

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4792607号
(P4792607)

(45) 発行日 平成23年10月12日(2011.10.12)

(24) 登録日 平成23年8月5日(2011.8.5)

(51) Int.Cl. F I
F O 4 B 27/14 (2006.01) F O 4 B 27/08 U

請求項の数 5 (全 15 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2001-303968 (P2001-303968) (22) 出願日 平成13年9月28日 (2001. 9. 28) (65) 公開番号 特開2003-106252 (P2003-106252A) (43) 公開日 平成15年4月9日 (2003. 4. 9) 審査請求日 平成20年9月10日 (2008. 9. 10)</p>	<p>(73) 特許権者 500309126 株式会社ヴァレオジャパン 埼玉県熊谷市千代字東原39番地 (74) 代理人 110000545 特許業務法人大貫小竹国際特許事務所 (74) 代理人 100091557 弁理士 木内 修 (72) 発明者 風早 幸生 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番 地 株式会社ゼクセルヴァレオクライメー トコントロール内 審査官 笹木 俊男</p>
--	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量型斜板式圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮室に供給する冷媒ガスを貯える吸入室と、前記圧縮室から吐出された冷媒ガスを貯える吐出室と、ピストンのストローク量を定める斜板が収容されるクランク室と、このクランク室の圧力が所定値以上に上昇したときにそのクランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がす通路と、この通路の途中に設けられた弁とを備えている可変容量型斜板式圧縮機において、

前記弁は、前記吸入室の圧力、前記吐出室の圧力及び前記クランク室の圧力が作用する一体の構造をなし、

前記吸入室の圧力及び前記吐出室の圧力の合力が前記弁に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記クランク室の圧力が前記弁に対して前記通路を開放する方向へ作用することを特徴とする可変容量型斜板式圧縮機。

【請求項2】

前記弁は、前記通路に設けられた弁座に着座可能な開閉部と、この開閉部と一体をなす軸部とにより構成され、

前記吸入室の圧力は、前記開閉部に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記吐出室の圧力は、前記軸部に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記クランク室の圧力は、前記開閉部に対して前記通路を開放する方向へ作用することを特徴とする請求項1記載の可変容量型斜板式圧縮機。

【請求項3】

10

20

前記吸入室の圧力を受ける前記弁の受圧面積が、前記吐出室の圧力を受ける前記弁の受圧面積以上の広さを有することを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の可変容量型斜板式圧縮機。

【請求項 4】

前記弁に対して前記通路を遮断又は開放する方向へ付勢する付勢部材を備えていることを特徴とする請求項 1、2 又は 3 記載の可変容量型斜板式圧縮機。

【請求項 5】

前記弁に、前記クランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がすリターン通路が形成され、このリターン通路の通路断面積が前記通路の開放時の通路断面積に較べ極めて小さいことを特徴とする請求項 1～4 のいずれか 1 項記載の可変容量型斜板式圧縮機。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明はクラッチレスの可変容量型斜板式圧縮機に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来のこの種の可変容量型斜板式圧縮機は、圧縮室に供給する冷媒ガスを貯える吸入室と、前記圧縮室から吐出された冷媒ガスを貯える吐出室と、ピストンのストローク量を定める斜板が収容されるクランク室と、このクランク室の圧力が所定値以上に上昇したときにそのクランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がす通路と、この通路の途中に設けられた弁とを備えている（例えば特開平 9 - 60589 号公報参照）。

20

【0003】

クランク室の冷媒ガスを吸入室へ逃がす通路（以下放圧通路という）に設けられた弁はクランク室の圧力と吸入室の圧力との差圧によって作動し、クランク室の圧力が所定値を超えて、クランク室の圧力と吸入室の圧力との差圧が大きくなると放圧通路が開く。これにより、クランク室の圧力が斜板の傾斜角度（シャフトの軸線に直交する仮想平面と斜板の厚さ方向一端面とが成す角度）を最小に維持するのに必要な圧力以上になったときに生じる問題、例えば、吸入行程時の駆動負荷の増加、この駆動負荷の増加による斜板やシュー等の耐久性の低下、シャフトシールのシール力が過剰に高まることによるシャフトシールの耐久性の低下等の問題に対処している。

