

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4152674号  
(P4152674)

(45) 発行日 平成20年9月17日 (2008.9.17)

(24) 登録日 平成20年7月11日 (2008.7.11)

(51) Int.Cl.

F I

F O 4 B 27/14 (2006.01)

F O 4 B 27/08 T

F O 4 B 49/00 (2006.01)

F O 4 B 49/00 3 6 1

請求項の数 5 (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-162608 (P2002-162608)  
 (22) 出願日 平成14年6月4日 (2002.6.4)  
 (65) 公開番号 特開2004-11454 (P2004-11454A)  
 (43) 公開日 平成16年1月15日 (2004.1.15)  
 審査請求日 平成17年1月12日 (2005.1.12)

(73) 特許権者 000133652  
 株式会社テージケー  
 東京都八王子市桐田町1211番地4  
 (74) 代理人 100092152  
 弁理士 服部 毅巖  
 (72) 発明者 広田 久寿  
 東京都八王子市桐田町1211番地4 株  
 式会社テージケー内

審査官 尾崎 和寛

(56) 参考文献 特開平07-027049 (JP, A)  
 特開昭63-065178 (JP, A)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量圧縮機用容量制御弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸入室の圧力と吐出室の圧力との差圧を所定の差圧に保つように前記吐出室から調圧室に導入する冷媒量を制御して可変容量圧縮機から吐出される冷媒の容量を変化させる可変容量圧縮機用容量制御弁において、

前記吐出室に連通する第1のポートと前記調圧室に連通する第2のポートとの間の第1の冷媒流路に介挿されて前記第1の冷媒流路を連通または閉塞する第1の弁と、

前記調圧室に連通する前記第2のポートと前記吸入室に連通する第3のポートとの間の第2の冷媒流路に介挿され、前記第1の弁の弁孔より大きな径の弁孔を有し、前記第1の弁に連動して前記第2の冷媒流路を連通または閉塞する第2の弁と、

を備えていることを特徴とする可変容量圧縮機用容量制御弁。

【請求項 2】

前記第2の弁の弁孔の径は、弁孔が前記第1の弁の受圧面積に前記第2の弁の弁開時における冷媒の平均通路断面積を加えた面積になるような大きさにしたことを特徴とする請求項1記載の可変容量圧縮機用容量制御弁。

【請求項 3】

前記第1の弁の第1の弁体と前記第2の弁の第2の弁体とが同一軸線上にて軸線方向両側に配置され、かつ一体に形成されていることを特徴とする請求項1記載の可変容量圧縮機用容量制御弁。

【請求項 4】

10

20

前記第２のポートは、前記第１の弁の下流側から前記調圧室に向かう出口ポートと前記調圧室から前記第２の弁の上流側に向かう入口ポートとに分離して形成されていることを特徴とする請求項１記載の可変容量圧縮機用容量制御弁。

【請求項５】

前記第１の弁に対して閉じる方向に、前記第２の弁に対しては開く方向に、供給電流値に応じた荷重を与えるソレノイドを備えていることを特徴とする請求項１記載の可変容量圧縮機用容量制御弁。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は可変容量圧縮機用容量制御弁に関し、特に自動車用空気調和装置の冷凍サイクルの中で冷媒ガスを圧縮する可変容量圧縮機に使用される可変容量圧縮機用容量制御弁に関する。

【０００２】

【従来の技術】

自動車用空調装置の冷凍サイクル中で冷媒を圧縮するために用いられる圧縮機は、エンジンを駆動源としているので、回転数制御を行うことができない。そこで、エンジンの回転数に制約されることなく適切な冷房能力を得るために、冷媒の圧縮容量を変えることができる可変容量圧縮機が用いられている。

【０００３】

このような可変容量圧縮機においては、エンジンによって回転駆動される軸に取り付けられた揺動板に圧縮用ピストンが連結され、揺動板の角度を変えることによってピストンのストロークを変えることで冷媒の吐出量、すなわちコンプレッサの容量を変えるようにしている。

【０００４】

揺動板の角度は、密閉された調圧室内に圧縮された冷媒の一部を導入し、その導入する冷媒の圧力を変化させ、ピストンの両面にかかる圧力の釣り合いを変化させることによって連続的に変えている。

【０００５】

可変容量圧縮機において、その調圧室へ導入する冷媒の量を制御するのに、たとえば特開２００１－１３２６５０号公報に記載の圧縮容量制御装置では、可変容量圧縮機の吐出室と調圧室との間に容量制御弁を設け、調圧室と吸入室との間にオリフィスを設けた構成と、吐出室と調圧室との間にオリフィスを設け、調圧室と吸入室との間に容量制御弁を設けた構成とを提案している。

【０００６】

容量制御弁は、それらの前後差圧を所定値に保つように連通または閉塞させる制御をしており、差圧の所定値を電流値によって外部から設定することができる電磁制御弁としている。これにより、エンジンの回転数が上昇したときには、吐出室と調圧室との間の容量制御弁を開ける、または調圧室と吸入室との間の容量制御弁を閉じるよう制御し、調圧室に導入される圧力を増加させて圧縮できる容量を小さくし、回転数が低下したときには、容量制御弁を逆に制御し、調圧室に導入される圧力を減少させて圧縮できる容量を大きくするように制御することで、エンジンの回転数に関係なく可変容量圧縮機から吐出される冷媒の圧力を一定に保つようにしている。

