(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2013-139729
(P2013-139729A)
(43)公開日　平成25年7月18日(2013.7.18)

(51)Int.Cl.		F I			テーマコード（参考）
F04C 18/32	(2006.01)	F04C	18/32		3H129
F04C 23/00	(2006.01)	F04C	23/00	F	
F04C 29/02	(2006.01)	F04C	29/02	311B	

審査請求 未請求　請求項の数 10　ＯＬ　（全 29 頁）

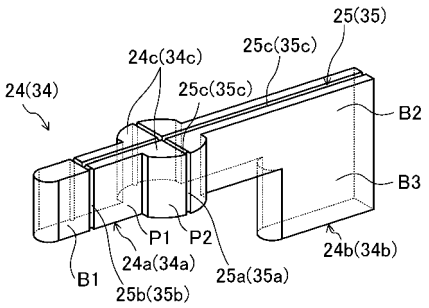
(21)出願番号　特願2011-289834 (P2011-289834)
(22)出願日　平成23年12月28日 (2011.12.28)

(71)出願人　000002853
ダイキン工業株式会社
大阪府大阪市北区中崎西２丁目４番１２号
梅田センタービル
(74)代理人　100077931
弁理士　前田　弘
(74)代理人　100110939
弁理士　竹内　宏
(74)代理人　100110940
弁理士　嶋田　高久
(74)代理人　100113262
弁理士　竹内　祐二
(74)代理人　100115059
弁理士　今江　克実

最終頁に続く

(54)【発明の名称】回転式圧縮機

(57)【要約】
【課題】外周側から内周側へ３室以上のシリンダ室（C1，C2，C3，C4）を有する揺動ピストン式圧縮機において、油溜まり等の給油源からシリンダ及びピストンとブレード（24，34）との間の摺動部の全体に油を供給できるようにして、給油量不足が生じないようにする。
【解決手段】圧縮機構に潤滑油が導入される油供給源を形成する。ブレード（24，34）には、ブレード部（24a，24b，34a，34b）とシリンダ（21，31）または環状ピストン（22，31）と間に形成されるブレード部摺動面（P1）と、揺動ブッシュ部（24c，34c）と環状ピストン（22，31）またはシリンダ（21，31）との間に形成されるブッシュ部摺動面（P2）に、油供給源から油を供給する油供給通路（25，35）を形成する。
【選択図】図５



【特許請求の範囲】
【請求項１】
シリンダ（21，31）と、該シリンダ（21，31）内で偏心回転動作をする環状ピストン（22，31）と、該シリンダ（21，31）と環状ピストン（22，31）との間で径方向の内側端及び外側端とその中間部に形成された複数のシリンダ室（C1，C2，C3，C4）と、シリンダ（21，31）に対して径方向へ摺動可能なブレード部（24a，24b，34a，34b）と環状ピストン（22，31）が揺動動作な揺動ブッシュ部（24c，34c）とを有するブレード（24，34）とを有する圧縮機構（40）と、該圧縮機構（40）が収納されるケーシング（10）とを備えた回転式圧縮機であって、
上記圧縮機構（40）には、潤滑油が導入される油供給源（28，38）が形成され、
上記ブレード（24，34）には、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）とシリンダ（21，31）または環状ピストン（22，31）と間に形成されるブレード部摺動面（P1）と、上記揺動ブッシュ部（24c，34c）と環状ピストン（22，31）またはシリンダ（21，31）との間に形成されるブッシュ部摺動面（P2）に、上記油供給源（28，38）から油を供給する油供給通路（25，35）が形成されていることを特徴とする回転式圧縮機。
【請求項２】
請求項１において、
上記油供給源（28，38）は、上記ブレード（24，34）における圧縮機構（40）の径方向外側端を受け入れるように形成された後端部油供給源（28a，38a）であり、
上記油供給通路（25，35）は、上記後端部油供給源（28a，38a）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路であることを特徴とする回転式圧縮機。
【請求項３】
請求項２において、
上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記後端部油供給源（28a，38a）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の表面に形成された連通溝（25c，35c）とを有していることを特徴とする回転式圧縮機。
【請求項４】
請求項２において、
上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記後端部油供給源（28a，38a）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の内部に形成された連通路（25d，35d）とを有していることを特徴とする回転式圧縮機。
【請求項５】
請求項１において、
上記油供給源（28，38）は、上記環状ピストン（22，31）を駆動する駆動軸の周囲の油を上記ブレード（24，34）の中間位置との接触部に保持する中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）であり、
上記油供給通路（25，35）は、上記中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路であることを特徴とする回転式圧縮機。
【請求項６】
請求項５において、
上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に供給されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記中間部油供給源（28b，28c，38b

，38c）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の表面に形成された連通溝（28b）とを有していることを特徴とする回転式圧縮機。

【請求項７】

請求項３，４，または６において、

上記ブレード部摺動面（P1）には、上記ブレード部給油溝（25b，35b）と対向するとともに該ブレード部給油溝（25b，35b）と連通するようにシリンダ（21，31）または環状ピストン（22，31）にブレード部連通溝（29a，39a）が形成され、

上記ブッシュ部摺動面（P2）には、上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）と対向するとともに該ブッシュ部給油溝（25a，35b）と連通するように環状ピストン（22，31）またはシリンダ（21，31）にブッシュ部連通溝（29b，39b）が形成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

【請求項８】

請求項１から７の何れか１つにおいて、

上記ブレード（24，34）は、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが一体的に構成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

【請求項９】

請求項１から７の何れか１つにおいて、

上記ブレード（24，34）は、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが別部材により構成され、

上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）との間の摺動面には、上記油供給通路（25，35）から該摺動面に油を導入する分岐油通路（25e，35e）が形成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

【請求項１０】

請求項１から９の何れか１つにおいて、

上記シリンダ室（C1，C2，C3，C4）は、径方向内周側から外周側に向かって順に形成された最内側シリンダ室（23a,33a）、内側シリンダ室（23b,33b）及び外側シリンダ室（23c,33c）と、外側シリンダ室（23c,33c）の径方向外周側に位置する最外側シリンダ室（23db,33d）を含み、

上記シリンダ（21，31）は、上記駆動軸の回転中心を中心として同心上に配置された内側シリンダ部（21a，31a）、外側シリンダ部（21b，31b）及び最外側シリンダ部（21c，31c）を有し、

上記ピストンは、上記駆動軸に形成されている偏心部と同一中心上に配置された環状の内側ピストン部及び外側ピストン部を有するとともに、該ピストンの鏡板部が両ピストン部と同心上に配置され、

上記内側ピストン部が内側シリンダ部（21a，31a）の内径側に配置されるとともに、外側ピストン部が内側シリンダ部（21a，31a）と外側シリンダ部（21b，31b）の間に配置され、

内側ピストン部の外周面と内側シリンダ部（21a，31a）の内周面との間に上記最内側シリンダ室（23a,33a）が形成され、

内側シリンダ部（21a，31a）の外周面と外側ピストン部の内周面との間に上記内側シリンダ室（23b,33b）が形成され、

外側ピストン部の外周面と外側シリンダ部（21b，31b）の内周面との間に上記外側シリンダ室（23c,33c）が形成され、

上記鏡板部の外周面と最外側シリンダ部（21c，31c）の内周面との間に上記最外側シリンダ室（23db,33d）が形成され、

上記ブレード（24，34）は、上記外側ピストン部に揺動可能に連結される上記揺動ブッシュ部（24c，34c）と、該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向内側に位置して上記最内側シリンダ室（23a,33a）と内側シリンダ室（23b,33b）を吸入側と吐出側に区画する内側ブレード部（24a，24b，34a，34b）と、該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向外側に位

置して上記外側シリンダ室（23c,33c）を吸入側と吐出側に区画する外側第１ブレード部（24a，24b，34a，34b）と、該該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向外側に位置して上記最外側シリンダ室（23db,33d）を吸入側と吐出側に区画する外側第２ブレード部（24a，24b，34a，34b）とを備え、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）が内側ブレード部（24a，24b，34a，34b）と第１ブレード部（24a，24b，34a，34b）と第２ブレード部（24a，24b，34a，34b）とから構成されていることを特徴とする回転式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、偏心回転型の圧縮機構を有する回転式圧縮機に関し、特に、シリンダが有する環状のシリンダ室の内部に環状ピストンを配置することにより、圧縮機構に複数のシリンダ室が形成された回転式圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【０００２】

従来より、シリンダが有する環状のシリンダ室の内部に環状ピストンを配置することにより、圧縮機構に複数のシリンダ室が形成された回転式圧縮機が提案されている（例えば、特許文献１，２参照）。特許文献１の圧縮機では、シリンダ室は、環状ピストンの内側と外側に２室形成されている。また、特許文献２の圧縮機では、シリンダ室は、３室形成されている。

【０００３】

ところで、一般に、冷凍サイクルにおいて、圧縮行程の圧縮段数を増やせばサイクル効率が向上する。そこで、上記特許文献１の圧縮機を２段圧縮冷凍サイクルに用いたり、特許文献２の圧縮機を３段圧縮冷凍サイクルに用いたりするために、特許文献３には、シリンダに、環状ピストンの有する鏡板部を偏心回転運動可能に収納する鏡板収納空間を設け、シリンダとピストンの間の空間を主シリンダ室にする一方で鏡板収納空間を副シリンダ室にすることにより、シリンダ室の数を増やせるようにすることが開示されている。

【０００４】

具体的には、環状ピストンの鏡板の上面の３室と外周面の１室とから４室のシリンダ室が形成されている。この圧縮機構には、これらの４室を高圧側と低圧側を仕切るように形成されたブレードが設けられている。このブレードは、揺動ピストンに対して揺動可能な揺動ブッシュ部と、揺動ブッシュ部に対して圧縮機構の径方向内側に位置するとともに最内側シリンダ室と内側シリンダ室を吸入側と吐出側に区画する内側ブレード部と、揺動ブッシュ部の径方向外側に位置して外側シリンダ室を吸入側と吐出側に区画する外側第１ブレード部と、該揺動ブッシュ部の径方向外側に位置して最外側シリンダ室を吸入側と吐出側に区画する外側第２ブレード部とが一体に形成されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特開２００７－１１３４９３号公報

【特許文献２】特開２００６－３０７７６２号公報

【特許文献３】特開２０１１－１９６２７０号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

特許文献３の圧縮機では、シリンダにおける上記ブレードの背面（径方向外周端）側の位置に油溜まりを設けて、この油溜まりに高圧の冷凍機油を導入し、この油溜まりから圧力差を利用して各シリンダ室へ油を供給することができると考えられる。

【０００７】

しかしながら、上記構成では、外周側のシリンダ室にまず油が流れ込んでしまうため、外周側の摺動部には油を供給できるが、環状ピストンと揺動ブッシュの間の摺動部や、内

周側の摺動部には油が供給されないおそれがある。そうすると、上記ブッシュの内周側の摺動部における潤滑性能が低下してしまうことになる。この問題は、シリンダ室を４室有する圧縮機に限らず、内周側と外周側の間に３室以上のシリンダ室を有する揺動ピストン式の圧縮機において生じるおそれのある問題である。

【０００８】

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたものであり、その目的は、外周側と内周側の間に３室以上のシリンダ室を有する揺動ピストン式圧縮機において、油溜まり等の給油源からシリンダ及びピストンとブレードとの間の摺動部の全体に油を供給できるようにして、給油量不足が生じないようにすることである。

【課題を解決するための手段】

【０００９】

第１の発明は、シリンダ（21，31）と、該シリンダ（21，31）内で偏心回転動作をする環状ピストン（22，31）と、該シリンダ（21，31）と環状ピストン（22，31）との間で径方向の内側端及び外側端とその中間部に形成された複数のシリンダ室（C1，C2，C3，C4）と、シリンダ（21，31）に対して径方向へ摺動可能なブレード部（24a，24b，34a，34b）と環状ピストン（22，31）が揺動動作な揺動ブッシュ部（24c，34c）とを有するブレード（24，34）とを有する圧縮機構（40）と、該圧縮機構（40）が収納されるケーシング（10）とを備えた回転式圧縮機を前提としている。

【００１０】

そして、この回転式圧縮機構（40）は、上記圧縮機構（40）に、潤滑油が導入される油供給源（28）が形成され、上記ブレード（24，34）には、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）とシリンダ（21，31）または環状ピストン（22，31）と間に形成されるブレード部摺動面（P1）と、上記揺動ブッシュ部（24c，34c）と環状ピストン（22，31）またはシリンダ（21，31）との間に形成されるブッシュ部摺動面（P2）に、上記油供給源（28）から油を供給する油供給通路（25，35）が形成されていることを特徴としている。

【００１１】

この第１の発明では、圧縮機構（40）に設けられる油供給源（28）に潤滑油が供給される。この潤滑油は、ブレード（24，34）に形成されている油供給通路（25，35）を通って、上記ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給される。

