体８４ａと、励磁・消磁に基づいて弁体８４ａを動作させるソレノイド８４ｂとを備えている。

【００６９】

そして、前記容量制御弁８４が給気通路８２の開度を変更することで、クランク室６７への高圧な吐出冷媒ガスの導入量が変更され、シリンダボア６９からの冷媒ガス漏出量、及び抽気通路８３を介した吸入室７４への冷媒ガスの逃がし量との関係から、クランク室６７の圧力（クランク圧）が変更される。即ち、クランク室６７の圧力の大きさは、容量制御弁８４によって、吸入室７４の圧力と吐出室７５との圧力との間で増減変更される。

【００７０】

前記クランク機構７１は、ヒンジ機構８５を介して回転軸６８に一体回転可能かつ傾動可能に作動連結された斜板（カム体）８６を有しており、前述のクランク圧の変更により、該クランク圧とシリンダボア６９の圧力とのピストン７０を介した差が変更され、斜板８６の傾斜角度（斜板傾角）が変更される。斜板８６の外周部はシュー８７を介してピストン７０に作動連結されており、前記斜板傾角の変更の結果、ピストン７０のストローク量が変更されて、圧縮機の吐出容量が調節される。クランク圧が上昇されると前記斜板傾角が小さくなって吐出容量が小さくなる。逆にクランク圧が低減されると前記斜板傾角が大きくなって吐出容量が大きくなる。

【００７１】

前記弁・ポート形成体６３とリヤハウジング６４との間には、吐出室７５に隣接しかつ該吐出室７５の外周を取り囲むようにして冷却室８８が区画形成されている。冷却室８８は、弁・ポート形成体６３の後面６３ａと、該後面６３ａに当接するリヤハウジング６４の端面６４ａとが接合されることによって区画形成されている。弁・ポート形成体６３の後面に設けられたシール部材６５は、冷却室８８と圧縮機外部の雰囲気（大気）との間を遮断することでリヤハウジング６４の内部を密閉する。なお、冷却室８８は、吸入室７４と隔離されている。

【００７２】

冷却室８８は、吐出室７５の周りにおいて無端環状に形成されている。冷却室８８は、シリンダブロック６２及び弁・ポート形成体６３を貫通するようにして回転軸６８の軸線Ｌ周りに複数（図３では一つのみ図示）設けられた導入通路８９を介してクランク室６７と連通されている。

【００７３】

本実施形態では、クランク室６７の圧力の大きさは、容量制御弁８４によって、圧縮機外部の雰囲気よりも高い吸入室７４の圧力と吐出室７５の圧力との間で増減変更される。従ってクランク室６７は、容量制御弁８４によってその圧力が吐出室７５の圧力と同様の高い圧力状態とされない限り、吐出室７５よりも低い圧力状態が維持されることとなる。

【００７４】

つまり本実施形態においても前記第１実施形態と同様に、吐出室７５に隣接しかつ吐出室７５の外周を取り囲んで形成され、圧縮機外部の雰囲気に隣接された冷却室８８が設けられることで、前記シール部材６５の熱的負荷及び冷却室８８と圧縮機外部の雰囲気との圧力差に基づく負荷を軽減することができる。従って、前記シール部材６５の耐久性を向上させることができる。

【００７５】

本実施形態では、上述した本実施形態の効果の他に、前記第１実施形態の（２）及び（４）と同様の効果を得ることができる。

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で例えば以下の態様でも実施できる。

【００７６】

○　前記第１実施形態において、ロータリバルブ５０Ａ，５０Ｂを有する吸入弁装置４９Ａ，４９Ｂに代えて、リード弁を有する吸入弁装置を用いてもよい。

○　前記第１実施形態では、クランク室３６と隔離してリヤハウジング１４内に吸入室２２を設け、該吸入室２２を介して各圧縮室４０Ａ，４０Ｂに冷媒ガスを導入するようにした。これに代えて、クランク室３６を、外部から冷媒ガスが導入される吸入室として兼用し、このクランク室３６からリヤハウジング１４内を経由することなく冷媒ガスを各圧縮室４０Ａ，４０Ｂに導入するようにしてもよい。この場合、例えば、図４に示すように構成する。なお、図４において前記第１実施形態と同様の構成部材には、前記第１実施形態と同じ符号が用いてある。