30

【0004】

また、従来の可変容量型斜板式圧縮機には、クランク室内の冷媒ガスを常時吸入室に戻す抽気通路が設けられている。この抽気通路には絞りの機能を有する部分があるので、短時間で大量の冷媒ガスを吸入室に戻すことはできない。このため、クランク室内に寝込みの液冷媒がある状態で圧縮機を始動すると、液冷媒が気化し、その冷媒ガスの殆どが抽気通路を通じて吸入室に戻されるまで時間がかかる。すなわち、寝込みの液冷媒があると、圧縮機を始動してから圧縮機が最大吐出容量状態になるまで時間がかかる。この問題についても放圧通路に設けられた弁をクランク室の圧力が所定値を超えたときに開くようにすることにより対処できる。

【0005】

40

図 7 は従来の可変容量型斜板式圧縮機の高負荷時における各室の圧力とピストンストロークとの関係を示すグラフ、図 8 は同従来の可変容量型斜板式圧縮機の低負荷時における各室の圧力とピストンストロークとの関係を示すグラフである。

【0006】

従来、クランク室の圧力がどこまで上昇したら、放圧通路に設けられた弁を開くようにするのは、斜板の制御性を考慮して決められている。

【0007】

図 7、図 8 に示すピストンストロークは斜板の傾斜角度に比例する。斜板の傾斜角度が最大（0°よりも僅かに大きい）のとき、ピストンストロークは 100%（フルストローク）であり、斜板の傾斜角度が最小（0°よりも僅かに大きい）のとき、ピストンストロークはほぼ 0% になる。斜板の

50

傾斜角度はクランク室の圧力 P_c と吸入室の圧力 P_s との差圧 ($P_c - P_s$) に比例する。すなわち、クランク室の圧力 P_c と吸入室の圧力 P_s との差圧を制御することによって斜板の傾斜角度が制御される。このクランク室の圧力 P_c と吸入室の圧力 P_s との差圧の制御は、クランク室の圧力 P_c を制御することによって行われる。

【0008】

図7に示すように、冷房負荷が高負荷（吐出室の圧力 $P_d = 1.5 \text{ MPa}$ ）であるとき、ピストンストロークを最大（状態1）と最小（状態2）との間で制御するには、すなわち、斜板の傾斜角度を最大と最小との間で制御するには、クランク室の圧力 P_c と吸入室の圧力 P_s との差圧を $0.05 \sim 0.12 \text{ MPa}$ の範囲で変化させる必要がある。吸入室の圧力 P_s はほぼ 0.2 MPa に保たれているので、斜板の傾斜角度を最小に維持するには、クランク室の圧力 P_c を 0.32 MPa にすればよいが、確実に最小角度を維持するようにクランク室の圧力 P_c を 0.35 MPa まで上昇するようにしてある。この圧力を超えるクランク室の圧力 P_c は余分な圧力となる。

10

【0009】

これに対して、図8に示すように、冷房負荷が低負荷（吐出室の圧力 $P_d = 0.5 \text{ MPa}$ ）であるとき、ピストンストロークを最大（状態3）と最小（状態4）との間で制御するには、すなわち、斜板の傾斜角度を最大と最小との間で制御するには、クランク室の圧力 P_c と吸入室の圧力 P_s との差圧を $0.02 \sim 0.05 \text{ MPa}$ の範囲で変化されればよい。また、斜板の傾斜角度を最小に維持するには、クランク室の圧力を 0.25 MPa にすればよく、これを超える圧力は余分な圧力となる。しかし、低負荷時に 0.25 MPa を超える圧力が余分な圧力だからといって、クランク室と吸入室との圧力差が 0.05 MPa (0.25 MPa (クランク室の圧力 P_c) - 0.2 MPa (吸入室の圧力 P_s)) を超えたときに放圧通路の弁を開くようにすると、高負荷時に斜板の傾斜角度を制御できなくなる。