【０００７】

このような可変容量圧縮機用容量制御弁では、圧縮機の運転容量を最小にしようとするとき、吐出室から調圧室へ導入する冷媒の量を最大または調圧室から吸入室へ導出する冷媒の量を最小にし、逆に、圧縮機の運転容量を最大にしようとするときには、吐出室から調圧室へ導入する冷媒の量を最小または調圧室から吸入室に導出する冷媒の量を最大にする必要がある。可変容量圧縮機の吐出室と調圧室との間、または、調圧室と吸入室との間にオリフィスがあると、そのオリフィスが通過する冷媒の流量を制限することになる。その

10

20

30

40

50

ため、圧縮機が最大または最小運転に移行しようとするとき、そのオリフィスが吐出室から調圧室へ、または、調圧室から吸入室への冷媒流量を制限することになり、最小または最大運転への移行に時間がかかることがあった。

#### 【 0 0 0 8 】

そのため、可変容量圧縮機用容量制御弁として、吐出室と調圧室との間と調圧室と吸入室との間に互いに連動して連通または閉塞制御される容量制御弁を設けた構成が特願 2 0 0 1 - 2 2 4 2 0 9 号明細書に提案されている。この可変容量圧縮機用容量制御弁では、吐出室と調圧室との間および調圧室と吸入室との間に配置された 2 つの弁を有し、一方が閉じているときにはこれに連動して他方が開き、逆に、一方が開いているときにはこれに連動して他方が閉じるといった三方弁の構成を有している。この三方弁は、吐出室と調圧室との間に配置された高压側の弁と調圧室と吸入室との間に配置された低压側の弁とは、調圧室の圧力の影響を受けることなく吐出圧力と吸入圧力との差圧だけで動かすことができるように、高压側および低压側の弁の受圧面積を同じにしてあり、それぞれの弁がオリフィスよりも十分に大きな通路断面積を有していることから、最小または最大運転への移行時には、冷媒を十分多く流すことができ、移行時間を短縮することができる。

10

#### 【 0 0 0 9 】

特に、最小運転に近い状態で運転しているときには、吐出室から吐出された冷媒は、常に調圧室に導入するようになっていたため、導入された冷媒が調圧室内に溜まることがある。この状態で、最大容量の運転に移行するときには、調圧室内の圧力をできるだけ早く下げたいが、調圧室が吸入室と連通して中の圧力が低下したときに、調圧室内に溜まっている冷媒が蒸発し、蒸発している間は、最小運転を維持することになるため、調圧室内の圧力が実際に低下するまでに時間がかかることがある。このような場合であっても、大きな通路断面積を有する三方弁が、調圧室と吸入室との間を全開状態にするため、調圧室内の冷媒を速やかに吸入室へ流すことができ、最小運転から最大運転への移行時間を短縮することができる。

20

#### 【 0 0 1 0 】

##### 【 発明が解決しようとする課題 】

しかしながら、従来の可変容量圧縮機用容量制御弁では、高压側および低压側の弁の受圧面積を同じにしてあるが、実運転時の制御では、高压側の弁が全閉、低压側の弁が全開に近い位置で制御していることが大半である。ここで、高压側の弁の弁孔の断面積を A、弁開時における冷媒の平均通路断面積を a、低压側の弁の弁孔の断面積を B、弁開時における冷媒の平均通路断面積を b とすると、高压側の弁の受圧面積は  $A - a$ 、低压側の弁の受圧面積は  $B - b$  となるが、実運転時には、ほとんどの制御期間で、高压側の弁の受圧面積がほぼ A となり、低压側の弁の受圧面積が  $B - b$  となって、高压側および低压側の弁の受圧面積が相違するために、調圧室の圧力の影響を受けることになるという問題点があった。

30

#### 【 0 0 1 1 】

本発明はこのような点に鑑みてなされたものであり、実運転時における高压側の弁の受圧面積 A と低压側の弁の受圧面積 ( $B - b$ ) とを同じにして調圧室の圧力の影響を受けることがないようにした可変容量圧縮機用容量制御弁を提供することを目的とする。

40

#### 【 0 0 1 2 】

##### 【 課題を解決するための手段 】

本発明では上記問題を解決するために、吸入室の圧力と吐出室の圧力との差圧を所定の差圧に保つように前記吐出室から調圧室に導入する冷媒量を制御して可変容量圧縮機から吐出される冷媒の容量を変化させる可変容量圧縮機用容量制御弁において、前記吐出室に連通する第 1 のポートと前記調圧室に連通する第 2 のポートとの間の第 1 の冷媒流路に介挿されて前記第 1 の冷媒流路を連通または閉塞する第 1 の弁と、前記調圧室に連通する前記第 2 のポートと前記吸入室に連通する第 3 のポートとの間の第 2 の冷媒流路に介挿され、前記第 1 の弁の弁孔より大きな径の弁孔を有し、前記第 1 の弁に連動して前記第 2 の冷媒流路を連通または閉塞する第 2 の弁と、を備えていることを特徴とする可変容量圧縮機