【００１２】

第２の発明は、第１の発明において、上記油供給源（28）は、上記ブレード（24，34）における圧縮機構（40）の径方向外側端を受け入れるように形成された後端部油供給源（28a，38a）（28）であり、上記油供給通路（25，35）は、上記後端部油供給源（28a，38a）（28）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路であることを特徴としている。

【００１３】

この第２の発明では、ブレード（24，34）の径方向外側端において圧縮機構（40）に設けられる後端部油供給源（28a，38a）から、潤滑油が油供給通路（25，35）を通ってブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給される。

【００１４】

第３の発明は、第２の発明において、上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記後端部油供給源（28a，38a）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の表面に形成された連通溝（25c，35c）とを有していることを特徴としている。

【００１５】

この第３の発明では、潤滑油は、後端部油供給源（28a，38a）からブレード（24，34）の表面の連通溝（25c，35c）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入する。したがって、潤滑油はブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺

動面（P2）に供給されることになる。

【００１６】

第４の発明は、第２の発明において、上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記後端部油供給源（28a，38a）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の内部に形成された連通路（25d，35d）とを有していることを特徴としている。

【００１７】

この第４の発明では、潤滑油は、後端部油供給源（28a，38a）からブレード（24，34）の内部の連通路（25d，35d）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入する。したがって、潤滑油はブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されることになる。

【００１８】

第５の発明は、第１の発明において、上記油供給源（28）は、上記環状ピストン（22，31）を駆動する駆動軸の周囲の油を上記ブレード（24，34）の中間位置との接触部に保持する中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）であり、上記油供給通路（25，35）は、上記中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路であることを特徴としている。

【００１９】

この第５の発明では、潤滑油は、ブレード（24，34）の中間位置において圧縮機構（40）に設けられる昼間部油供給源（28）から、潤滑油が油供給通路（25，35）を通ってブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給される。

【００２０】

第６の発明は、第５の発明において、上記油供給通路（25，35）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に供給されたブッシュ部給油溝（25a，35b）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）の径方向内側端部に形成されたブレード部給油溝（25b，35b）と、上記中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）と上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）及びブレード部給油溝（25b，35b）とを連通するように上記ブレード（24，34）の表面に形成された連通溝（25c，35c）とを有していることを特徴としている。

【００２１】

この第６の発明では、潤滑油は、中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）からブレード（24，34）の表面に形成された連通溝（25c，35c）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入する。したがって、潤滑油はブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されることになる。

【００２２】

第７の発明は、第３，第４又は第６の発明において、上記ブレード部摺動面（P1）には、上記ブレード部給油溝（25b，35b）と対向するとともに該ブレード部給油溝（25b，35b）と連通するようにシリンダ（21，31）または環状ピストン（22，31）にブレード部連通溝（29a，39a）が形成され、上記ブッシュ部摺動面（P2）には、上記ブッシュ部給油溝（25a，35b）と対向するとともに該ブッシュ部給油溝（25a，35b）と連通するように環状ピストン（22，31）またはシリンダ（21，31）にブッシュ部連通溝（29b，39b）が形成されていることを特徴としている。

【００２３】

この第７の発明では、油供給源（28）からブレード部給油溝（25b，35b）に供給された潤滑油はブレード部連通溝（29a，39a）に入り、ブレード部摺動面（P1）に広がる。また、油供給源（28）からブッシュ部給油溝（25a，35b）に供給された潤滑油はブッシュ部連通溝（29b，39b）に入り、ブッシュ部摺動面（P2）に広がる。このようにして、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）が潤滑される。

【００２４】

第８の発明は、第１から第７の発明の何れか１つにおいて、上記ブレード（24，34）は、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが一体的に構成されていることを特徴としている。

【００２５】

この第８の発明では、ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが一体に形成されたブレード（24，34）を用いる構成において、油供給源（28）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油が確実に供給される。

【００２６】

第９の発明は、第１から第７の何れか１つの発明において、上記ブレード（24，34）は、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが別部材により構成され、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）との間の摺動面には、上記油供給通路（25，35）から該摺動面に油を導入する分岐油通路（25e，35e）が形成されていることを特徴としている。

【００２７】

この第９の発明では、ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが別部材により形成されたブレード（24，34）を用いる構成において、油供給源（28）から、分岐油通路（25e，35e）を含む油供給通路（25，35）を介して、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油が確実に供給される。

【００２８】

第１０の発明は、第１から第９の何れか１つの発明において、上記シリンダ室（C1，C2，C3，C4）は、径方向内周側から外周側に向かって順に形成された最内側シリンダ室（23a,33a）、内側シリンダ室（23b,33b）及び外側シリンダ室（23c,33c）と、外側シリンダ室（23c,33c）の径方向外周側に位置する最外側シリンダ室（23db,33d）を含み、上記シリンダ（21，31）は、上記駆動軸の回転中心を中心として同心上に配置された内側シリンダ部（21a，31a）、外側シリンダ部（21b，31b）及び最外側シリンダ部（21c，31c）を有し、上記ピストンは、上記駆動軸に形成されている偏心部と同一中心上に配置された環状の内側ピストン部及び外側ピストン部を有するとともに、該ピストンの鏡板部が両ピストン部と同心上に配置され、上記内側ピストン部が内側シリンダ部（21a，31a）の内径側に配置されるとともに、外側ピストン部が内側シリンダ部（21a，31a）と外側シリンダ部（21b，31b）の間に配置され、内側ピストン部の外周面と内側シリンダ部（21a，31a）の内周面との間に上記最内側シリンダ室（23a,33a）が形成され、内側シリンダ部（21a，31a）の外周面と外側ピストン部の内周面との間に上記内側シリンダ室（23b,33b）が形成され、外側ピストン部の外周面と外側シリンダ部（21b，31b）の内周面との間に上記外側シリンダ室（23c,33c）が形成され、上記鏡板部の外周面と最外側シリンダ部（21c，31c）の内周面との間に上記最外側シリンダ室（23db,33d）が形成され、上記ブレード（24，34）は、上記外側ピストン部に揺動可能に連結される上記揺動ブッシュ部（24c，34c）と、該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向内側に位置して上記最内側シリンダ室（23a,33a）と内側シリンダ室（23b,33b）を吸入側と吐出側に区画する内側ブレード部（24a，24b，34a，34b）と、該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向外側に位置して上記外側シリンダ室（23c,33c）を吸入側と吐出側に区画する外側第１ブレード部（24a，24b，34a，34b）と、該該揺動ブッシュ部（24c，34c）の径方向外側に位置して上記最外側シリンダ室（23db,33d）を吸入側と吐出側に区画する外側第２ブレード部（24a，24b，34a，34b）とを備え、上記ブレード部（24a，24b，34a，34b）が内側ブレード部（24a，24b，34a，34b）と第１ブレード部（24a，24b，34a，34b）と第２ブレード部（24a，24b，34a，34b）とから構成されていることを特徴としている。

【００２９】

この第１０の発明では、径方向内周側から外周側に向かって順に形成された最内側シリンダ室（23a,33a）、内側シリンダ室（23b,33b）及び外側シリンダ室（23c,33c）と、外側シリンダ室（23c,33c）の径方向外周側に位置する最外側シリンダ室（23db,33d）を有する圧縮機構（40）において、油供給源（28）からの油をブレード部摺動面（P1）とブッ

シュ部摺動面（P2）に供給することができる。

【発明の効果】

【００３０】

本発明によれば、圧縮機構（40）の油供給源（28）から、潤滑油が、ブレード（24，34）に形成されている油供給通路（25，35）を通ってブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されるので、潤滑油がブレード（24，34）の全体に行き渡る。したがって、３室以上が形成された揺動ピストン式圧縮機であっても、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えられる。また、圧力差が係る摺動部分に油を供給することにより、シール性能を高めることができ、ひいては圧縮機の効率も高めることができる。

【００３１】

上記第２の発明によれば、圧縮機構（40）の後端部油供給源（28a，38a）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に潤滑油が供給され、ブレード（24，34）の全体に行き渡る。したがって、３室以上が形成された揺動ピストン式圧縮機であっても、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えられる。

【００３２】

上記第３の発明によれば、潤滑油が、後端部油供給源（28a，38a）からブレード（24，34）の表面の連通溝（25c，35c）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入するので、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されることになる。したがって、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えることができ、構成が複雑になるのも抑えられる。

【００３３】

上記第４の発明によれば、潤滑油が、後端部油供給源（28a，38a）からブレード（24，34）の内部の連通路（25d，35d）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入するので、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されることになる。したがって、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えることができ、構成が複雑になるのも抑えられる。

【００３４】

上記第５の発明によれば、圧縮機構（40）の中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に潤滑油が供給され、ブレード（24，34）の全体に行き渡る。したがって、３室以上が形成された揺動ピストン式圧縮機であっても、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えられる。

【００３５】

上記第６の発明によれば、潤滑油が、中間部油供給源（28b，28c，38b，38c）からブレード（24，34）の表面の連通溝（25c，35c）を通ってブレード部給油溝（25b，35b）とブッシュ部給油溝（25a，35b）に流入するので、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されることになる。したがって、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えることができ、構成が複雑になるのも抑えられる。

【００３６】

上記第７の発明によれば、油供給源（28）からブレード部給油溝（25b，35b）に供給された潤滑油はブレード部連通溝（29a，39a）に入り、ブレード部摺動面（P1）に広がってブレード部摺動面（P1）が潤滑される。また、油供給源（28）からブッシュ部給油溝（25a，35b）に供給された潤滑油はブッシュ部連通溝（29b，39b）に入り、ブッシュ部摺動面（P2）に広がってブッシュ部摺動面（P2）が潤滑される。ブレード部連通溝（29a，39a）とブッシュ部連通溝（29b，39b）を設けたことにより、ブレード部摺動面（P1）とブッシ

ュ部摺動面（P2）の潤滑性能を安定させることができる。

【００３７】

上記第８の発明によれば、ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが一体に形成されたブレード（24，34）を用いる構成において、油供給源（28）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油を供給することができ、十分な潤滑性能を得ることができる。

【００３８】

上記第９の発明によれば、ブレード部（24a，24b，34a，34b）と揺動ブッシュ部（24c，34c）とが別部材により形成されたブレード（24，34）を用いる構成において、油供給源（28）から、分岐油通路（25e，35e）を含む油供給通路（25，35）を介して、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油を供給することができ、十分な潤滑性能を得ることができる。

【００３９】

上記第１０の発明によれば、径方向内周側から外周側に向かって順に形成された最内側シリンダ室（23a,33a）、内側シリンダ室（23b,33b）及び外側シリンダ室（23c,33c）と、外側シリンダ室（23c,33c）の径方向外周側に位置する最外側シリンダ室（23db,33d）を有する圧縮機構（40）において、油供給源（28）から、潤滑油が、ブレード（24，34）に形成されている油供給通路（25，35）を通ってブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されるので、潤滑油がブレード（24，34）の全体に行き渡る。したがって、４室が形成された揺動ピストン式圧縮機において、最外側シリンダ室（23db,33d）や外側シリンダ室（23c,33c）に潤滑油が流入してしまわず、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えられる。

【図面の簡単な説明】

【００４０】

【図１】図１は、本発明の実施形態１に係る圧縮機の縦断面図である。

【図２】図２は、図１の部分拡大図である。

【図３】図３（Ａ）は、実施形態１に係る圧縮機の圧縮機構部の横断面図であり、図３（Ｂ）は、上記圧縮機の圧縮機構部の他の横断面図である。

【図４】図４は、実施形態１に係る圧縮機の他の縦断面の一部を拡大して示す図である。

【図５】図５は、実施形態１に係るブレードの拡大斜視図である。

【図６】図６は、実施形態１に係る圧縮機構部の部分拡大図である。

【図７】図７は、実施形態１に係る圧縮機構部の動作状態図である。

【図８】図８は、実施形態１に係る圧縮機構部の動作状態図である。

【図９】図９は、実施形態１の第１の変形例に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１０】図１０は、実施形態２に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１１】図１１は、実施形態２の圧縮機構部の横断面図である。

【図１２】図１２は、実施形態２の変形例１に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１３】図１３は、実施形態２の変形例２に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１４】図１４は、実施形態３の圧縮機構の縦断面拡大図である。

【図１５】図１５は、実施形態３に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１６】図１６は、その他の実施形態に係る圧縮機構部の部分拡大図である。

【図１７】図１７は、その他の実施形態に係るブレードの拡大斜視図である。

【図１８】図１８は、その他の実施形態に係るブレードの拡大斜視図である。

【発明を実施するための形態】

【００４１】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【００４２】

《発明の実施形態１》

本発明の実施形態１について説明する。

【００４３】

この実施形態に係る圧縮機（1）は回転式圧縮機であり、図１に示すように、ケーシング（10）内に、２つの圧縮機構部（第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30））が駆動軸（53）の軸方向に積み重ねられた圧縮機構（40）と、駆動機構である電動機（50）とが収納され、全密閉型に構成されている。上記圧縮機（1）は、例えば、空気調和装置の冷媒回路において、蒸発器から吸入した冷媒（作動流体）を圧縮して凝縮器へ吐出するために用いられる。