20

【0010】

このため、従来では、高負荷時の斜板の制御性を考慮して、クランク室と吸入室との圧力差が 0.15 MPa (0.35 MPa (クランク室の圧力 P_c) - 0.2 MPa (吸入室の圧力 P_s)) を超えたときに放圧通路の弁を開くようにしてある。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

以上のように従来の可変容量型斜板式圧縮機では、高負荷時の斜板の制御性を考慮してクランク室の圧力が所定値以上に上昇したときに放圧通路の弁を開き、クランク室の冷媒ガスを吸入室へ逃がすようになっている。

30

【0012】

このため、低負荷時にクランク室の圧力が必要以上に上昇してもその圧力は所定値よりも低いので、放圧通路の弁が開かない。したがって、低負荷時ではクランク室の圧力が斜板の傾斜角度を最小に維持するのに必要な圧力以上になったときに生じる問題に対処できていなかった。

【0013】

この発明はこのような事情に鑑みてなされたもので、その課題は、冷房負荷に関係無く、クランク室の圧力が必要以上に上昇したときにクランク室の圧力を下げることができる可変容量型斜板式圧縮機を提供することである。

40

【0014】

【課題を解決するための手段】

前述の課題を解決するために請求項1記載の圧縮機は、圧縮室に供給する冷媒ガスを貯える吸入室と、前記圧縮室から吐出された冷媒ガスを貯える吐出室と、ピストンのストローク量を決める斜板が収容されるクランク室と、このクランク室の圧力が所定値以上に上昇したときにそのクランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がす通路と、この通路の途中に設けられた弁とを備えている可変容量型斜板式圧縮機において、前記弁は、前記吸入室の圧力、前記吐出室の圧力及び前記クランク室の圧力が作用する一体の構造をなし、前記吸

50

入室の圧力及び前記吐出室の圧力の合力が前記弁に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記クランク室の圧力が前記弁に対して前記通路を開放する方向へ作用することを特徴とする。

【0015】

上述のように前記弁は、前記吸入室の圧力、前記吐出室の圧力及び前記クランク室の圧力に基づいて動作する。したがって、前記弁の開弁圧に吐出室の圧力が関与するので、冷房負荷が変化して吐出室の圧力が変化すると、その変化に応じて前記弁の開弁圧が変化する。

【0016】

また、前記吸入室の圧力及び前記吐出室の圧力の合力が前記弁に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記クランク室の圧力が前記弁に対して前記通路を開放する方向へ作用するので、前記弁は、前記吸入室の圧力及び前記吐出室の圧力の合力と前記クランク室の圧力との差に基づいて開弁圧が決定される。これらの圧力は冷房負荷の変動によって変化するが、それらの変化率はほぼ一様である。したがって、例えば、高負荷時の前記弁の開弁圧を前記吸入室の圧力と前記吐出室の圧力との合計のX%の圧力に設定すると、中負荷時及び低負荷時でも前記弁の開弁圧は前記吸入室の圧力と前記吐出室との圧力の合計のほぼX%となる。

10

【0017】

請求項2記載の発明の可変容量型斜板式圧縮機は、請求項1記載の可変容量型斜板式圧縮機において、前記弁を、前記通路に設けられた弁座に着座可能な開閉部と、この開閉部と一体をなす軸部とにより構成し、前記吸入室の圧力は、前記開閉部に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記吐出室の圧力は、前記軸部に対して前記通路を遮断する方向へ作用し、前記クランク室の圧力は、前記開閉部に対して前記通路を開放する方向へ作用することを特徴とする。