50

用容量制御弁が提供される。

【 0 0 1 3 】

このような可変容量圧縮機用容量制御弁によれば、実運転時のほとんどの制御期間においては、第 1 の弁は閉じ側、第 2 の弁は開き側に位置していることが多いため、高圧側の弁の受圧面積がその弁孔の断面積とほぼ等しいのに対し、低圧側の弁の受圧面積はその弁孔の断面積から弁開時における冷媒の平均通路断面積を差し引いた大きさになることから、第 2 の弁を第 1 の弁の弁孔よりも大きな弁孔にして、実運転時では、第 1 および第 2 の弁の受圧面積が同じになるようにした。これにより、第 1 および第 2 の弁に共通に連通している第 2 のポートを介して受ける調圧室の圧力がキャンセルされ、第 1 および第 2 の弁は容量制御の動作時に調圧室の圧力の影響を受けずに吸入室の圧力と吐出室の圧力との差圧のみで容量制御することができる。

10

【 0 0 1 4 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面を参照して詳細に説明する。

図 1 は本発明による容量制御弁を適用した可変容量圧縮機の概略を示す断面図である。

【 0 0 1 5 】

可変容量圧縮機は、気密に形成された調圧室 1 を有し、中には回転自在に支持された回転軸 2 を有している。この回転軸 2 の一端は、図示しない軸封装置を介して調圧室 1 の外まで延びていて、クラッチおよびベルトを介してエンジンの出力軸から駆動力が伝達されるプーリ 3 が固定されている。回転軸 2 には、この回転軸 2 の軸線に対して傾斜角可変となる揺動板 4 が設けられている。回転軸 2 の軸線の回りには、複数（図示の例では 1 つ）のシリンダ 5 が配置されている。各シリンダ 5 には、揺動板 4 の回転運動を往復運動に変換するピストン 6 が配置されている。各シリンダ 5 は、それぞれ吸入用リリーフ弁 7 および吐出用リリーフ弁 8 を介して吸入室 9 および吐出室 10 に接続されている。各シリンダ 5 の吸入室 9 は、互いに連通して 1 つの部屋になっており、冷凍サイクルの蒸発器に接続される。各シリンダ 5 の吐出室 10 も、互いに連通して 1 つの部屋になっており、冷凍サイクルのガスクーラまたは凝縮器に接続される。

20

【 0 0 1 6 】

この可変容量圧縮機では、また、吐出室 10 から調圧室 1 へ連通する冷媒流路および調圧室 1 から吸入室 9 へ連通する冷媒流路の途中に、三方弁を備えた容量制御弁 11 が設けられ、吐出室 10 と調圧室 1 との間、および調圧室 1 と吸入室 9 との間には、冷媒に溶解されている潤滑オイルの最小循環量を確保するためのオリフィス 12, 13 がそれぞれ設けられている。なお、これらのオリフィス 12, 13 は、可変容量圧縮機のボディの側に形成したが、容量制御弁 11 の中に設けてもよい。

30

【 0 0 1 7 】

以上の構成の可変容量圧縮機において、エンジンの駆動力によって回転軸 2 が回転し、その回転軸 2 に設けられた揺動板 4 が回転すると、揺動板 4 に連結されたピストン 6 が往復運動し、これによって吸入室 9 の冷媒がシリンダ 5 に吸入され、シリンダ 5 内で圧縮され、圧縮された冷媒が吐出室 10 へ吐出される。

40

【 0 0 1 8 】

ここで、通常運転のとき、容量制御弁 11 は、吐出室 10 の冷媒の吐出圧力  $P_d$  を受けて、吸入室 9 の吸入圧力  $P_s$  との差圧が所定の差圧に保つように、調圧室 1 へ導入する冷媒量（このときの調圧室 1 の圧力を  $P_{c1}$  で示してある）と調圧室 1 から吸入室 9 へ導入される冷媒量（このときの調圧室 1 の圧力を  $P_{c2}$  で示してある）とを連動して制御する。これによって、調圧室 1 内の圧力  $P_c$  ( $= P_{c1} = P_{c2}$ ) が所定値に保たれるので、シリンダ 5 の容量が所定値に制御される。

【 0 0 1 9 】

また、最小運転のとき、容量制御弁 11 は、吐出室 10 から調圧室 1 へ冷媒を導入する冷媒流路を全開にし、調圧室 1 から吸入室 9 へ冷媒を導入する冷媒流路を全閉にする。このとき、容量制御弁 11 は、調圧室 1 から吸入室 9 への冷媒流路を遮断するが、オリフィス

50

13を介して、冷媒の微少流れはある。

【0020】

最大運転のとき、容量制御弁11は、吐出室10から調圧室1へ冷媒を導入する冷媒流路を全閉にし、調圧室1から吸入室9へ冷媒を導入する冷媒流路を全開にする。このとき、容量制御弁11は、吐出室10から調圧室1への冷媒流路を遮断するが、オリフィス12を介して微少の冷媒を調圧室1へ導入するようにして、冷媒に混入された潤滑オイルを調圧室1へ供給するようにしている。