【００４４】

上記ケーシング（10）は、円筒状の胴部（11）と、該胴部（11）の上端部に固定された上部鏡板（12）と、胴部（11）の下端部に固定された下部鏡板（13）とから構成されている。上記胴部（11）には、詳細について後述する第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の環状のシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）に冷媒を導くための吸入管（60,…,64）と、上記シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）において圧縮された冷媒を吐出するための吐出管（66,…,68）とが貫通して設けられている。上部鏡板（12）には吐出管（69）が設けられている。

【００４５】

上記電動機（50）は、上記ケーシング（10）内において、上記圧縮機構（40）よりも上方に配置され、ステータ（51）とロータ（52）とを備えている。ステータ（51）は、ケーシング（10）の胴部（11）に固定されている。一方、ロータ（52）には駆動軸（53）が一体となって回転するように連結されている。該駆動軸（53）はロータ（52）から下方に延伸し、下部には第１偏心部（53a）及び第２偏心部（53b）が形成されている。上側の第１偏心部（53a）は、該第１偏心部（53a）の上下の主軸部分よりも大径に形成され、駆動軸（53）の軸心から所定量だけ偏心している。一方、下側の第２偏心部（53b）は、上記第１偏心部（53a）と同径に形成され、第１偏心部（53a）と同じ量だけ駆動軸（53）の軸心から偏心している。第１偏心部（53a）と上記第２偏心部（53b）とは、駆動軸（53）の軸心を中心として互いに１８０°位相がずれている。

【００４６】

上記第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）は上下二段に重ねられて、ケーシング（10）に固定されたフロントヘッド（16）からリアヘッド（17）までの間に構成されている。第１圧縮機構部（20）が電動機（50）側（図１の上側）に配置され、第２圧縮機構部（30）がケーシング（10）の底部側（図１の下側）に配置されている。本実施形態では、フロントヘッド（16）は本体部（16a）と蓋部（マフラカバー）（16b）とによって構成され、リアヘッド（17）も本体部（17a）と蓋部（マフラカバー）（17b）とによって構成されている。また、フロントヘッド（16）とリアヘッド（17）の間には、ミドルプレート（19）が設けられている。

【００４７】

上記ミドルプレート（19）は、第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）に共有されている。また、ミドルプレート（19）は、駆動軸（53）の軸方向に並ぶ２つの部材（19a,19b）によって構成されている。具体的には、ミドルプレート（19）は、第１圧縮機構部（20）側の本体部（19a）と、該本体部（19a）の下方に重ね合わされた蓋部（19b）とを備えている。ミドルプレート（19）の中心部には、駆動軸（53）が貫通する貫通孔（19c）が形成されている。この貫通孔（19c）は、上記駆動軸の第１偏心部（53a）及び第２偏心部（53b）の直径よりも内径が少し大きな孔である。

【００４８】

図２から図５に示すように、上記第１圧縮機構部（20）は、ケーシング（10）の胴部（11）に固定された第１シリンダ（21）と、駆動軸（53）の第１偏心部（53a）に取り付けられて第１シリンダ（21）に対して偏心回転をする第１ピストン（環状ピストン）（22）と、これら第１シリンダ（21）と第１ピストン（22）との間に形成される４つのシリンダ室（23a,23b,23c,23d）を高圧室（23aH,23bH,23cH,23dH）と低圧室（23aL,23bL,23cL,23dL）とに区画する第１ブレード（24）とを備えている。

【００４９】

一方、上記第２圧縮機構部（30）は、該第１圧縮機構部（20）に対して上下反転している。該第２圧縮機構部（30）は、ケーシング（10）の胴部（11）に固定された第２シリンダ（31）と、駆動軸（53）の第２偏心部（53b）に取り付けられて第２シリンダ（31）に対して偏心回転をする第２ピストン（32）と、これら第２シリンダ（31）と第２ピストン（32）との間に形成される４つのシリンダ室（33a,33b,33c,33d）を高圧室（33aH,33bH,33cH,33dH）と低圧室（33aL,33bL,33cL,33dL）とに区画する第２ブレード（34）とを備えている。

【００５０】

この実施形態では、フロントヘッド（16）の本体部（16a）が第１シリンダ（21）を構成し、リアヘッド（17）の本体部（17a）が第２シリンダ（31）を構成している。また、本実施形態では、第１シリンダ（21）及び第２シリンダ（31）が固定側で、第１ピストン（22）及び第２ピストン（32）が可動側である。そして、第１ピストン（22）が第１シリンダ（21）に対して偏心回転運動をし、第２ピストン（32）が第２シリンダ（31）に対して偏心回転運動をするように構成されている。

【００５１】

上記第１シリンダ（21）は、駆動軸（53）と同心上に位置して環状空間（シリンダ空間）を形成する内側シリンダ部（21a）及び外側シリンダ部（21b）と、該外側シリンダ部（21b）の外周部から下方に延伸する最外側シリンダ部（21c）と、内側シリンダ部（21a）及び外側シリンダ部（21b）の上端部を連接するシリンダ側鏡板部（21d）とを備えている。内側シリンダ部（21a）は円環の一部分が分断されたＣ型形状に形成されている（図３（Ａ）参照）。内側シリンダ部（21a）の分断箇所にはスライド溝（21g）が形成されている。

【００５２】

上記第２シリンダ（31）は、駆動軸（53）と同心上に位置して環状空間（シリンダ空間）を形成する内側シリンダ部（31a）及び外側シリンダ部（31b）と、該外側シリンダ部（31b）の外周部から上方に延伸する最外側シリンダ部（31c）と、内側シリンダ部（31a）及び外側シリンダ部（31b）の下端部を連接するシリンダ側鏡板部（31d）とを備えている。内側シリンダ部（31a）は円環の一部分が分断されたＣ型形状に形成されている（図３（Ａ）参照）。内側シリンダ部（31a）の分断箇所にはスライド溝（31g）が形成されている。

【００５３】

上記第１ピストン（22）は、第１偏心部（53a）に嵌合して該第１偏心部（53a）と同心上に位置する内側ピストン部（22a）と、該内側ピストン部（22a）の外周側の環状空間内で該内側ピストン部（22a）と同心上に位置する外側ピストン部（環状ピストン部）（22b）と、該２つのピストン部（22a,22b）の下端部を連結するとともに外周面が内側ピストン部（22a）及び外側ピストン部（22b）と同心上に位置するピストン側鏡板部（22c）とを有している。

【００５４】

内側ピストン部（22a）は、外周面に切欠部（n1）が形成され、外側ピストン部（22b）は円環の一部分が分断されたＣ型形状に形成されている（図３（Ａ）参照）。また、ピストン側鏡板部（22c）の外周部には切欠部（n2）が形成されている（図３（Ｂ）参照）。ピストン側鏡板部（22c）は、主シリンダ室（C1）を構成する３つのシリンダ室（シリンダ空間）（23a,23b,23c）を閉塞するように構成されている。また、上記第１シリンダ（21）は、上記第１ピストン（22）が有するピストン側鏡板部（22c）を偏心回転運動可能に収納する鏡板収納空間（副シリンダ室）（C2）を有している。

【００５５】

上記第２ピストン（32）は、第２偏心部（53b）に嵌合して該第２偏心部（53b）と同心上に位置する内側ピストン部（32a）と、該内側ピストン部（32a）の外周側の環状空間内で該内側ピストン部（32a）と同心上に位置する外側ピストン部（環状ピストン部）（32b）と、該２つのピストン部（32a,32b）の上端部を連結するとともに外周面が内側ピスト

ン部（32a）及び外側ピストン部（32b）と同心上に位置するピストン側鏡板部（32c）とを有している。

【００５６】

内側ピストン部（32a）は、外周面に切欠部（n1）が形成され、外側ピストン部（32b）は円環の一部分が分断されたＣ型形状に形成されている（図３（Ａ）参照）。また、ピストン側鏡板部（32c）の外周部には切欠部（n2）が形成されている（図３（Ｂ）参照）。ピストン側鏡板部（32c）は、主シリンダ室（C1）を構成する３つのシリンダ室（シリンダ空間）（33a,33b,23c）を閉塞するように構成されている。また、上記第２シリンダ（31）は、上記第２ピストン（32）が有するピストン側鏡板部（32c）を偏心回転運動可能に収納する鏡板収納空間（副シリンダ室）（C2）を有している。

【００５７】

フロントヘッド（16）の本体部（16a）を構成する第１シリンダ（21）とリアヘッド（17）の本体部（17a）を構成する第２シリンダ（31）には、それぞれ上記駆動軸（53）を支持するための軸受部（21e,31e）が形成されている。本実施形態の圧縮機（1）は、上記駆動軸（53）が上記第１圧縮機構部（20）及び上記第２圧縮機構部（30）を上下方向に貫通し、第１偏心部（53a）及び第２偏心部（53b）の軸方向両側の主軸部分が軸受部（21e,31e）を介してケーシング（10）に保持される貫通軸構造となっている。

【００５８】

次に、第１、第２圧縮機構部（20,30）の内部構造について説明するが、第１、第２圧縮機構部（20,30）は、シリンダ容積を変えるために外側ピストン部（22,32）の軸方向長さ寸法とそれに対応するシリンダ（21,31）の軸方向長さ寸法を除いては互いに実質的に同一の構成であるため、第１圧縮機構部（20）を代表例として説明する。第２圧縮機構部（30）は符号が30番台となる。

【００５９】

上記第１ブレード（24）は、厚みを有する板状の長尺部（24a）及び短尺部（24b）と、断面形状が略半円形状の一対の揺動ブッシュ部（24c）とを有し、これら３つの部分は一体に形成されている。長尺部（24a）及び短尺部（24b）を合わせてブレード部（24a，24b）という。

【００６０】

具体的には、上記第１ブレード（24）は、上記外側ピストン部（22b）に揺動可能に連結される揺動ブッシュ部（24c）と、該揺動ブッシュ部（24c）に対して圧縮機構（40）の径方向内側に位置するとともに後述する最内側シリンダ室（23a）と内側シリンダ室（23b）を吸入側と吐出側に区画する内側ブレード部（B1）と、該揺動ブッシュ部（24c）の径方向外側に位置して後述する外側シリンダ室（23c）を吸入側と吐出側に区画する外側第１ブレード部（B2）と、該該揺動ブッシュ部（24c）の径方向外側に位置して後述する最外側シリンダ室（23d）を吸入側と吐出側に区画する外側第２ブレード部（B3）とを備えている。そして、上記長尺部（24a）は揺動ブッシュ部（24c）と内側ブレード部（B1）と外側第１ブレード部（B2）とから構成され、上記短尺部（24b）は、外側第２ブレード部（B3）により構成されている。上記内側ブレード部（B1）は先端が内側ピストン部（22a）の外周面に径方向外側から対向し、上記外側第２ブレード部（B2）は先端がピストン側鏡板部（22c）の外周面に径方向外側から対向している。

【００６１】

上記長尺部（24a）は、シリンダ側鏡板部（21d）とピストン側鏡板部（22c）との間において径方向に長く延び、外端部が、外側シリンダ部（21b）に形成された溝（スライド溝）（21f）に径方向（ブレードの面方向）へ摺動自在に収容されている。長尺部（24a）の揺動ブッシュ部（24c）よりも内側の部分（内側ブレード部（B1））は、内側シリンダ部（21a）の分断箇所に形成されているスライド溝（21g）に摺動可能に挿入され、内端は内側ピストン部（22a）の切欠部（n1）にミクロンオーダーの微細隙間を挟んで対向している。また、上記シリンダ（21）には、スライド溝（21f）の後端部の位置に、該スライド溝（21f）が連通する給油孔（油溜まり）（28a）が形成されている。この給油孔（28a

）には、圧縮機（1）内の高圧の潤滑油が導入されるようになっている。

【００６２】

図６において、上記切欠部（n1）は、上記揺動ブッシュ部（24c）を中心とする上記内側ブレード部（B1）の相対的な揺動動作を許容する第１揺動許容面を構成している。この第１揺動許容面（n1）は、上記揺動ブッシュ部（24c）を中心とする上記内側ブレード部（B1）の相対的な揺動動作の軌跡よりもわずかに大きい径寸法の円弧形状を基準にして形成され、内側ブレード部（B1）が揺動動作をする際にその先端が描く軌跡と第１揺動許容面（n1）との間に微細隙間が形成されるようになっている。なお、図６では微細隙間を誇張して表している。