20

【0018】

請求項3記載の発明の可変容量型斜板式圧縮機は、請求項2記載の可変容量型斜板式圧縮機において、前記吸入室の圧力を受ける前記弁の受圧面積が、前記吐出室の圧力を受ける前記弁の受圧面積以上の広さを有することを特徴とする。

【0019】

上述のように前記吸入室の圧力を受ける前記弁の受圧面積が、前記吐出室の圧力を受ける前記弁の受圧面積以上の広さを有するので、前記通路を遮断する方向へ作用する力がそれ程大きくなる。

30

【0020】

請求項4記載の発明の可変容量型斜板式圧縮機は、請求項1、2又は3記載の可変容量型斜板式圧縮機において、前記弁に対して前記通路を遮断又は開放する方向へ付勢する付勢部材を備えていることを特徴とする。

【0021】

上述のように前記弁に対して前記通路を遮断又は開放する方向へ付勢する付勢部材を備えているので、前記付勢部材の付勢力の向きと強さによって前記弁の動作を調節することができる。また、付勢部材の付勢力により弁の動作を安定させることができる。

40

【0022】

請求項5記載の発明の可変容量型斜板式圧縮機は、請求項1～4のいずれか1項記載の可変容量型斜板式圧縮機において、前記弁に、前記クランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がすリターン通路が形成され、このリターン通路の通路断面積が前記通路の開放時の通路断面積に較べ極めて小さいことを特徴とする。

【0023】

上述のように前記弁に、前記クランク室の冷媒ガスを前記吸入室へ逃がすリターン通路が形成され、このリターン通路の通路断面積が前記通路の開放時の通路断面積に較べ極めて小さいので、このリターン通路を抽気通路として用いることが可能である。

【0024】

50

【発明の実施の形態】

以下この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

【0025】

図1はこの発明の第1実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機を示す縦断面図、図2は図1に示す可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図(a)は弁が開いた状態の拡大断面図、同図(b)は弁が閉じた状態の拡大断面図、図3は図1に示す可変容量型斜板式圧縮機に設けられた弁に作用する圧力を示す拡大断面図である。

【0026】

この可変容量型斜板式圧縮機のシリンダブロック1の一端面にはバルブプレート2を介してリヤヘッド3が、他端面にはフロントヘッド4が配置されている。フロントヘッド4、シリンダブロック1、バルブプレート2及びリヤヘッド3は通しボルト31で軸方向に一体的に結合されている。

10

【0027】

シリンダブロック1には、シャフト5を中心とする円周に沿って一定間隔おきにシリンダボア6が形成されている。

【0028】

また、図1に示すように、シリンダブロック1の中央部には中央孔1aが形成されている。この中央孔1aはシリンダブロック1の厚さ方向へ貫通している。また後述するスラスト軸受24及びラジアル軸受25は中央孔1aに収容されている。

【0029】

また、シリンダボア6と中央孔1aとの間には通路1bが設けられている。この通路1bはシリンダブロック1の厚さ方向へ貫通している。

20

【0030】

更に、図2に示すように、シリンダブロック1には、弁座収容室1c、弁作動室1d、通路1e、副吐出室1f、及び弁挿入孔1gが形成されている。弁座収容室1cはシリンダブロック1のフロントヘッド4側端部に形成されており、後述するクランク室8に通じている。弁座収容室1c内には弁座81が収容され、保持されている。弁座81はほぼリング状であり、中央部に貫通孔81aを有している。弁作動室1dは弁座収容室1cに隣接するように形成されている。通路1eはシリンダブロック1の厚さ方向に沿って延び、通路1eの一端は弁作動室1dに通じ、通路1eの他端は後述するバルブプレート2の孔2aを介して後述する吸入室13に通じる。副吐出室1fはシリンダブロック1のリヤヘッド3側端部に形成されている。副吐出室1f内にはフィルタ70が設けられている。弁挿入孔1gは弁作動室1dと副吐出室1fとを連通させている。この弁挿入孔1gは後述する弁82の軸部82bをスライド可能に受け入れる。