【0021】

次に、本発明による容量制御弁11について詳細に説明する。

図2は第1の実施の形態に係る容量制御弁を示す中央縦断面図である。

10

この容量制御弁11は、電磁三方弁を構成している。すなわち、ボディ21の中央開口部に軸線方向に進退自在に保持された三方弁の弁体22を有している。この弁体22は、ボディ21の軸線方向両端に高圧用弁体23および低圧用弁体24が一体に形成されている。

【0022】

ボディ21の中央開口部の内側端部には、高圧用弁体23の弁座25を構成するプラグ26が嵌合され、外側端部には、フィルタ27が嵌合されている。ボディ21は、また、その軸線位置に低圧用弁体24のための弁座28が一体に形成されている。プラグ26と弁体22との間には、高圧用弁体23を弁座25から離れる方向、かつ低圧用弁体24がその弁座28に着座する方向に弁体22を付勢するスプリング29が配置されている。

20

【0023】

この三方弁において、低圧側の弁座28の弁孔の径は、高圧側の弁座25の弁孔の径より大きなサイズにしてある。すなわち、高圧側の弁座25の弁孔の断面積をA、低圧側の弁座28の弁孔の断面積をBとすると、 $A < B$ となるようにしてある。

【0024】

ボディ21の軸線位置に形成された弁座28の弁孔は、図の下端部まで同じ内径サイズで貫通形成されており、その貫通孔には、シャフト30が軸線方向に進退自在に保持されている。このシャフト30は、弁体22側が縮径されて貫通孔の内壁との間に冷媒流路を形成し、上側の先端部は、低圧用弁体24に当接している。そして、ボディ21は、別のボディ31の中央開口部に嵌合され、ボディ31と同一軸線上に配置されている。

30

【0025】

なお、ボディ21の弁体22を支持している部分は、高圧導入側の空間と低圧導出側の空間との間を仕切っており、ボディ21には、可変容量圧縮機の調圧室1に連通する2つの冷媒流路に対応して高圧用弁体23の下流側と低圧用弁体24の上流側とにポート32、33が形成されている。また、ボディ31には、可変容量圧縮機の吸入室9に連通する冷媒流路に対応して低圧用弁体24の下流側にポート34が形成されている。ポート33の入口には、フィルタ35が周設されている。

【0026】

ボディ31の下端部には、ソレノイドが設けられている。このソレノイドは、上端部がボディ21の下端部に嵌合された固定鉄芯36を有している。ボディ31の下端部には、スリーブ37の上端部が固定されており、その下端部は、ストッパ38によって閉止されている。このストッパ38の上部中央空間には、ガイド40が圧入固定されている。ガイド40およびボディ21の下方の中央貫通孔は、軸線方向に摺動自在にシャフト30を2点支持している。固定鉄芯36とストッパ38との間には、可動鉄芯42が配置され、シャフト30に支持されている。可動鉄芯42は、シャフト30に嵌め込まれたEリング43によって上端が当接されている。Eリング43と固定鉄芯36との間には、ワッシャ44およびスプリング45が配置され、ストッパ38と可動鉄芯42との間には、スプリング46が配置されている。スリーブ37の外周には、電磁コイル47、ヨーク48および磁気閉回路を形成するためのプレート49が設けられている。

40

【0027】

50

そして、ポート 3 2 を挟んでその上下位置のボディ 2 1 には、リング 5 0 , 5 1 がそれぞれ周設され、ポート 3 4 を挟んでその上下位置のボディ 3 1 には、リング 5 2 , 5 3 がそれぞれ周設されている。

#### 【 0 0 2 8 】

ここで、プラグ 2 6 に穿設された高圧側の弁の弁孔の断面積を  $A$ 、高圧用弁体 2 3 の弁開時における冷媒の平均通路断面積を  $a$ 、ボディ 2 1 に貫通形成された低圧側の弁の弁孔の断面積を  $B$ 、低圧用弁体 2 4 の弁開時における冷媒の平均通路断面積を  $b$  とする。弁が開くと、その受圧面積は減るので、高圧側の弁の受圧面積は  $A - a$ 、低圧側の弁の受圧面積は  $B - b$  となる。実運転時のほとんどの制御期間では、弁体 2 2 は高圧用弁体 2 3 の閉じ側に位置していることが多いため、高圧側の弁の受圧面積がほぼ  $A$  となるのに対し、低圧側の弁の受圧面積は  $B - b$  となる。したがって、このような弁開度にあるときに調圧室 1 の圧力  $P_c$  ( $= P_{c1} = P_{c2}$ ) の影響を受けないようにするには、 $A = B - b$  とする必要がある。つまり、低圧用弁体 2 4 の弁開時における冷媒の平均通路断面積  $b$  の分だけ、ボディ 2 1 に貫通形成された低圧側の弁の弁孔の断面積  $B$  をプラグ 2 6 に穿設された高圧側の弁の弁孔の断面積  $A$  より大きくしてある。これにより、実運転時における高圧側の弁の受圧面積  $A$  と低圧側の弁の受圧面積 ( $B - b$ ) とが実質的に同じになり、高圧用弁体 2 3 および低圧用弁体 2 4 には、調圧室 1 の圧力  $P_c$  と実質的に等しい圧力  $P_{c1}$  ,  $P_{c2}$  が同じ受圧面積に対して軸線方向逆向きにかかるため、弁体 2 2 に対する圧力  $P_c$  による影響はキャンセルされていることになる。したがって、三方弁は、基本的に吐出室 1 0 からの吐出圧力  $P_d$  と吸入室 9 からポート 3 4 を介して受ける吸入圧力  $P_s$  との差圧だけで動くことになる。