【００６３】

上記短尺部（24b）は、長尺部（24a）とミドルプレート（19）との間において径方向に延び、最外側シリンダ部（21c）に形成された溝（スライド溝）（21f）に径方向に摺動自在に収容されている。短尺部（24b）の内端は、ピストン側鏡板部（22c）の切欠部（n2）にミクロンオーダーの隙間を挟んで対向している。

【００６４】

上記切欠部（n2）は、上記揺動ブッシュ部（24c）を中心とする上記外側第２ブレード部（B3）の相対的な揺動動作を許容する第２揺動許容面を構成している。この第２揺動許容面（n2）は、上記揺動ブッシュ部（24c）を中心とする上記外側第２ブレード部（B3）の相対的な揺動動作の軌跡よりもわずかに小さい径寸法の円弧形状を基準にして形成され、外側第２ブレード部（B3）が揺動動作をする際にその先端が描く軌跡と第２揺動許容面（n2）との間に微細隙間が形成されるようになっている。なお、図６では微細隙間を誇張して表している。

【００６５】

上記一対の揺動ブッシュ部（24c）は、長尺部（24a）の径方向中央部付近において、長尺部（24a）の両側に膨出するように形成されている。一対の揺動ブッシュ部（24c）の外周面は、所定半径の円筒の外周面の一部を構成している。そして、一対の揺動ブッシュ部（24c）は、外側ピストン部（22b）の分断箇所に形成されたブッシュ溝（c1,c2）に揺動自在に収容されている。一対の揺動ブッシュ部（24c）は、外側ピストン部（22b）が第１ブレード（24）に対して揺動するように構成されている。

【００６６】

このような構成により、第１ピストン（22）は、第１偏心部（53a）の偏心回転に伴って、第１ブレード（24）に対して一対の揺動ブッシュ部（24c）の中心点を揺動中心として揺動すると共に、上記溝（21f）及び上記内側シリンダ部（21a）のスライド溝(21g）に対する上記第１ブレード（24）の長手方向（面方向）への摺動に伴って同方向に進退する。

【００６７】

上記第１ブレード（24）には、上記内側ブレード部（B1）とシリンダ（21）の内側シリンダ部（21Ａ）との間に形成されるブレード部摺動面（P1）と、上記揺動ブッシュ部（24c）と環状ピストン（22）の外側ピストン部（22b）との間に形成されるブッシュ部摺動面（P2）に、油供給源（28）である給油孔（28a）から油を供給する油供給通路（25）が形成されている。

【００６８】

上記給油孔（28a）は、上記第１ブレード（24）における圧縮機構（40）の径方向外側端を受け入れるように形成された後端部油供給源である。そして、上記油供給通路（25）は、上記後端部油供給源（28a）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路である。

【００６９】

具体的には、上記油供給通路（25）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a）と、ブレード部（24a，24b）の径方向内側端部である上記内側ブレード部（B1）に形成されたブレード部給油溝（25b）と、上記後端部油供給源（28）であ

る給油孔（28a）と上記ブッシュ部給油溝（25a）及びブレード部給油溝（25b）とを連通するように上記ブレード（24）の表面に形成された連通溝（25c）とから構成されている。ブッシュ部給油溝（25a）とブレード部給油溝（25b）はブレード（24）の側面に形成され、連通溝（25c）はブレード（24）の上面に形成されている。

【００７０】

また、上記圧縮機構（40）の下端には、図４に示すように、ケーシング（10）の底部に溜まる潤滑油に浸かるように給油管（26）が設けられている（図１では図示省略）。圧縮機構（40）には、この給油管（26）から上方へのびる給油通路（27）が形成されている。この給油通路（27）は、上記後端部油供給源である給油孔（28, 38）に連通している。

【００７１】

以上の構成により、給油孔（28a）の油は、図６に油の流れを矢印で示しているように油供給通路（25）を通り、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）を潤滑する。なお、外側ブレード部（B2）の側面の摺動面には油供給通路（25）を通らずに油が供給される。

【００７２】

上記主シリンダ室（C1）は、上述したように、径方向内周側から外周側に向かって順に形成された最内側シリンダ室（23a）、内側シリンダ室（23b）及び外側シリンダ室（23c）を含み、上記副シリンダ室（C2）により、上記外側シリンダ室（23c）の径方向外周側に位置する最外側シリンダ室（23d）が形成されている。シリンダ室の具体的な構成は以下の通りである。

【００７３】

上記内側ピストン部（22a）は内側シリンダ部（21a）の内径側に配置され、外側ピストン部（22b）は内側シリンダ部（21a）と外側シリンダ部（21b）の間に配置されている。第１偏心部（53a）に摺動自在に嵌合する内側ピストン部（22a）と、該内側ピストン部（22a）の外周面よりも大径の内周面を有する内側シリンダ部（21a）との間に、最内側シリンダ室（23a）が形成されている。また、同心上に位置する内側シリンダ部（21a）の外周面と外側シリンダ部（21b）の内周面との間には環状空間が形成されている。この環状空間は、該環状空間内に配置された外側ピストン部（22b）によって、内外２つのシリンダ室（23b,23c）に区画されている。具体的には、内側シリンダ部（21a）の外周面と外側ピストン部（22b）の内周面との間に内側シリンダ室（23b）が形成され、外側ピストン部（22b）の外周面と外側シリンダ部（21b）の内周面との間に外側シリンダ室（23c）が形成されている。さらに、ピストン側鏡板部（22c）は、上面が上記３つのシリンダ室（23a,23b,23c）に面する一方、下面がミドルプレート（19）の上面（本体部（19a）の上面）に面するように設けられ、外周面は最外側シリンダ部（21c）の内周面と対向している。これにより、ピストン側鏡板部（22c）の外周面と最外側シリンダ部（21c）との間に最外側シリンダ室（23d）が形成されている。

【００７４】

このように、上記圧縮機（1）は、それぞれが４つのシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）を有する第１圧縮機構部（20）と第２圧縮機構部（30）を備えている。

【００７５】

第１圧縮機構部（20）と第２圧縮機構部（30）の内側ピストン部（22a,32a）と内側シリンダ部（21a,31a）は、内側ピストン部（22a,32a）の外周面と内側シリンダ部（21a,31a）の内周面とが１点（第１接点）で実質的に接する状態（厳密にはミクロンオーダーの隙間があるが、その隙間での冷媒の漏れが問題にならない状態）において、その接点と位相が１８０°異なる位置で、内側シリンダ部（21a,31a）の外周面と外側ピストン部（22b,32b）の内周面とが１点（第２接点）で実質的に接し、その接点と位相が１８０°異なる位置（第１接点と位相が同じ位置）で、外側ピストン部（22b,32b）の外周面と外側シリンダ部（21b,31b）の内周面とが１点（第３接点）で実質的に接すると共に、ピストン側鏡板部（22c,32c）の外周面と最外側シリンダ部（21c,31c）の内周面とが１点（第４接点）で実質的に接するようになっている。

【００７６】
以上の構成において、駆動軸（53）が回転すると、第１ピストン（22）は、揺動ブッシュ部（24c）の中心点を揺動中心として揺動し、第１ブレード（24）と共に該第１ブレード（24）の長手方向へ進退する。また、駆動軸（53）が回転すると、第２ピストン（32）は、揺動ブッシュ部（34c）の中心点を揺動中心として揺動し、第２ブレード（34）と共に該第２ブレード（34）の長手方向へ進退する。
【００７７】
上記動作により、第１ピストン（22）と第１シリンダ（21）の各接点（第１接点～第４接点）がそれぞれ図７（Ａ）～（Ｄ）、図８（Ａ）～（Ｄ）へ順に移動する。一方、第２ピストン（32）と第２シリンダ（31）の各接点（第１接点～第４接点）は、第１ピストン（22）と第１シリンダ（21）の対応する接点に対して駆動軸（53）の軸心回りに１８０°ずれている。つまり、駆動軸（53）の上側から見て、第１圧縮機構部（20）の動作状態が図７（Ａ）及び図８（Ａ）のとき、第２圧縮機構部（30）の動作状態は図７（Ｃ）及び図８（Ｃ）となる。
【００７８】
また、本実施形態では、圧縮機構（40）は、８つのシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）において冷媒を４段階に圧縮する４段圧縮機構に構成されている。
【００７９】
具体的には、第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（23d,33d）によって第１段圧縮機構のシリンダ室が形成されている。また、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）と内側シリンダ室（33b）とによって第２段圧縮機構のシリンダ室が形成され、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）と内側シリンダ室（23b）とによって第３段圧縮機構のシリンダ室が形成されている。さらに、第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（23a,33a）によって第４段圧縮機構のシリンダ室が形成されている。
【００８０】
このように、本実施形態の圧縮機（1）は、環状のシリンダ空間を有するシリンダ（21, 31）と、該シリンダ（21, 31）に対して偏心して配置された環状のピストン（22, 32）とを有し、該シリンダ（21, 31）とピストン（22, 32）の間に複数のシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）が形成されるとともに、下記のように各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）に連通する吸入ポートと吐出ポートが形成された圧縮機構（20, 30）を有する回転式圧縮機であって、一組のシリンダ（21, 31）とピストン（22, 32）の間に４つのシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）が形成され、これらのシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）により、低圧冷媒を第１段圧縮する第１段圧縮機構のシリンダ室（23d, 33d）、第１段圧縮機構の吐出冷媒を第２段圧縮する第２段圧縮機構のシリンダ室（33c, 33b）、第２段圧縮機構の吐出冷媒を第３段圧縮する第３段圧縮機構のシリンダ室（23c, 23b）、及び第３段圧縮機構の吐出冷媒を第４段圧縮する第４段圧縮機構のシリンダ室（23a, 33a）が形成されているものである。なお、冷媒は、第１段圧縮機構と第２段圧縮機構の間、第２段圧縮機構と第３段圧縮機構の間、そして第３段圧縮機構と第４段圧縮機構の間において、それぞれ冷却機構によって冷却される。
【００８１】
また、上記圧縮機構（40）には、各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）の吸入ポート（P1,P2,P3）及び吐出ポート（P11,P12,P13,P14）がそれぞれ形成されている。
【００８２】
具体的には、ミドルプレート（19）には、上記第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（23d,33d）の吸入ポート（P1）及び吐出ポート（P11）がそれぞれ形成されている。
【００８３】
また、フロントヘッド（16）には、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）及び内側シリンダ室（23b）が共用する吸入ポート（P2）と、第１圧縮機構部（20）の最内

側シリンダ室（23a）の吸入ポート（P3）とが形成されている。吸入ポート（P2）は、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）及び内側シリンダ室（23b）に別々に設けてもよい。また、フロントヘッド（16）には、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）の吐出ポート（P12）と、第１圧縮機構部（20）の内側シリンダ室（23b）の吐出ポート（P13）と、第１圧縮機構部（20）の最内側シリンダ室（23a）の吐出ポート（P14）とが形成されている。

【００８４】

一方、リアヘッド（17）には、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）及び内側シリンダ室（33b）が共用する吸入ポート（P2）と、第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）の吸入ポート（P3）とが形成されている。吸入ポート（P2）は、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）及び内側シリンダ室（33b）に別々に設けてもよい。また、リアヘッド（17）には、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）の吐出ポート（P12）と、第２圧縮機構部（30）の内側シリンダ室（33b）の吐出ポート（P13）と、第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）の吐出ポート（P14）とが形成されている。

【００８５】

また、上記圧縮機構（40）には、各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）の吸入ポート（P1,P2,P3）に接続されて、各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）に冷媒を吸入させるための吸入通路（71,…,75）が形成されている。

【００８６】

具体的には、ミドルプレート（19）に、第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（23d,33d）の吸入ポート（P1,P1）に連通する吸入通路（71）が形成されている。

【００８７】

また、フロントヘッド（16）に、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）及び内側シリンダ室（23b）の共用の吸入ポート（P2）に連通する吸入通路（72）と、第１圧縮機構部（20）の最内側シリンダ室（23a）の吸入ポート（P3）に連通する吸入通路（73）とが形成されている。

【００８８】

また、リアヘッド（17）に、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）及び内側シリンダ室（33b）の共用の吸入ポート（P2）に連通する吸入通路（74）と、第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）の吸入ポート（P3）に冷媒を導く吸入通路（75）とが形成されている。

【００８９】

上記各吸入通路（71,…,75）には、ケーシング（10）の外部から内部に冷媒を導く吸入管（60,…,64）がそれぞれ接続されている。

【００９０】

また、上記圧縮機構（40）には、各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）の吐出ポート（P11,P12,P13,P14）に接続されて、各シリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）から冷媒が吐出される吐出空間（81,…,85）が形成されている。

【００９１】

具体的には、ミドルプレート（19）に、第１圧縮機構部（20）及び第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（23d,33d）の吐出ポート（P11,P11）に連通する吐出空間（81）が形成されている。