【００７７】

シリンダブロック１１Ａには、前記外部冷媒回路からクランク室３６に冷媒ガスを導入するための連通孔９０が形成されている。この構成においては、前記第１実施形態とは異なりリヤハウジング１４内に吸入室２２が設けられていない。

【００７８】

回転軸３１には、該回転軸３１の外周面上において略有底円筒状のロータリバルブ９１Ａ，９１Ｂが止着されている。ロータリバルブ９１Ａは、フロント側の圧縮室４０Ａに適用される吸入弁装置９２Ａを構成し、ロータリバルブ９１Ｂは、リヤ側の圧縮室４０Ｂに適用される吸入弁装置９２Ｂを構成する。

【００７９】

ロータリバルブ９１Ａ，９１Ｂは、軸孔３２Ａ，３２Ｂ内に摺動回転可能に収容されている。ロータリバルブ９１Ａ，９１Ｂに形成された導入孔４８Ａ，４８Ｂは、クランク室３６に連通している。導入孔４８Ａは、回転軸３１の回転に伴って、クランク室３６と吸入孔４７Ａとを間欠的に連通し、導入孔４８Ｂは、回転軸３１の回転に伴って、クランク室３６と吸入孔４７Ｂとを間欠的に連通する。クランク室３６の冷媒ガスは、導入孔４８Ａ，４８Ｂを経由して吸入行程にある圧縮室４０Ａ，４０Ｂに吸入される。

【００８０】

この構成によれば、例えば、外部冷媒回路からクランク室３６に導入した冷媒ガスを、シリンダヘッド内を経由して圧縮室４０Ａ，４０Ｂに導入するようにした態様と比較して、クランク室３６から圧縮室４０Ａ，４０Ｂまでのガス経路を短くすることが容易となる。

【００８１】

なお、吸入室はクランク室３６が兼ねているため、圧縮室４０Ａ，４０Ｂから漏出したブローバイガス等の影響により、前記吸入室の圧力は、例えば吸入室がクランク室３６と隔離された態様における吸入室の圧力よりも高くなりがちとなる。従って、クランク室３６と連通された冷却室５４Ａ，５４Ｂの圧力を、吐出室２１Ａ，２１Ｂの圧力に近づけることが容易となり、冷却室５４Ａ，５４Ｂと吐出室２１Ａ，２１Ｂとの圧力差に基づくシール部材１９の負荷を軽減することが容易となる。

【００８２】

○　前記第１実施形態では、ボルト挿通孔１７の内周面と通しボルト１６の外周面との隙間を導入通路として利用したが、これに限定されない。クランク室３６と各冷却室５４Ａ，５４Ｂとを連通する導入通路を、ボルト挿通孔１７と別個に設けてもよい。