#### 【 0 0 2 9 】

また、ポート 3 4 における吸入圧力  $P_s$  は、ボディ 3 1 と固定鉄芯 3 6 との間、スリーブ 3 7 と固定鉄芯 3 6 との間を介して固定鉄芯 3 6 と可動鉄芯 4 2 との間の空間、さらにはシャフト 3 0 と固定鉄芯 3 6 との間の隙間に導入されており、また、スリーブ 3 7 と可動鉄芯 4 2 との間の隙間を介して可動鉄芯 4 2 とストッパ 3 8 との間の空間、さらにはシャフト 3 0 とガイド 4 0 との間のクリアランスを介してシャフト 3 0 とストッパ 3 8 との間の空間にも導入されていて、ソレノイドの内部は低圧の吸入圧力  $P_s$  によって充満されている。

#### 【 0 0 3 0 】

以上のような三方弁を有する容量制御弁 1 1 において、ソレノイドの電磁コイル 4 7 に制御電流が供給されていないときには、図 2 に示したように、可動鉄芯 4 2 はスプリング 4 5 によって固定鉄芯 3 6 から離れる方向に付勢され、弁体 2 2 はスプリング 2 9 によってソレノイド側に付勢されているので、高圧用弁体 2 3 は全開、低圧用弁体 2 4 は全閉になっている。ここで、吐出圧力  $P_d$  が導入されると、その吐出圧力  $P_d$  は三方弁を介して調圧室 1 に導入される。調圧室 1 から吸入室 9 に抜ける冷媒流路は三方弁により閉塞されているので、調圧室 1 の圧力  $P_{c1}$  は吐出圧力  $P_d$  に近い値になり、ピストン 6 の両面にかかる圧力差が最も小さくなって、揺動板 4 はピストン 6 のストロークが最も小さくなるような傾斜角になり、これにより、可変容量圧縮機は速やかに最小容量の運転に移行するようになる。

#### 【 0 0 3 1 】

ソレノイドの電磁コイル 4 7 に最大の制御電流が供給されると、可動鉄芯 4 2 は固定鉄芯 3 6 に吸引されて図の上方へ移動し、三方弁は、高圧用弁体 2 3 が全閉、低圧用弁体 2 4 が全開になる。すると、今まで、オリフィス 1 3 を介して調圧室 1 の冷媒が吸入室 9 へ導入されていたのに加えて、調圧室 1 に連通されたポート 3 3 から三方弁およびポート 3 4 を介して冷媒が吸入室 9 へ導出される。調圧室 1 の圧力  $P_{c2}$  は吸入圧力  $P_s$  に近い値になり、ピストン 6 の両面にかかる圧力差が最も大きくなって、揺動板 4 はピストン 6 のストロークが最も大きくなるような傾斜角になり、これにより、可変容量圧縮機は速やかに最大容量の運転に移行するようになる。

#### 【 0 0 3 2 】

ソレノイド部の電磁コイル 47 に所定の制御電流が供給される通常の制御をしている場合は、その制御電流の大きさに応じて可動鉄芯 42 が固定鉄芯 36 に吸引されて図の上方へ移動する。これにより、高圧用弁体 23 が閉じているときには、吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧が制御電流の大きさによって決まる設定値より大きくなった場合にだけ、高圧用弁体 23 が開いて容量制御を開始する。

#### 【0033】

図 3 は可変容量圧縮機のポンプ特性を示す図である。

このポンプ特性において、縦軸は容量制御弁 11 の吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧を示し、横軸は可変容量圧縮機の吐出流量を示している。ここで、曲線は、可変容量圧縮機がある回転数で回転しているときの圧縮機可変容量率を示しており、原点から最も遠い曲線は圧縮機可変容量率が 100%、つまり、可変容量圧縮機が最大で運転しているときを示している。

10

#### 【0034】

容量制御弁 11 の吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧がある値になるように電磁コイル 47 への電流値を設定したとする。このとき、可変容量圧縮機が最大運転を開始すると、吐出流量は最初、吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧がない最大の流量から開始し、その後、吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧が徐々に生まれ、それに伴って冷媒の吐出流量も徐々に減っていき、可変容量圧縮機の動作は、圧縮機可変容量率 100% の線上をたどっていく。そして、吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧が設定差圧に達すると、高圧用弁体 23 が開いて吐出圧力  $P_d$  を調圧室 1 に導入し、これにより、調圧室 1 の圧力  $P_c$  が上昇し、揺動板 4 が回転軸 2 に直角な方向に動いて、圧縮容量が小さくなる方向への制御を開始する。その後は、吐出流量が少なくなっても、可変容量圧縮機は吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧は一定になるよう制御される。