【００９２】

また、フロントヘッド（16）に、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）及び内側シリンダ室（23b）の吐出ポート（P12,P13）に連通する吐出空間（82）と、第１圧縮機構部（20）の最内側シリンダ室（23a）の吐出ポート（P14）に連通する吐出空間（83）とが形成されている。吐出空間（82）は、各吐出ポート（P12,P13）に別々に設けてもよい。吐出空間（82）はフロントヘッド（16）の上端側が閉塞された空間である。吐出空間

（82）を上端が閉塞された空間にするために、フロントヘッド（16）の本体部（16a）は、駆動軸（53）に直角でかつ該吐出空間（82）を通る平面で分割した２つの部材で構成するとよい（図４の仮想線参照）。

【００９３】

一方、リアヘッド（17）に、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）と内側シリンダ室（33b）から冷媒が吐出される吐出空間（84）と、上記第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）から冷媒が吐出される吐出空間（85）とが形成されている。吐出空間（84）は、各吐出ポート（P12,P13）に別々に設けてもよい。吐出空間（84）はリアヘッド（17）の下端側が閉塞された空間である。吐出空間（84）を下端が閉塞された空間にするために、リアヘッド（17）の本体部（17a）は、駆動軸（53）に直角でかつ該吐出空間（85）を通る平面で分割した２つの部材で構成するとよい（図４の仮想線参照）。

【００９４】

上記各吐出空間（81,…,85）は、脈動を抑制するマフラー空間部（81a,…,85a）を有している。また、マフラー空間部（81a,82a,84a）には通路部（81b,82b,84b）が連通している。マフラー空間部（83a,85a）は、マフラカバーである蓋部（16b, 17b）の内側空間（83b, 85b）に開口している。図示していないが、蓋部（17b）の内側空間（85b）は蓋部（16b）の内側空間（83b）に連通している。

【００９５】

また、蓋部（16b）には、内側空間（83b）とケーシング（10）の内部空間とを連通する吐出開口（83c）が形成されている。このため、第４段圧縮機構から吐出された高圧の冷媒はケーシング（10）の内部空間に満たされる。また、ケーシング（10）内に充満した冷媒をケーシング（10）から外部へ吐出するために、ケーシング（10）の上部鏡板（12）には上記吐出管（69）が設けられている。

【００９６】

上記各吐出空間（81,…,85）のマフラー空間部（81a,…,85a）には、各吐出ポート（P11,…,P14）を開閉する吐出弁（88）がそれぞれ設けられている。一方、上記各吐出空間（81,…,85）の通路部（81b,82b,84b）には、吐出冷媒をケーシング（10）の外部へ導く吐出管（67,66,69）がそれぞれ接続されている。

【００９７】

上記吐出空間（81）は、ミドルプレート（19）の本体部（19a）と蓋部（19b）に跨るように形成されている。具体的には、吐出空間（81）のマフラー空間部（81a）が、ミドルプレート（19）の２つの部材である本体部（19a）と蓋部（19b）とに跨るように形成されている。

【００９８】

－運転動作－

次に、圧縮機（1）の運転動作について説明する。ここで、第１、第２圧縮機構部（20,30）の動作は、位相が互いに１８０°異なる状態で行われる。

【００９９】

電動機（50）を起動すると、第１圧縮機構部（20）では、ロータ（52）の回転が駆動軸（53）の第１偏心部（53a）を介して第１ピストン（22）に伝達され、該第１ピストン（22）は、揺動ブッシュ部（24c）の中心点を揺動中心として揺動すると共に、第１ブレード（24）と共に該第１ブレード（24）の長手方向へ進退する。これにより、第１ピストン（22）が第１シリンダ（21）に対して揺動しながら公転し、第１圧縮機構部（20）の４つのシリンダ室（23a,23b,23c,23d）において所定の圧縮動作が行われる。

【０１００】

このとき、内側ブレード部（B1）の先端と内側ピストン部（22a）の切欠部（n1）の表面との間には、ミクロンオーダーの微細隙間が形成される状態となり、両者は非接触となる。また、外側第２ブレード部（B3）の先端とピストン側鏡板部（22c）の切欠部（n2）の表面との間にも、ミクロンオーダーの微細隙間が形成される状態となり、両者は非接触となる。上記の微細隙間には、潤滑油の油膜が形成される。したがって、シリンダ室（C1

，C2）の高圧側から低圧側への冷媒の漏れは、実質的に問題にはならない。

【０１０１】

最内側シリンダ室（23a）及び外側シリンダ室（23c）では、図７（Ａ）の状態から駆動軸（53）が図の右回りに回転して図７（Ｂ）～図７（Ｄ）の状態へ変化するのに伴い、低圧室（23aL,23cL）の容積が増大し、冷媒が吸入ポート（P3,P2）から低圧室（23aL,23cL）にそれぞれ吸入される。また、駆動軸（53）が一回転して再び図７（Ａ）の状態になると、上記低圧室（23aL,23cL）への冷媒の吸入が完了する。そして、上記低圧室（23aL,23cL）は冷媒が圧縮される高圧室（23aH,23cH）となり、第１ブレード（24）を隔てて新たな低圧室（23aL,23cL）が形成される。駆動軸（53）がさらに回転すると、上記低圧室（23aL,23cL）において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室（23aH,23cH）の容積が減少し、該高圧室（23aH,23cH）で冷媒が圧縮される。高圧室（23aH,23cH）の圧力が所定値となって吐出空間（83,82）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（23aH,23cH）の冷媒の圧力によって吐出弁（88,88）が開く。したがって、冷媒は、吐出空間（82）からは吐出管（66）を通ってケーシング（10）から流出し、吐出空間（83）からは吐出開口（83c）を通ってケーシング（10）内に流出した後に吐出管（69）を通ってケーシング（10）から流出する。

【０１０２】

また、最外側シリンダ室（23d）では、図８（Ａ）の状態から駆動軸（53）が図の右回りに回転して図８（Ｂ）～図８（Ｄ）の状態へ変化するのに伴い、低圧室（23dL）の容積が増大し、冷媒が吸入ポート（P1）から低圧室（23dL）にそれぞれ吸入される。また、駆動軸（53）が一回転して再び図８（Ａ）の状態になると、上記低圧室（23dL）への冷媒の吸入が完了する。そして、上記低圧室（23dL）は冷媒が圧縮される高圧室（23dH）となり、第１ブレード（24）を隔てて新たな低圧室（23dL）が形成される。駆動軸（53）がさらに回転すると、上記低圧室（23dL）において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室（23dH）の容積が減少し、該高圧室（23dH）で冷媒が圧縮される。高圧室（23dH）の圧力が所定値となって吐出空間（81）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（23dH）の冷媒の圧力によって吐出弁（88）が開き、冷媒が吐出空間（81）から吐出管（67）を通ってケーシング（10）から流出する。

【０１０３】

一方、内側シリンダ室（23b）では、図７（Ｃ）の状態から駆動軸（53）が図の右回りに回転して図７（Ｄ）～図７（Ｂ）の状態へ変化するのに伴い、低圧室（23bL）の容積が増大し、冷媒が吸入ポート（P2）から低圧室（23bL）にそれぞれ吸入される。また、駆動軸（53）が一回転して再び図７（Ｃ）の状態になると、上記低圧室（23bL）への冷媒の吸入が完了する。そして、上記低圧室（23bL）は冷媒が圧縮される高圧室（23bH）となり、第１ブレード（24）を隔てて新たな低圧室（23bL）が形成される。駆動軸（53）がさらに回転すると、上記低圧室（23bL）において冷媒の吸入が繰り返される一方、高圧室（23bH）の容積が減少し、該高圧室（23bH）で冷媒が圧縮される。高圧室（23bH）の圧力が所定値となって吐出空間（82）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（23bH）の冷媒の圧力によって吐出弁（88）が開き、冷媒が吐出空間（82）から吐出管（66）を通ってケーシング（10）から流出する。

【０１０４】

なお、外側シリンダ室（23c）と内側シリンダ室（23b）とでは、冷媒の吸入開始のタイミング及び吐出開始のタイミングがほぼ１８０°異なる。このことにより、吐出脈動が小さくなり、振動や騒音が低減される。

【０１０５】

一方、第２圧縮機構部（30）では、ロータ（52）の回転が駆動軸（53）の第２偏心部（53b）を介して第２ピストン（32）に伝達され、該第２ピストン（32）は、揺動ブッシュ部（34c）の中心点を揺動中心として揺動すると共に、第２ブレード（34）と共に該第２ブレード（34）の長手方向へ進退する。これにより、第２ピストン（32）が第２シリンダ（31）に対して揺動しながら公転し、第２圧縮機構部（30）の４つのシリンダ室（33a,33

b,33c,33d）において所定の圧縮動作が行われる。

【０１０６】

上記第２圧縮機構部（30）における圧縮動作は、実質的に第１圧縮機構部（20）の圧縮動作と同じであり、冷媒が各シリンダ室（33a,33b,33c,33d）内で圧縮される。各シリンダ室（33a,33b,33c,33d）において、高圧室（33aH,33bH,33cH,33dH）の圧力が所定値となって各吐出空間（85,84,84,81）との差圧が設定値に達すると、該高圧室（33aH,33bH,33cH,33dH）の冷媒の圧力によって吐出弁（88,88,88,88）が開く。冷媒は、吐出空間（84,81）からは吐出管（68,67）を通ってケーシング（10）から流出し、吐出空間（85）からは吐出空間（83）を通ってケーシング（10）内に流出した後に、吐出管（69）を通ってケーシング（10）から流出する。

【０１０７】

圧縮機構（40）の動作中に、冷媒は、吸入管（62）から第１段圧縮機構のシリンダ室である第１圧縮機構部（20）の最外側シリンダ室（23d）と第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（33d）に吸入されて圧縮され、第１段圧縮機構のシリンダ室から吐出管（67）を通って吐出される。第１段圧縮機構のシリンダ室から吐出された冷媒は、冷却された後、吸入管（63）から第２段圧縮機構のシリンダ室である第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）と内側シリンダ室（33b）に吸入されてさらに圧縮され、第２段圧縮機構のシリンダ室から吐出管（68）を通って吐出される。第２段圧縮機構のシリンダ室から吐出された冷媒は、冷却された後、吸入管（61）から第３段圧縮機構のシリンダ室である第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）と内側シリンダ室（23b）に吸入されてさらに圧縮され、第３段圧縮機構のシリンダ室から吐出管（66）を通って吐出される。第３段圧縮機構のシリンダ室から吐出された冷媒は、冷却された後、吸入管（60，64）から第４段圧縮機構のシリンダ室である第１圧縮機構部（20）の最内側シリンダ室（23a）と第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）に吸入されてさらに圧縮され、第４段圧縮機構のシリンダ室から、ケーシング（10）内の空間に充満した後に吐出管（69）を通って吐出される。

【０１０８】

第４段圧縮機構のシリンダ室から吐出された冷媒は、図示していない冷媒回路の放熱器、膨張機構、蒸発器を順に流れ、再度圧縮機（1）に吸入される。そして、圧縮機（1）における圧縮行程、放熱器における放熱工程、膨張機構における膨張行程、蒸発器における蒸発行程を順に繰り返すことにより、冷凍サイクルが行われる。

【０１０９】

圧縮機（1）が運転されているとき、ケーシング（10）内は冷媒が充満しているために高圧圧力となる。したがって、ケーシング（10）の底部に溜まる潤滑油も高圧圧力になる。この潤滑油は、給油管（26）と給油通路（27）を通って給油孔（28a，38a）に流入する。給油孔（28a，38a）は高圧圧力であり、シリンダ室の中は吸入行程時には圧力が下がるので、給油孔（28a，38a）の潤滑油は、その圧力差により、上記油供給通路（25）を通ってブレード部摺動面（P1）やブッシュ部摺動面（P2）に供給される。

【０１１０】

－実施形態の効果－

本実施形態によれば、圧縮機構（40）の後端部油供給源（28，38）から、潤滑油が、ブレード（24，34）に形成されている油供給通路（25）を通ってブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給されるので、潤滑油がブレード（24）の全体に行き渡る。したがって、本実施形態のように圧縮機構（40）に４室のシリンダ室が形成された揺動ピストン式圧縮機（1）であっても、内周側の摺動部に潤滑油が供給されなくなったりはせず、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えられる。また、差圧が係る摺動面に潤滑油を供給することによりシール性能を高め、ひいては圧縮機の効率を高めることもできる。

【０１１１】

また、この実施形態ではブレード部（24a，24b）と揺動ブッシュ部（24c）とが一体に

形成されたブレード（24）を用いており、その表面に油供給通路（25）を形成しているので、構成を簡単にすることができる。

【０１１２】

具体的には、上記油供給通路（25）を、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a）と、ブレード部（24a，24b）の径方向内側端部である上記内側ブレード部（B1）に形成されたブレード部給油溝（25b）と、上記後端部油供給源である給油孔（28a）と上記ブッシュ部給油溝（25a）及びブレード部給油溝（25b）とを連通するように上記ブレード（24）の表面に形成された連通溝（25c）とから構成しており、複雑な通路を設けなくてもよいため、簡単な構成で潤滑性能を高めることができる。