30

【0031】

上述の弁座収容室1cと弁作動室1dと通路1eと孔2aとで放圧通路(通路)11Aが構成されている。この放圧通路11Aはクランク室8の冷媒ガスを吸入室13へ逃がす通路である。

【0032】

放圧通路11Aの途中には弁82が設けられている。この弁82は開閉部82aと軸部82bとからなる。開閉部82aはほぼ円板状であり、弁作動室1d内に移動可能に収容され、貫通孔81aを開閉する。軸部82bは軸状であり、開閉部82aの一端面に連設されている。軸部82bは弁挿入孔1gにスライド可能に挿入されている。これにより弁82はシリンダブロック1の厚さ方向に沿ってスライド可能である。

40

【0033】

各シリンダボア6内にはピストン7が摺動可能に挿入されている。ピストン7の一端部には、後述する2つ一組のシュー60, 61を転動可能に支持する凹面部50a, 50bが形成されている。

【0034】

フロントヘッド4には、後述する斜板10やスラストフランジ40等を収容するクランク

50

室 8 が形成されている。また、フロントヘッド 4 の先端部には、シャフトシール 19 が備えられている。また、リヤヘッド 3 には吸入室 13 と吐出室 12 とが形成されている。

【 0035 】

リヤヘッド 3 には更にバルブ収容室 3a、通路 3b 及び通路 3c が形成されている。バルブ収容室 3a にはコントロールバルブ 18 が収容されている。通路 3b は吐出室 12 とバルブ収容室 3a の一部とを連通している。通路 3c は後述するバルブプレート 2 の孔 2c 及び通路 1b を介してクランク室 8に通じている。上述の通路 3b とバルブ収容室 3a の一部と通路 3c と孔 2c と通路 1b とで給気通路 11B が構成される。この給気通路 11B は吐出室 12 とクランク室 8 とを連通し、吐出室 12 内の冷媒ガスをクランク室 8 へ供給する。コントロールバルブ 18 は給気通路 11B を開閉し、給気通路 11B を通じてクランク室 8 に供給される冷媒ガスの量を制御する。

10

【 0036 】

吸入室 13 には圧縮室 22 に供給する低圧の冷媒ガスが溜まる。吐出室 12 は吸入室 13 の周囲に位置している。吐出室 12 には圧縮室 22 から高圧の冷媒ガスが吐出される。

【 0037 】

シャフト 5 の一端部はラジアル軸受 26 を介してフロントヘッド 4 に回転可能に支持され、シャフト 5 の他端部はラジアル軸受 25 及びスラスト軸受 24 を介してシリンダブロック 1 に回転可能に支持されている。

【 0038 】

スラストフランジ 40 は、シャフト 5 に固定され、シャフト 5 と一体に回転する。

20

【 0039 】

斜板 10 は、リンク機構 41 を介してスラストフランジ 40 に連結され、スラストフランジ 40 の回転につれて一体に回転する。

【 0040 】

斜板 10 は、ヒンジボール 9 を介してシャフト 5 に傾斜かつ摺動可能に取り付けられている。

【 0041 】

斜板 10 の周縁部とピストン 7 の一端部とはシュー 60, 61 を介して連結されている。

【 0042 】

各ピストン 7 に対してそれぞれ一組のシュー 60, 61 が斜板 10 を挟むように配置され、シュー 60, 61 はシャフト 5 の回転につれて斜板 10 の摺動面 10a, 10b 上を相対回転する。

30

【 0043 】

斜板 10 の回転によりピストン 7 がシリンダボア 6 内を往復運動する。

【 0044 】

バルブプレート 2 には、圧縮室 22 と吐出室 12 とを連通させる吐出ポート 15 と、圧縮室 22 と吸入室 13 とを連通させる吸入ポート 16 とが、それぞれ周方向に沿って一定間隔おきに設けられている。