20

#### 【0035】

ところで、高圧側の弁の弁孔の断面積  $A$  と低圧側の弁の弁孔の断面積  $B$  とが同じサイズに形成されている容量制御弁では、実運転時のほとんどの制御期間では、高圧側の弁の受圧面積がほぼ  $A$ 、低圧側の弁の受圧面積は  $B - b$  となり、その面積差の分だけ調圧室 1 の圧力  $P_c$  の影響を受けることになるので、可変容量域では、吐出容量が減るにつれて、差圧  $P_d - P_s$  が大きくなる傾向を示す。これに対し、低圧用弁体 24 の弁開時における冷媒の平均通路断面積  $b$  を考慮して  $A < B$  とした場合には、実運転時のほとんどの制御期間では、高圧側および低圧側の弁の受圧面積はほぼ等しくなるため、調圧室 1 の圧力  $P_c$  の影響は受けなくなり、可変容量域のどの位置でも吐出容量に関係なく差圧  $P_d - P_s$  が一定の特性になり、差圧性のよい容量制御弁を得ることができる。

30

#### 【0036】

図 4 は本発明による別の容量制御弁を適用した可変容量圧縮機の概略を示す断面図である。この図 4 において、図 1 に示した構成要素と同じ要素には同じ符号を付してその詳細な説明は省略する。

#### 【0037】

この可変容量圧縮機では、吐出室 10 から調圧室 1 へ連通する冷媒流路および調圧室 1 から吸入室 9 へ連通する冷媒流路の途中に、三方弁を備えた容量制御弁 60 が設けられ、容量制御弁 60 と調圧室 1 との間の冷媒流路は共通にしてある。

40

#### 【0038】

以上の構成の可変容量圧縮機において、エンジンの駆動力によって回転軸 2 が回転し、その回転軸 2 に設けられた揺動板 4 が回転すると、揺動板 4 に連結されたピストン 6 が往復運動し、これによって吸入室 9 の冷媒がシリンダ 5 に吸入され、シリンダ 5 内で圧縮され、圧縮された冷媒が吐出室 10 へ吐出される。

#### 【0039】

このとき、通常運転のときは、容量制御弁 60 は、吐出室 10 の冷媒の吐出圧力  $P_d$  を受けて、吸入室 9 の吸入圧力  $P_s$  との差圧が所定の差圧に保つように調圧室 1 へ導入する冷媒量と調圧室 1 へ導入される冷媒量の一部を吸入室 9 へバイパスする量とを制御する。こ

50

れにより、調圧室 1 内の圧力  $P_c$  が所定値に保たれ、シリンダ 5 の容量が所定値に制御される。その後、調圧室 1 の圧力  $P_c$  は、オリフィス 13 を介して吸入室 9 に戻される。

【0040】

最小運転のとき、容量制御弁 60 は、吐出室 10 から調圧室 1 へ冷媒を導入する冷媒流路を全開にし、調圧室 1 から吸入室 9 へ冷媒を導入する冷媒流路を全閉にする。このとき、容量制御弁 60 は、調圧室 1 から吸入室 9 への冷媒流路を遮断するが、オリフィス 13 を介して、冷媒の微少流れはある。

【0041】

最大運転のとき、容量制御弁 60 は、吐出室 10 から調圧室 1 へ冷媒を導入する冷媒流路を全閉にし、調圧室 1 から吸入室 9 へ冷媒を導入する冷媒流路を全開にする。このとき、容量制御弁 60 は、吐出室 10 から調圧室 1 への冷媒流路を遮断するが、オリフィス 12 を介して微少の冷媒を調圧室 1 へ導入するようにして、冷媒に混入された潤滑オイルを調圧室 1 へ供給するようにしている。

【0042】

次に、このような制御を行う容量制御弁 60 について詳細に説明する。

図 5 は第 2 の実施の形態に係る容量制御弁を示す中央縦断面図である。

この容量制御弁 60 も同様に、低压側の弁座 28 の弁孔の径は、高压側の弁座 25 の弁孔の径より大きなサイズ、すなわち、 $A < B$  に形成されている。この容量制御弁 60 では、高压用弁体 23 および低压用弁体 24 が一体に形成された弁体 22 を、高压用弁体 23 の弁座 25 を構成するプラグ 26 と一体に形成されたガイド 61 によってボディ 21 の軸線方向に進退自在に保持している。ガイド 61 は、調圧室 1 に連通するポート 33 とスプリング 29 を収容している空間と連通するよう連通孔 62 を有している。なお、低压用弁体 24 より図の下方部分のソレノイドと、そのソレノイドによりシャフト 30 を介して弁体 22 を付勢する構造については、図 2 に示した第 1 の実施の形態に係る容量制御弁 11 と同じである。

【0043】

以上の三方弁構造を持った容量制御弁 60 において、ソレノイドの電磁コイル 47 に制御電流が供給されていないときには、図 5 に示したように、吐出圧力  $P_d$  と調圧室 1 の圧力  $P_c$  との間の高压用弁体 23 は全開、調圧室 1 の圧力  $P_c$  と吸入圧力  $P_s$  との間の低压用弁体 24 は全閉になっている。ソレノイドの可動鉄芯 42 は、スプリング 29, 45, 46 のばね荷重のバランスで固定鉄芯 36 から離されている。したがって、調圧室 1 の圧力  $P_c$  は吐出圧力  $P_d$  に近い値になり、ピストン 6 の両面にかかる圧力差が最も小さくなって、揺動板 4 はピストン 6 のストロークが最も小さくなるような傾斜角になり、可変容量圧縮機は最小容量の運転になる。