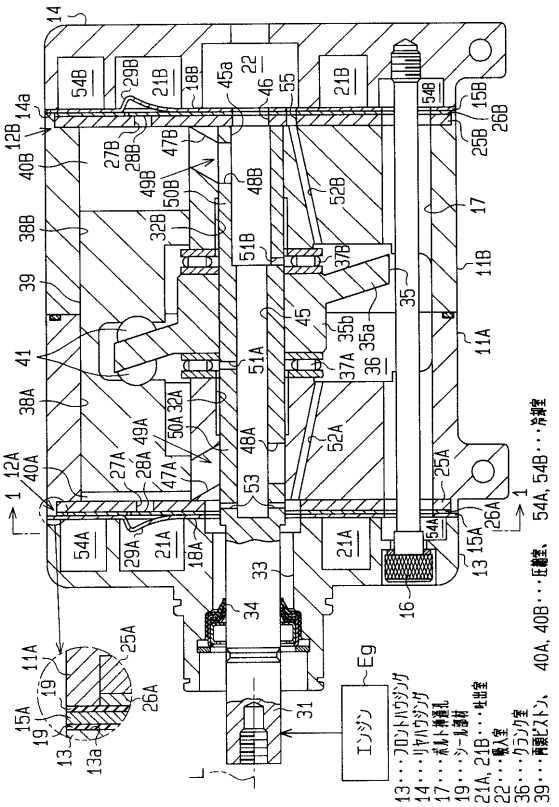
【００８３】

○　前記第１実施形態において、冷却室５４Ａ，５４Ｂの一方を省略してもよい。

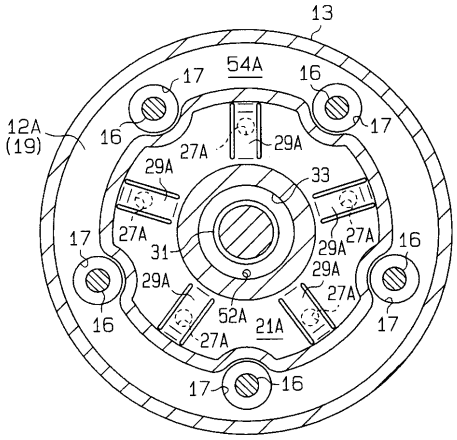
○　前記第２実施形態において、導入通路８９を省略し、給気通路８２上において容量制御弁８４とクランク室６７との間に、冷却室８８を介在させるようにしてもよい。給気通路８２における容量制御弁８４の弁体８４ａ近傍部分を絞りとして機能するものとした場合、容量制御弁８４よりも下流側の給気通路８２内をクランク圧とほぼ同様の圧力状態とすることが可能である。つまりこの場合、容量制御弁８４よりも下流側の給気通路８２上に設けられた冷却室８８は、クランク圧状態となる。この構成においては、冷却室８８よ

りも下流側の給気通路８２が導入通路として機能する。
【００８４】
○　冷却室５４Ａ，５４Ｂ，８８は、必ずしも無端環状でなくてもよい。
○　導入通路を一つのみ設けた構成としてもよい。
○　ワッブルタイプの容量可変型圧縮機において本発明を適用してもよい。
【００８５】
○　斜板に代えてウエーブカムをカム体として用いた、ウエーブカムタイプのピストン式圧縮機において本発明を適用してもよい。
【００８６】
【発明の効果】
以上詳述したように、請求項１～７に記載の発明によれば、ピストン式圧縮機において、シリンダヘッドの内部を密閉するシール部材の負荷を軽減することが可能となる。
【図面の簡単な説明】
【図１】第１実施形態のピストン式圧縮機の概要を示す断面図。
【図２】図１の１－１線における断面図。
【図３】第２実施形態のピストン式圧縮機の概要を示す断面図。
【図４】別例のピストン式圧縮機の概要を示す断面図。
【図５】従来の技術のピストン式圧縮機の概要を示す断面図。
【符号の説明】
１１Ａ，１１Ｂ…圧縮機のハウジングを構成するハウジング構成体としてのシリンダブロック、１３…同じくフロント側のシリンダヘッドとしてのフロントハウジング、１４…同じくリヤ側のシリンダヘッドとしてのリヤハウジング、１６…通しボルト、１７…導入通路を構成するボルト挿通孔、１９…シール部材、２１Ａ，２１Ｂ…吐出室、２２…吸入室、３１…回転軸、３５…カム体、３６…クランク室、３９…両頭ピストン、４０Ａ，４０Ｂ…圧縮室、４５…ガス通路（吸入通路）を構成する軸内通路、４６…ガス通路（吸入通路）を構成する連通孔、４７Ａ，４７Ｂ…ガス通路を構成する吸入孔、４８Ａ，４８Ｂ…ガス通路を構成する導入孔、４９Ａ，４９Ｂ…吸入弁装置、５０Ａ，５０Ｂ…ロータリバルブ、５４Ａ，５４Ｂ…冷却室、６１…圧縮機のハウジングを構成するハウジング構成体としてのフロントハウジング（第２実施形態）、６２…同じくシリンダブロック、６３…同じく弁・ポート形成体、６４…同じくシリンダヘッドとしてのリヤハウジング（第２実施形態）、６５…シール部材（第２実施形態）、６７…クランク室（第２実施形態）、６８…回転軸（第２実施形態）、７０…ピストン（第２実施形態）、７４…吸入室（第２実施形態）、７５…吐出室（第２実施形態）、８６…カム体としての斜板（第２実施形態）、８８…冷却室（第２実施形態）、８９…導入通路（第２実施形態）、９１Ａ，９１Ｂ…ロータリバルブ（別例）、９２Ａ，９２Ｂ…吸入弁装置（別例）。