【０１１３】

－実施形態の変形例－

（変形例１）

上記油供給通路（25）は、図９に示すように構成してもよい。

【０１１４】

この変形例では、上記油供給通路（25）が、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a）と、少なくとも上記ブレード部（24a，24b）の径方向内側端部である内側ブレード部（B1）に形成されたブレード部給油溝（25b）とを有している点は上記実施形態１と同じである。一方、この変形例の油供給通路（25）では、上記連通溝（24c）の代わりに、上記後端部油供給源（28）と上記ブッシュ部給油溝（25a）及びブレード部給油溝（25b）とを連通するように上記ブレード（24）の内部に連通路（25d）が形成された構成になっている。

【０１１５】

油供給通路（25）をこのように構成しても、潤滑油は、後端部油供給源（28）からブレード（24）の内部の連通路（25d）を通ってブッシュ部給油溝（25a）とブレード部給油溝（25b）に流入するので、ブッシュ部摺動面（P2）とブレード部摺動面（P1）とに油を確実に供給できる。したがって、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えることができ、構成が複雑になるのも抑えられる。

【０１１６】

（変形例２）

上記圧縮機構（40）について、第４段圧縮機構の吸入管（60，64）を１本にしてミドルプレート（19）に設けるようにしてもよい。その場合、第４段圧縮機構の吸入管から吸入通路（73，75）に分岐して連通する分岐連通通路を、ミドルプレート（19）、フロントヘッド（16）及びリアヘッド（17）にわたって形成するとよい。このようにすると、第４段圧縮機構の吸入管の本数を減らせるので、冷媒回路側の配管を簡単にすることができる。

【０１１７】

（変形３）

上記圧縮機構（40）について、第１段圧縮機構のシリンダ室を第１圧縮機構部（20）の最外側シリンダ室（23d）と第２圧縮機構部（30）の最外側シリンダ室（33d）とから構成し、第２段圧縮機構のシリンダ室を第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）と第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）とから構成し、第３段圧縮機構のシリンダ室を第１圧縮機構部（20）の内側シリンダ室（23b）と第２圧縮機構部（30）の内側シリンダ室（33b）とから構成し、第４段圧縮機構のシリンダ室を第１圧縮機構部（20）の最内側シリンダ室（23a）と第２圧縮機構部（30）の最内側シリンダ室（33a）とから構成してもよい。

【０１１８】

その場合、第１圧縮機構部（20）の外側シリンダ室（23c）と内側シリンダ室（23b）について吸入管（61）と吐出管（66）をそれぞれ共用せずに別々に設け、第２圧縮機構部（30）の外側シリンダ室（33c）と内側シリンダ室（33b）についても吸入管（63）と吐出管（68）をそれぞれ共用せずに別々に設けるとよい。また、この構成では、第１圧縮機構部

（20）と第２圧縮機構部（30）とで、内側ピストン部（22a，32a）や外側ピストン部（22b，32b）の軸方向長さ寸法を変えなくてもよい。

【０１１９】

このようにしても、図１の実施形態と同様の効果を奏することができる。

【０１２０】

《発明の実施形態２》

本発明の実施形態２について説明する。

【０１２１】

本発明の実施形態２は、上記ブレード（24，34）を一体の部品では構成せずに、複数の部材を組み合わせたものにした例である。

【０１２２】

この実施形態２では、図１０に示すように、内側ブレード部（B1）と外側第１ブレード部（B2）を一体の部品で形成する一方、外側第２ブレード部（B3）と揺動ブッシュ部（24c）を別部材にして、これらを組み合わせた例である。この構成において、内側ブレード部（B1）と外側第１ブレード部（B2）と外側第２ブレード部（B3）に対して揺動ブッシュ部（24c）が一体化されないので、図１１に示すように、内側ピストン部（22a）の切欠部（n1）とピストン側鏡板部（22c）の切欠部（n2）を形成しなくてもよいが、内側ブレード部（B1）の先端を内側ピストン部（22a）に押し付け、外側第２ブレード部（B3）の先端をピストン側鏡板部（22c）に押し付ける背圧押し付け機構（70）が必要になる。

【０１２３】

この実施形態２においても、上記ブレード（24）には油供給通路（25）が形成されている。そして、油供給通路（25）が、上記ブッシュ部摺動面（P2）に形成されたブッシュ部給油溝（25a）と、ブレード部（24a，24b）の径方向内側端部である上記内側ブレード部（B1）に形成されたブレード部給油溝（25b）と、上記後端部油供給源（28）である給油孔（28a）と上記ブッシュ部給油溝（25a）及びブレード部給油溝（25b）とを連通するように上記ブレード（24）の表面に形成された連通溝（25c）を有している点は上記実施形態１と同じである。一方、この実施形態２では、上記ブレード部（24a，24b）と揺動ブッシュ部（24c）との間の摺動面に、上記油供給通路から該摺動面に油を導入する分岐油通路（25e）が形成されている。

【０１２４】

その他の構成は実施形態１と同様であるため、具体的な説明は省略する。

【０１２５】

この実施形態２においては、油供給源（28）から、分岐油通路（25e）を含む油供給通路（25）を介して、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油を供給することができる。したがって、上記実施形態１と同様に十分な潤滑性能を得ることができる。

【０１２６】

（変形例１）

図１２に示す変形例１は、内側ブレード部（B1）と外側第１ブレード部（B2）と外側第２ブレード部（B3）を一体の部品で形成する一方、揺動ブッシュ部（24c）を別部材にして、これらを組み合わせた例である。この場合も、内側ピストン部（22a）の切欠部（n1）とピストン側鏡板部（22c）の切欠部（n2）を形成しなくてもよいが、図１１と同様に背圧押し付け機構が必要である。

【０１２７】

また、油供給通路（25）としては、図１０の例と同様に、ブッシュ部給油溝（25a）とブレード部給油溝（25b）と連通溝（25c）と分岐油通路（25e）とがブレード（24）に形成されている。そして、この変形例においても、油供給源（28a）から、分岐油通路（25e）を含む油供給通路（25）を介して、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油を供給することができるので、十分な潤滑性能を得ることができる。

【０１２８】

（変形例２）

図１３に示す例は、内側ブレード部（B1）と外側第１ブレード部（B2）と外側第２ブレード部（B3）を一体部品で形成し、揺動ブッシュ部（24c）を長尺部（24a）の中間位置の溝（24d）にはめ込んで固定するようにした例である。この場合はブレード（24）が図３のように一体化されるため、内側ピストン部（22a）の切欠部（n1）とピストン側鏡板部（22c）の切欠部（n2）を形成する一方、背圧押し付け機構は設けなくてもよい。

【０１２９】

また、油供給通路（25）は、図５の実施形態１と同じでよい。つまり、この変形例では、揺動ブッシュ部（24c）がブレード部（24a，24b）に対して固定されて、ブレード部（24a，24b）と揺動ブッシュ部（24c）とが摺動しないため、分岐油通路（25e）を形成しなくてもよい。

【０１３０】

そして、この変形例においても、油供給源（28）から油供給通路（25）を介して、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に油を供給することができるので、十分な潤滑性能を得ることができる。

【０１３１】

《発明の実施形態３》

本発明の実施形態３について説明する。

【０１３２】

この実施形態３では、油供給源（28）の構成と油供給通路（25）の構成を上記各実施形態とは異なるようにしている。図１４は、この実施形態３の圧縮機構（40）を示す断面図であり、図１５は、ブレード（24）の拡大斜視図である。

【０１３３】

この実施形態３の油供給源（28）は、環状ピストン（22）を駆動する駆動軸（53）の周囲の油を、環状ピストン（22）における上記ブレード（24）の中間位置との接触部に保持する中間部油供給源（28b，28c）である。具体的には、油供給源（28）は、ピストン側鏡板部（22c）に形成された油導入通路（28b）と、環状ピストン（22）における上記ブレード（24）の中間位置との接触部に形成された油保持孔（28c）とから構成されている。油導入通路（28b）の径方向内側端部は、上記ミドルプレート（19）における駆動軸（53）の第１偏心部（53a）と第２偏心部（53b）の間の位置に形成される油溜まり空間に連通し、油導入通路（28b）の径方向外側端部は、上記油保持孔（28c）に連通している。

【０１３４】

また、上記油供給通路（25）は、上記中間部油供給源（28）からブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に連通する通路である。具体的には、油供給通路（25）は、上記ブッシュ部摺動面（P2）に供給されたブッシュ部給油溝（25a）と、上記ブレード部（24a，24b）の径方向内側端部である内側ブレード部（B1）に形成されたブレード部給油溝（25b）と、上記中間部油供給源（28b，28c）と上記ブッシュ部給油溝（25a）及びブレード部給油溝（25b）とを連通するように上記ブレード（24）の表面に形成された連通溝（25f）とを有している。

【０１３５】

なお、駆動軸（53）の下端部には給油ポンプ（54）が設けられている。また、駆動軸（53）には、その中心部を上下方向にのびる主給油通路（55）が形成されている。主給油通路（55）は、駆動軸（53）の軸受け部と、駆動軸と環状ピストン（22，32）との摺動部に連通している。そして、ケーシング（10）の底部に溜まる油は、駆動軸（53）の軸受け部と、駆動軸と環状ピストン（22，32）との摺動部に供給される一方、上記ミドルプレート（19）に形成される上記油溜まり空間を介して中間部油供給源（28）にも供給される。

【０１３６】

その他の構成は上記各実施形態と同様であるため、具体的な説明は省略する。

【０１３７】

この実施形態３においては、潤滑油が、中間部油供給源（28）からブレード（24）の表面の連通溝（25f）を通ってブレード部給油溝（25b）とブッシュ部給油溝（25a）に流入

し、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）に供給される。したがって、上記各実施形態と同様に、ブレード部摺動面とブッシュ部摺動面の給油量を確保できるので、潤滑性能が低下するのを抑えることができ、構成が複雑になるのも抑えられる。

【０１３８】

《その他の実施形態》

上記実施形態については、以下のような構成としてもよい。

【０１３９】

例えば、図１６～図１８には、シリンダ（21）及び環状ピストン（22）にも給油構造を設けた例を示している。図１６は、図６に示した実施形態を変更した例を示す圧縮機構部分拡大図であり、図１７及び図１８は、それぞれ図５及び図９を変更した例を示すブレードの拡大斜視図である。

【０１４０】

この変形例では、上記ブレード部摺動面（P1）には、上記ブレード部給油溝（25b）と対向するとともに該ブレード部給油溝（25b）と連通するようにシリンダ（21）の内側シリンダ部（21a）にブレード部連通溝（29a）が形成されている。また、上記ブッシュ部摺動面（P2）には、上記ブッシュ部給油溝（25a）と対向するとともに該ブッシュ部給油溝（25a）と連通するように環状ピストン（22）の外側ピストン部（22b）にブッシュ部連通溝（29b）が形成されている。

【０１４１】

このように構成すると、後端部油供給源（28b，28c）からブレード部給油溝（25b）に供給された潤滑油はブレード部連通溝（29a）に入り、ブレード部摺動面（P1）に広がってブレード部摺動面（P1）が潤滑される。また、後端部油供給源（28b，28c）からブッシュ部給油溝（25a）に供給された潤滑油はブッシュ部連通溝（29b）に入り、ブッシュ部摺動面（P2）に広がってブッシュ部摺動面（P2）が潤滑される。ブレード部連通溝（29a）とブッシュ部連通溝（29b）を設けたことにより、ブレード部摺動面（P1）とブッシュ部摺動面（P2）の潤滑性能を安定させることができる。

【０１４２】

ブレード部連通溝（29a）とブッシュ部連通溝（29b）を設ける構成は、上記実施形態１～３のいずれの構成に適用してもよい。

【０１４３】

また、上記各実施形態の圧縮機構（40）の構成を変更してもよい。

【０１４４】

例えば、上記実施形態では、４段圧縮を行うように圧縮機構（40）を構成しているが、本発明では圧縮段数は適宜変更してもよい（単段圧縮でもよい）。

【０１４５】

また、上記実施形態では、シリンダ（21，31）とピストン（22，32）の１組で４室のシリンダ室（23a,…,23d,33a,…,33d）を形成するようにしているが、主シリンダ室（C1）を２室にして副シリンダ室（C2）を１室にしたり、主シリンダ室（C1）の３室のみで副シリンダ室（C2）を設けないようにしたりするなど、シリンダ室の数を変更してもよい。その場合、ブレード（24）の形状はシリンダ室の構成に応じて適宜変更すればよい。