【0044】

ソレノイドの電磁コイル 47 に最大の制御電流が供給されると、可動鉄芯 42 は固定鉄芯 36 に吸引されて図の上方へ移動し、三方弁は、高压用弁体 23 が全閉、低压用弁体 24 が全開になる。すると、今まで、オリフィス 13 を介して調圧室 1 の冷媒が吸入室 9 へ微少に導出されていたのに加え、三方弁を介して調圧室 1 の冷媒が吸入室 9 へ導出される。したがって、調圧室 1 の圧力  $P_c$  は吸入圧力  $P_s$  に近い値になり、ピストン 6 の両面にかかる圧力差が最も大きくなって、揺動板 4 はピストン 6 のストロークが最も大きくなるような傾斜角になり、可変容量圧縮機は最大容量の運転になる。

【0045】

ソレノイド部の電磁コイル 47 に所定の制御電流が供給される通常の制御をしているときは、可動鉄芯 42 が固定鉄芯 36 に吸引されて図の上方へ制御電流の大きさに応じて移動する。これにより、高压用弁体 23 が閉じているときには、吐出圧力  $P_d$  と吸入圧力  $P_s$  との差圧が制御電流の大きさによって決まる設定値より大きくなった場合にだけ、高压用弁体 23 が開き始めて、可変容量の制御を開始する。

【0046】

なお、上記の実施の形態では、実運転時のほとんどの制御期間において、高压側の弁の



受圧面積はその弁の弁孔の断面積とほぼ等しいことを前提に説明したが、実運転時において、高压用弁体 2 3 の弁開時における冷媒の平均通路断面積  $a$  が無視できないほど大きい場合、低压側の弁の弁孔の断面積は、低压側の弁の受圧面積が高压用弁体 2 3 の弁開時における冷媒の平均通路断面積  $a$  を差し引いた値になるような大きさに設定される。

【 0 0 4 7 】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明では、三方弁の低压側の弁の弁孔の断面積を高压側の弁の弁孔の断面積より大きく構成した。これにより、実運転時の制御期間では、高压側の弁の受圧面積と低压側の弁の受圧面積とがほぼ等しくなり、三方弁の高压用弁体および低压用弁体に対する調圧室の圧力による影響をキャンセルすることができ、差圧性のよい特性を得ることができる。

10

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明による容量制御弁を適用した可変容量圧縮機の概略を示す断面図である。