【 0045 】

吐出ポート 15 は吐出弁 17 により開閉され、吸入ポート 16 は吸入弁 21 により開閉される。

40

【 0046 】

また、バルブプレート 2 には孔 2a, 2b, 2c 及び絞り 2d が形成されている。

【 0047 】

孔 2a は通路 1e に対向し、通路 1e と吸入室 13 とを連通させる。上述のように、この孔 2a は放圧通路 11A の一部である。

【 0048 】

孔 2b は孔 2a の近傍に位置し、吐出室 12 と副吐出室 1f を連通させる。孔 2b を介して吐出室 12 の冷媒ガスが副吐出室 1f 内に導入され、副吐出室 1f 内の圧力は吐出室 12 の圧力 P_d と等しくなる。

50

【 0 0 4 9 】

孔 2 c は通路 3 c と通路 1 b との間に位置し、通路 3 c と通路 1 b とを連通させる。この孔 2 c は上述のように給気通路 1 1 B の一部である。

【 0 0 5 0 】

絞り 2 d はバルブプレート 2 の中央部に位置する。上述の中央孔 1 a と絞り 2 d とで抽気通路 1 1 C が構成される。抽気通路 1 1 C はクランク室 8 内の冷媒ガスを吸入室 1 3 に戻す通路である。

【 0 0 5 1 】

シャフト 5 のフロント側端部に固定されたスラストフランジ 4 0 はスラスト軸受 3 3 を介してフロントヘッド 4 の内壁面に回転可能に支持されている。

10

【 0 0 5 2 】

スラストフランジ 4 0 にリンク機構 4 1 を介して連結されている斜板 1 0 はシャフト 5 と直角な面に対して傾斜可能である。

【 0 0 5 3 】

次にこの第 1 実施形態の動作について説明する。

【 0 0 5 4 】

上述のように、斜板 1 0 の傾斜角度はクランク室 8 の圧力 P_c と吸入室 1 3 の圧力 P_s との差圧 ($P_c - P_s$) の増減によって変化する。差圧が大きくなるほど斜板 1 0 の傾斜角度が小さくなる。この差圧はクランク室 8 の圧力 P_c を調節することにより制御される。クランク室 8 の圧力 P_c の制御はコントロールバルブ 1 8 によって行われる。コントロールバルブ 1 8 を OFF にすると、給気通路 1 1 B が全開となる。これにより、給気通路 1 1 B を通じて吐出室 1 2 内の冷媒ガスがクランク室 8 に供給される。一方、抽気通路 1 1 C は常時クランク室 8 内の冷媒ガスを吸入室 1 3 に戻すが、その量は絞り 2 d があるので、給気通路 1 1 B を通じてクランク室 8 に供給される冷媒ガスの量よりも少ない。したがって、コントロールバルブ 1 8 を OFF にすると、クランク室 8 の圧力 P_c が充分に上昇し、斜板 1 0 が最小傾斜角度に移行する。コントロールバルブ 1 8 を ON にすると、給気通路 1 1 B が閉じる。この結果、クランク室 8 への冷媒ガスの供給が断たれ、クランク室 8 内の冷媒ガスは抽気通路 1 1 C を通じて吸入室 1 3 に徐々に戻される。これに伴いクランク室 8 の圧力 P_c は徐々に低下し、最終的にほぼ吸入室 1 3 の圧力 P_s に近い圧力になる。以上のように、コントロールバルブ 1 8 を ON, OFF することにより、クランク室 8 の圧力 P_c が制御され、その結果、斜板 1 0 の傾斜角度が制御される。更に、この斜板 1 0 の傾斜角度の制御によってピストン 7 のストロークが制御され、最終的に圧縮機の吐出容量が制御される。