【０１４６】

さらに、上記実施形態では、シリンダ（21，31）とピストン（22，32）の組を２組用いるようにしているが、１組にしたり、３組以上にしたりするなど、シリンダ（22，32）とピストン（22，32）の組の数に関して構成を変更してもよい。

【０１４７】

なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

【産業上の利用可能性】

【０１４８】

以上説明したように、本発明は、シリンダが有する環状のシリンダ室の内部に環状ピス

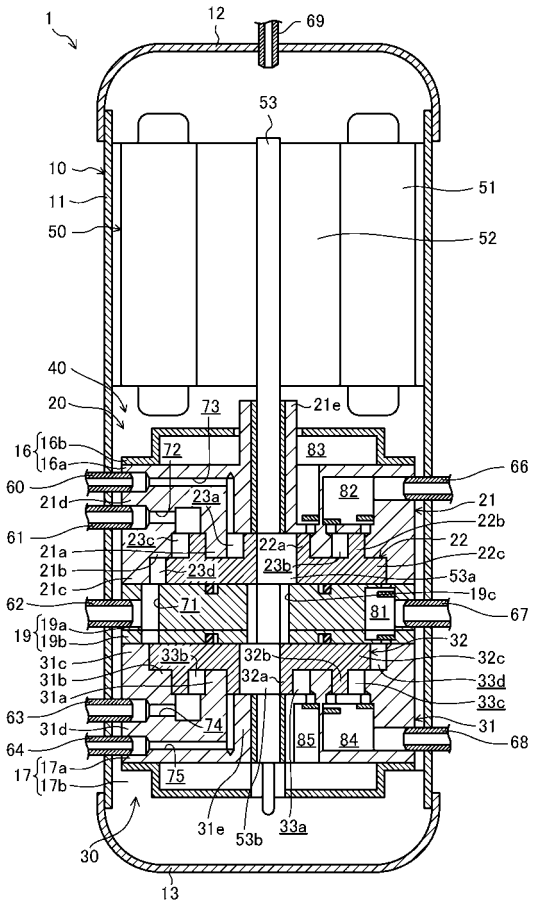
トンを配置することにより、圧縮機構に複数のシリンダ室が形成された回転式圧縮機について有用である。

【符号の説明】

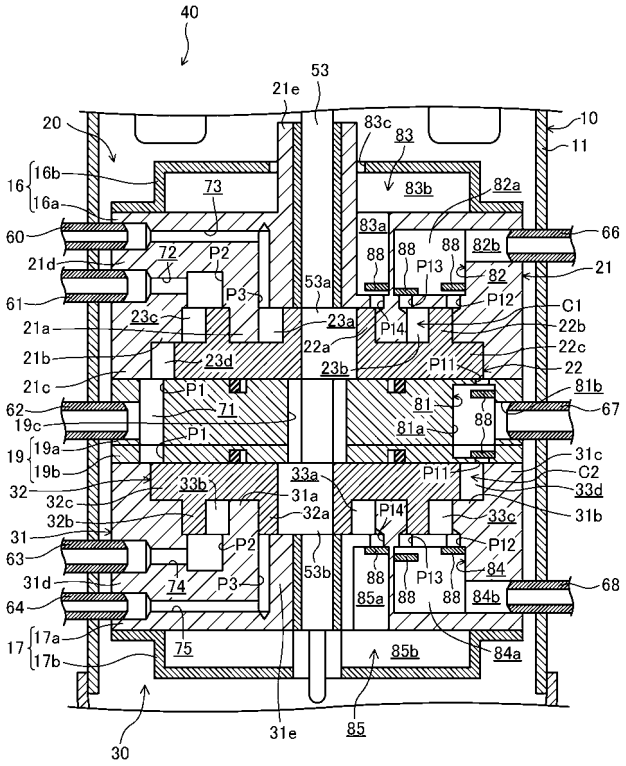
【０１４９】

21，31　シリンダ
21a，31a　内側シリンダ部
21b，31b　外側シリンダ部
21c，31c　最外側シリンダ部
21f，21g，31f，31g　スライド溝
22，32　環状ピストン
22a，32a　内側ピストン部
22b，32b　外側ピストン部
22c，32c　ピストン側鏡板部
23a，33a　最内側シリンダ室
23b，33b　内側シリンダ室
23c，33c　外側シリンダ室
23d，33d　最外側シリンダ室
24，34　ブレード
24c，34c　揺動ブッシュ部
53　駆動軸
B1　内側ブレード部
B2　外側第１ブレード部
B3　外側第２ブレード部
C1　主シリンダ室
C2　副シリンダ室
n1　第１揺動許容面
n2　第２揺動許容面

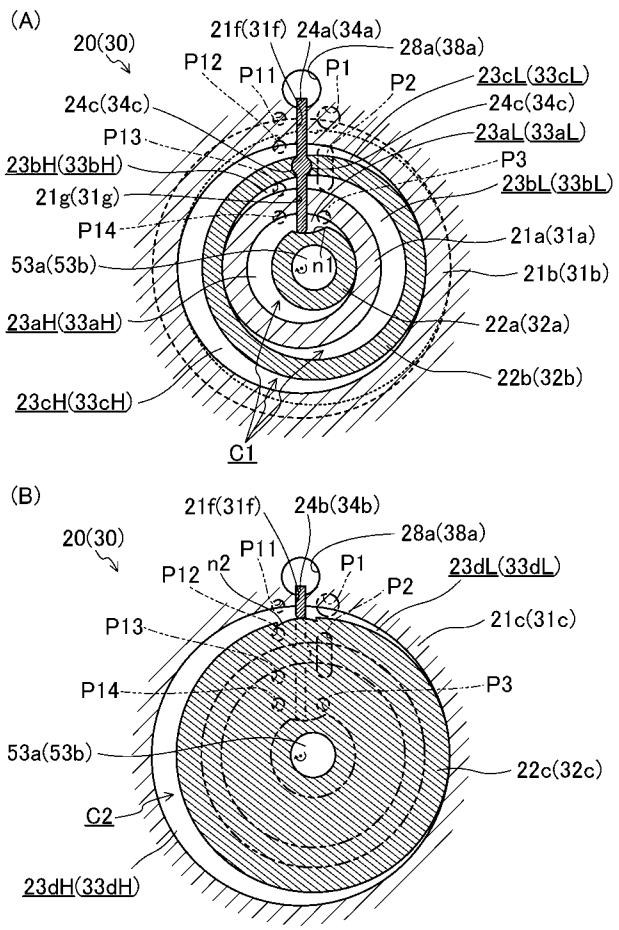
【図１】


1
12
69
53
10
11
50
51
52
40
20
73
21e
16
16b
16a
72
83
66
60
21d
23a
82
21
22b
61
23c
22a
22
21a
23b
22c
21b
23d
53a
21c
19c
62
71
81
67
19
19a
19b
32
31c
33b
32b
32c
31b
32a
33d
31a
33c
63
31d
74
85
84
31
64
68
17
17a
17b
75
31e
53b
33a
30
13

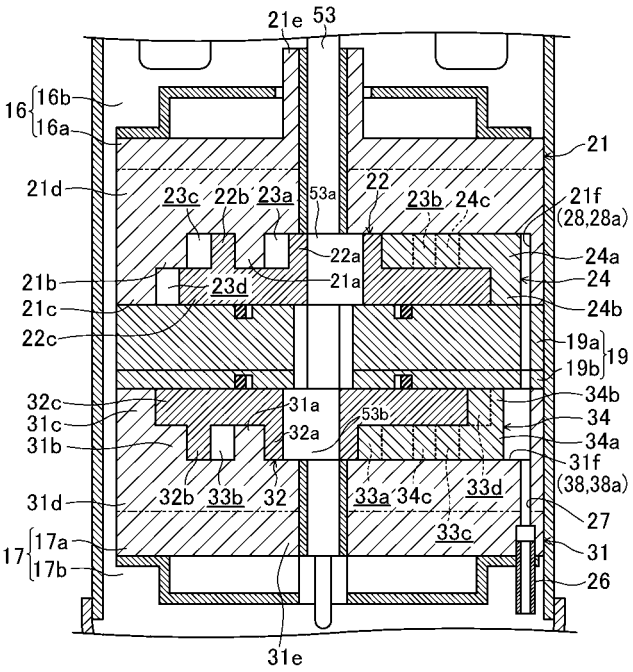
【図２】


40
53
21e
20
83c
83
10
11
16
16b
16a
73
83b
82a
60
83a
66
21d
72
P2
88
82b
21
P3
53a
P13
82
61
P12
C1
23c
23a
P14
22b
21a
22a
22c
21b
23d
23b
P11
22
21c
P1
81b
62
71
81
67
19c
88
19
19a
81a
31c
19b
P11
C2
32
33b
33a
33d
32c
31a
31b
32a
P14
33c
32b
31
P12
63
P2
53b
84
31d
74
P3
88
68
64
85a
88
P13
88
84b
17
17a
75
85b
84a
17b
30
31e
85

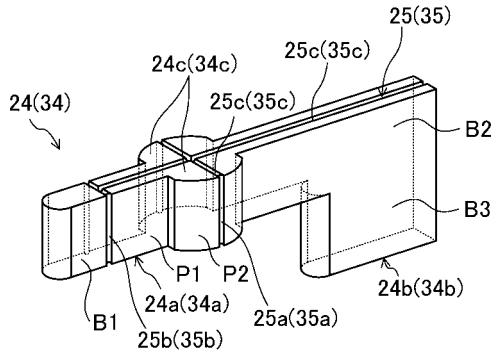
【図３】


(A)
20(30)
21f(31f)
24a(34a)
28a(38a)
P12
P11
P1
P2
23cL(33cL)
24c(34c)
24c(34c)
23aL(33aL)
P13
23bH(33bH)
P3
23bL(33bL)
21g(31g)
P14
21a(31a)
53a(53b)
21b(31b)
23aH(33aH)
22a(32a)
22b(32b)
23cH(33cH)
C1
(B)
21f(31f)
24b(34b)
20(30)
28a(38a)
P11
n2
P12
P1
23dL(33dL)
P2
21c(31c)
P13
P14
P3
53a(53b)
22c(32c)
C2
23dH(33dH)

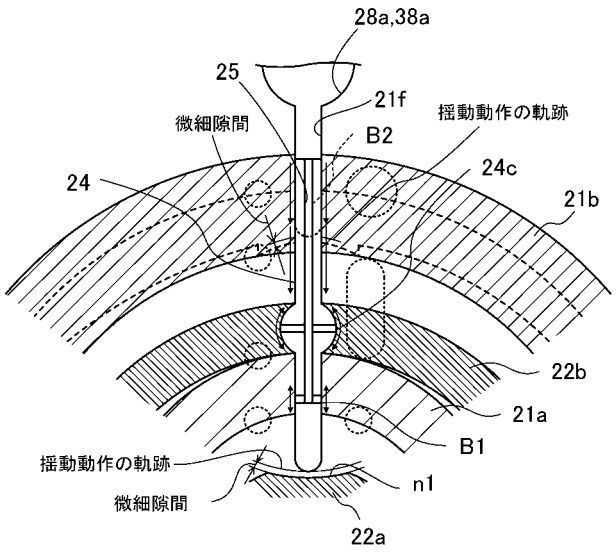
【図４】


21e
53
16
16b
16a
21
21d
23c
22b
23a
53a
22
23b
24c
21f
(28,28a)
22a
24a
21b
23d
21a
24
21c
24b
22c
19a
19
19b
34b
32c
31a
53b
34
31c
32a
34a
31b
31f
(38,38a)
32b
33b
32
33a
34c
33d
31d
27
33c
17
17a
31
17b
26
31e

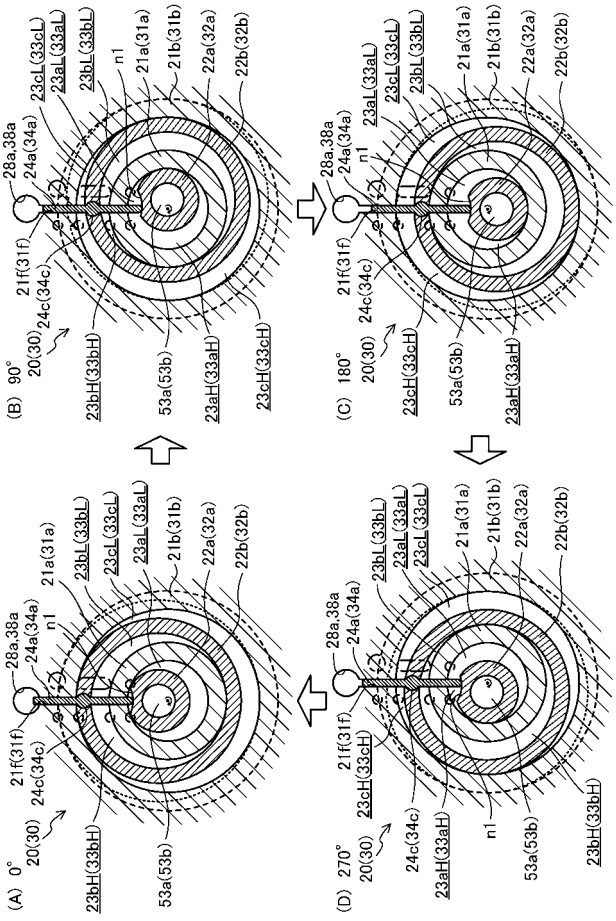
【図５】


25(35)
25c(35c)
24c(34c)
24(34)
25c(35c)
B2
B3
P1
P2
24b(34b)
24a(34a)
25a(35a)
B1
25b(35b)