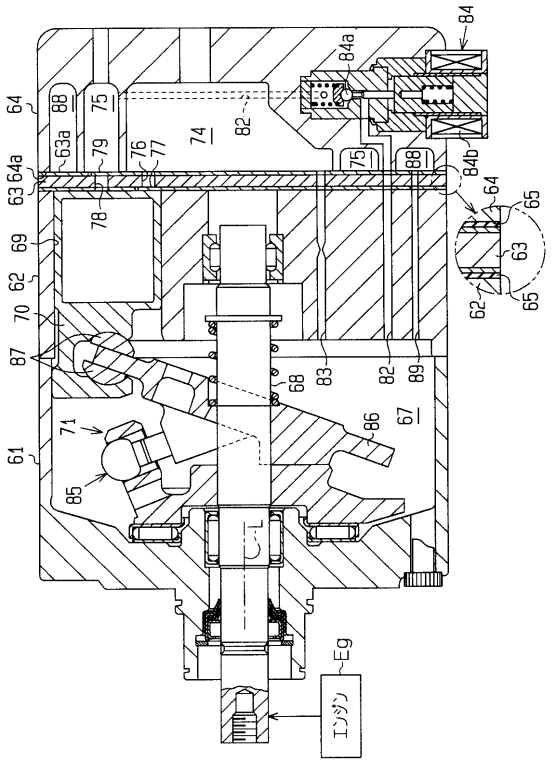
【図１】



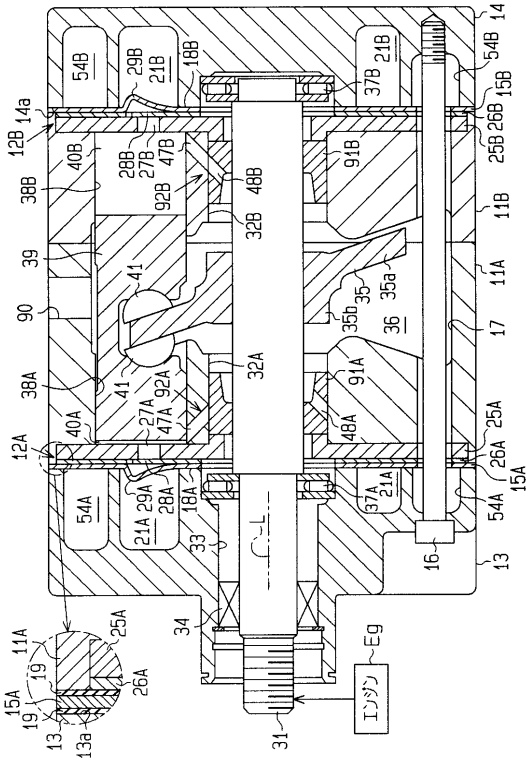
【図２】



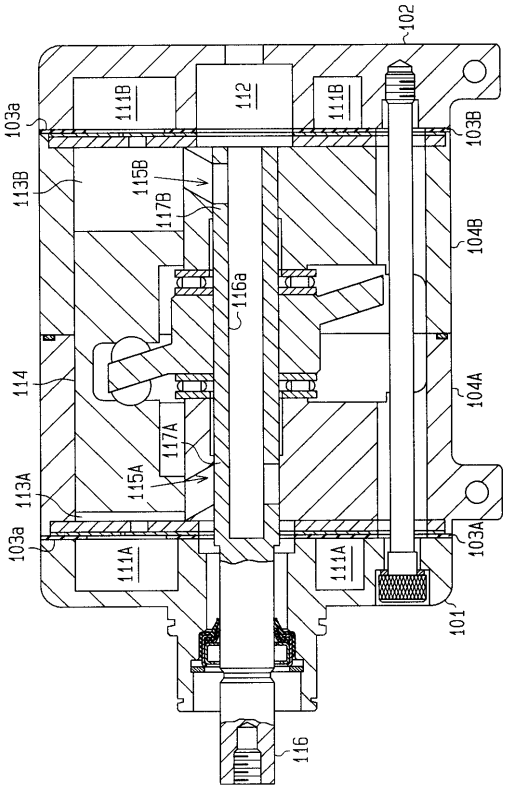
【図３】



【図４】



【図５】


102
103a
111B
112
111B
103B
113B
115B
117B
104B
116a
114
104A
117A
115A
113A
103a
111A
111A
103A
101
116

フロントページの続き

(72)発明者　坂野　誠俊
愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内
(72)発明者　近藤　淳
愛知県刈谷市豊田町２丁目１番地　株式会社　豊田自動織機　内

審査官　尾崎　和寛

(56)参考文献　実開平２－１０７７７３（ＪＰ，Ｕ）
特開平１０－１９６５３６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F04B　39/00
F04B　27/08 ～ 27/14