【図 2】第 1 の実施の形態に係る容量制御弁を示す中央縦断面図である。

【図 3】可変容量圧縮機のポンプ特性を示す図である。

【図 4】本発明による別の容量制御弁を適用した可変容量圧縮機の概略を示す断面図である。

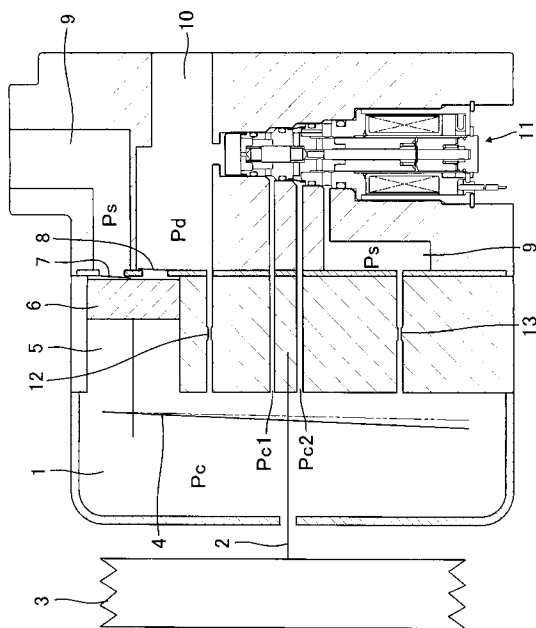
【図 5】第 2 の実施の形態に係る容量制御弁を示す中央縦断面図である。

【符号の説明】

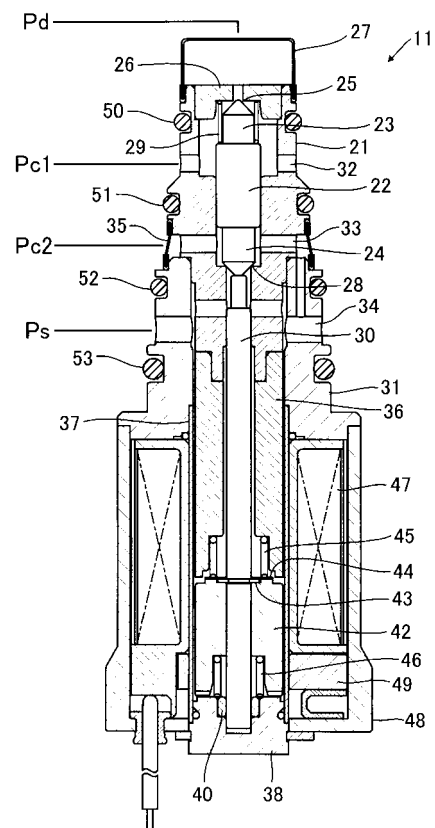
|            |          |    |
|------------|----------|----|
| 1          | 調圧室      | 20 |
| 2          | 回転軸      |    |
| 3          | プーリ      |    |
| 4          | 揺動板      |    |
| 5          | シリンダ     |    |
| 6          | ピストン     |    |
| 7          | 吸入用リリーフ弁 |    |
| 8          | 吐出用リリーフ弁 |    |
| 9          | 吸入室      |    |
| 10         | 吐出室      |    |
| 11         | 容量制御弁    | 30 |
| 12, 13     | オリフィス    |    |
| 21         | ボディ      |    |
| 22         | 弁体       |    |
| 23         | 高压用弁体    |    |
| 24         | 低压用弁体    |    |
| 25         | 弁座       |    |
| 26         | プラグ      |    |
| 27         | フィルタ     |    |
| 28         | 弁座       |    |
| 29         | スプリング    | 40 |
| 30         | シャフト     |    |
| 31         | ボディ      |    |
| 32, 33, 34 | ポート      |    |
| 35         | フィルタ     |    |
| 36         | 固定鉄芯     |    |
| 37         | スリーブ     |    |
| 38         | ストッパ     |    |
| 40         | ガイド      |    |
| 42         | 可動鉄芯     |    |
| 43         | Eリング     | 50 |

- 44 ワッシャ
- 45, 46 スプリング
- 47 電磁コイル
- 48 ヨーク
- 49 プレート
- 50, 51, 52, 53 Oリング
- 60 容量制御弁
- 61 ガイド
- 62 連通孔

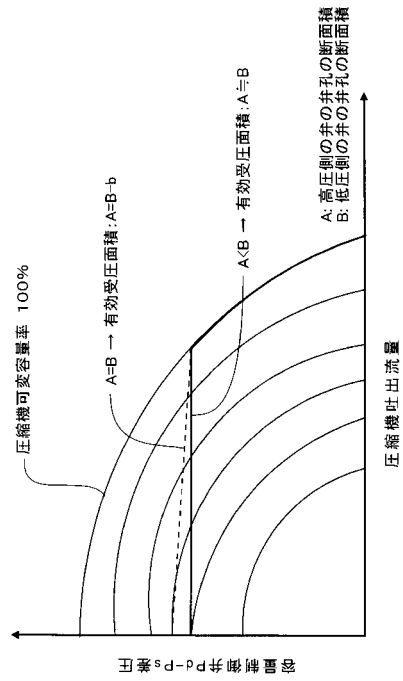
【図1】



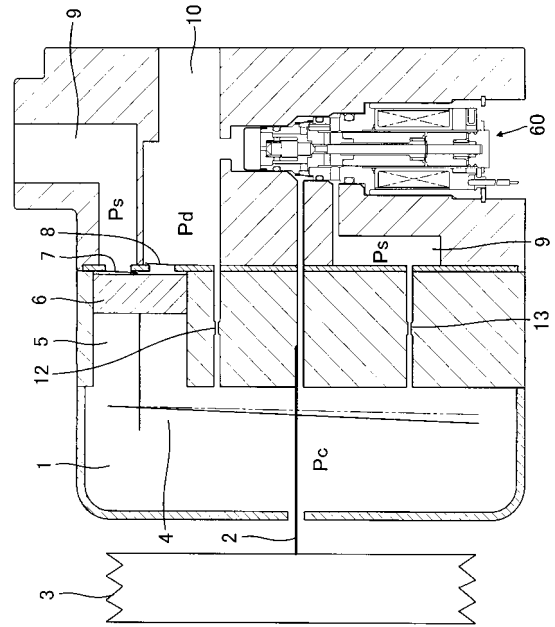
【図2】



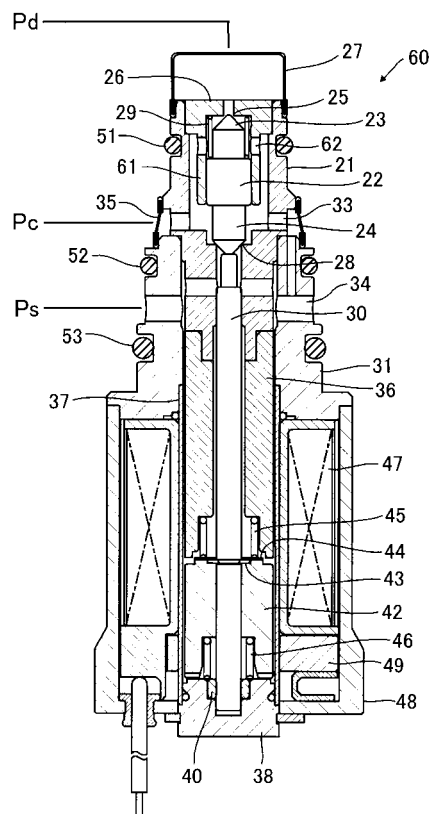
【図 3】



【図 4】



【図 5】



---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F04B 27/14

F04B 49/00 ~ 51/00