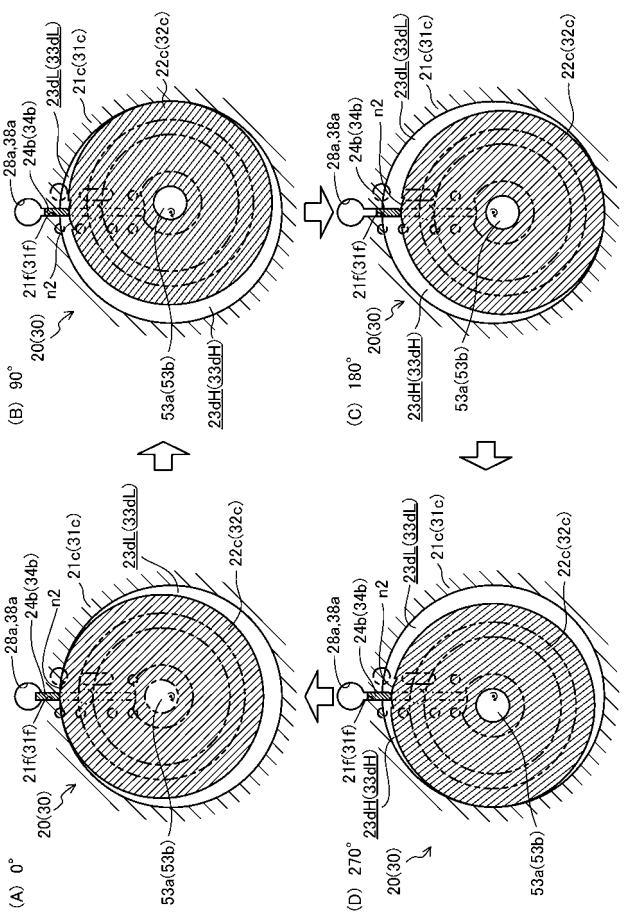
【図６】


28a,38a
25
21f
微細隙間
B2
揺動動作の軌跡
24c
24
21b
22b
21a
B1
揺動動作の軌跡
n1
微細隙間
22a

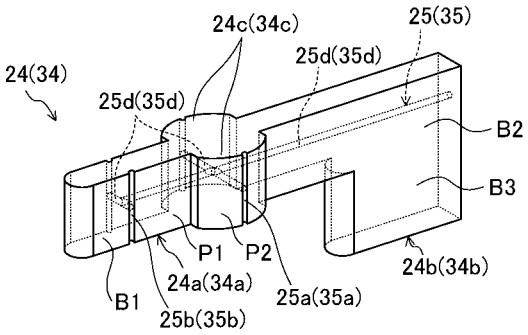
【図７】


(A) 0°
(B) 90°
(C) 180°
(D) 270°
28a,38a
24a(34a)
21f(31f)
24c(34c)
20(30)
23bH(33bH)
53a(53b)
23aH(33aH)
23cH(33cH)
n1
21a(31a)
21b(31b)
22a(32a)
22b(32b)
23cL(33cL)
23aL(33aL)
23bL(33bL)

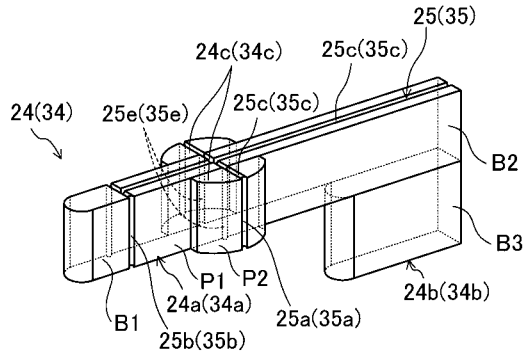
【図８】


(A) 0°
(B) 90°
(C) 180°
(D) 270°
28a,38a
24b(34b)
21f(31f)
n2
20(30)
53a(53b)
23dH(33dH)
21c(31c)
22c(32c)
23dL(33dL)

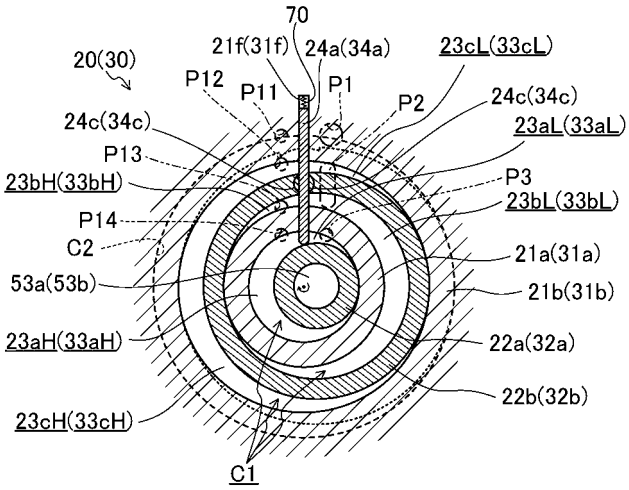
【図９】



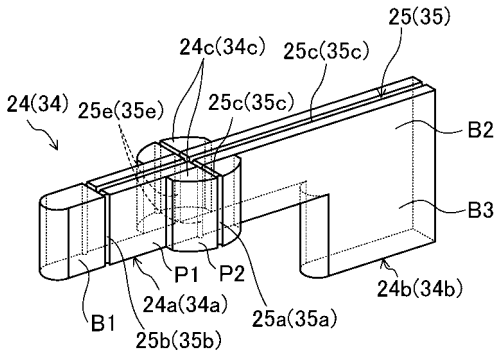
【図１０】



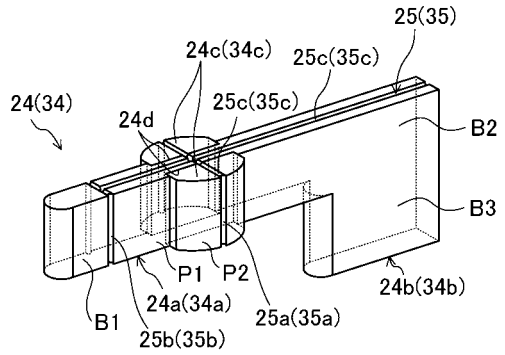
【図１１】



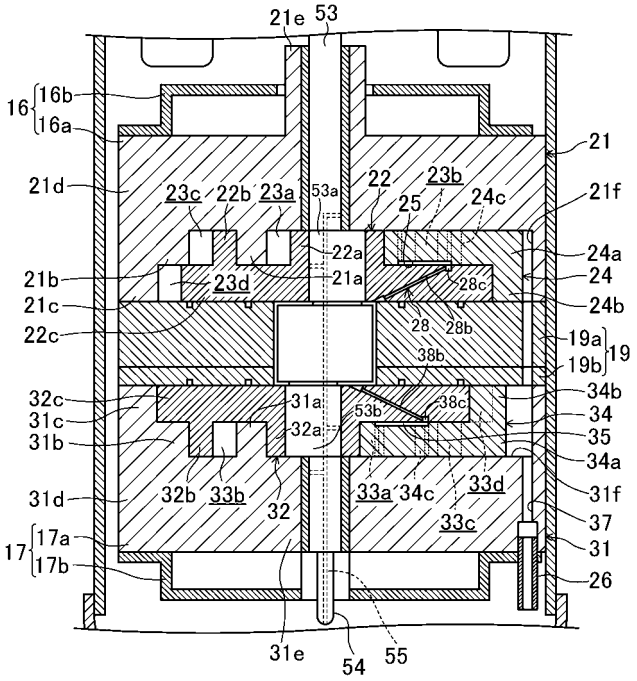
【図１２】



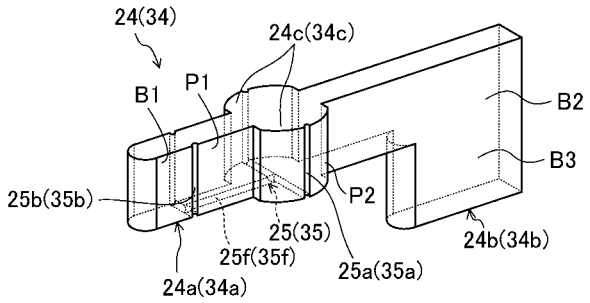
【図１３】



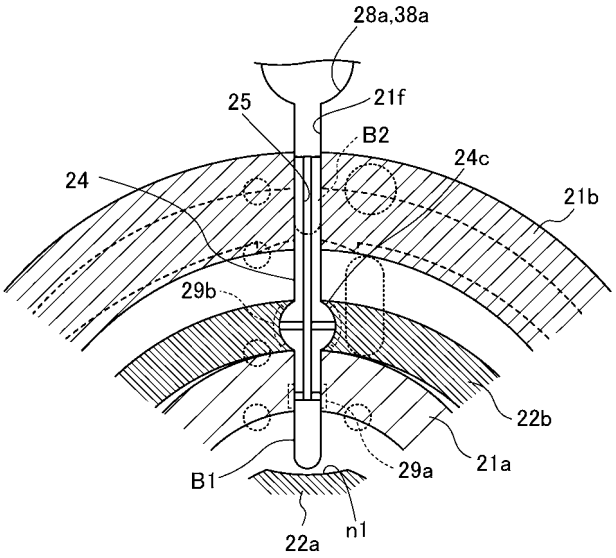
【図１４】



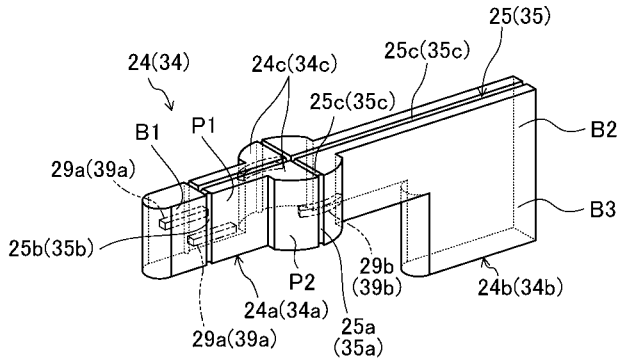
【図１５】



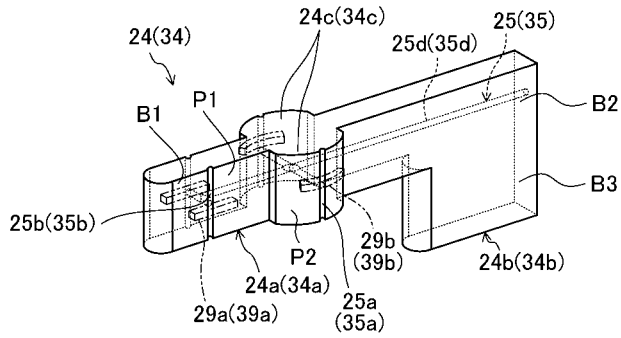
【図１６】



【図１７】



【図１８】



フロントページの続き

(74)代理人 100117581
弁理士 二宮 克也
(74)代理人 100117710
弁理士 原田 智雄
(74)代理人 100124671
弁理士 関 啓
(74)代理人 100131060
弁理士 杉浦 靖也
(74)代理人 100131200
弁理士 河部 大輔
(74)代理人 100131901
弁理士 長谷川 雅典
(74)代理人 100132012
弁理士 岩下 嗣也
(74)代理人 100141276
弁理士 福本 康二
(74)代理人 100143409
弁理士 前田 亮
(74)代理人 100157093
弁理士 間脇 八蔵
(74)代理人 100163186
弁理士 松永 裕吉
(74)代理人 100163197
弁理士 川北 憲司
(74)代理人 100163588
弁理士 岡澤 祥平
(72)発明者 岡本 哲也
大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内
(72)発明者 古庄 和宏
大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内
(72)発明者 岩田 育弘
大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内
(72)発明者 楊 国忠
大阪府堺市北区金岡町１３０４番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内

Ｆターム(参考) 3H129 AA01 AA13 AA32 AB03 BB06 BB42 BB50 CC03 CC18 CC23
CC33