20

30

【 0 0 5 5 】

次に弁 8 2 の動作を図 2 に基づいて説明する。図 2 (b) に示す状態では、弁作動室 1 d の圧力 (弁 8 2 が閉じているとき吸入室 1 3 の圧力 P_s に等しい) が開閉部 8 2 a のリヤヘッド 3 側端面に作用することによって生じる力、副吐出室 1 f の圧力 (吐出室 1 2 の圧力 P_d に等しい) が軸部 8 2 b のリヤヘッド 3 側端面に作用することによって生じる力の合力 (以下放圧通路遮断方向の力という) が、クランク室 8 の圧力 P_c が開閉部 8 2 a のフロントヘッド 4 側端面に作用することによって生じる力 (以下放圧通路開放方向の力という) を上回っている。この状態からクランク室 8 の圧力 P_c が高くなり、放圧通路開放方向の力が、放圧通路遮断方向の力を上回ると、弁 8 2 が開き、図 2 (a) に示す状態になる。

40

【 0 0 5 6 】

このように弁 8 2 は、吸入室 1 3 の圧力 P_s 及び副吐出室 1 f の圧力 P_d の合力とクランク室 P_c の圧力との差に基づいて開弁圧が決定される。これらの圧力 P_s , P_d , P_c は冷房負荷の変動によって変化するが、それらの変化率はほぼ一様である。

【 0 0 5 7 】

したがって、例えば、高負荷時の弁 8 2 の開弁圧を、吸入室の圧力 P_s (斜板 1 0 の傾斜角度が最小のときの値) と副吐出室 1 f の圧力 P_d (斜板 1 0 の傾斜角度が最小のときの

50

値)との合計の50%の圧力に設定すると、中負荷時及び低負荷時でも弁82の開弁圧は吸入室13の圧力 P_s (斜板10の傾斜角度が最小のときの値)と副吐出室1fの圧力 P_d (斜板10の傾斜角度が最小のときの値)との合計のほぼ50%となる。勿論、弁82の開弁圧の絶対的な値は冷房負荷が低下するにしたがって小さくなる。

【0058】

また、弁82が吸入室13の圧力 P_s 及び副吐出室1fの圧力 P_d の合力とクランク室 P_c の圧力との差に基づいて動作し、かつ冷房負荷の変動にともなう圧力 P_s 、 P_d 、 P_c の変化率がほぼ一様であるので、吐出室12の圧力 P_d +大気圧(=絶対圧力)に対するある負荷時の最高必要制御圧力(クランク室8の圧力 P_c と吸入室13の圧力 P_s との差圧)の割合も冷房負荷に関係無くほぼ一定である。

10

【0059】

第1実施形態では、高負荷時の最高必要制御圧力は、
 $(0.32 - 0.2) / (1.5 + 0.1013) = 0.075$
 であり(図7に示す状態と同じ)、
 低負荷時の最高必要制御圧力は、
 $(0.25 - 0.2) / (0.5 + 0.1010) = 0.083$
 である(図8に示す状態と同じ)。

【0060】

以上のように、冷房負荷がどの状態にあっても、最高必要制御圧力は、吐出室12の圧力 P_d +大気圧の約8%である。

20

【0061】

次に図3に基づいて弁82に作用する力について説明する。

【0062】

開閉部82aのリヤヘッド3側端面の面積(放圧通路遮断方向への吸入室13の圧力 P_s を受ける弁82の受圧面積)を A_{Ps} 、軸部82bのリヤヘッド側端面の面積(放圧通路遮断方向への吐出室12の圧力 P_d を受ける弁82の受圧面積)を A_{Pd} 、開閉部82aのフロントヘッド4側端面の貫通孔81aに臨む面の面積(放圧通路開放方向へのクランク室8の圧力を受ける弁82の受圧面積)を A_{Pc} とすると、

閉弁力(F_{close})は、

$$F_{close} = P_s \cdot A_{Ps} + P_d \cdot A_{Pd}$$

30

となり、

開弁力(F_{open})は、

$$F_{open} = P_c \cdot A_{Pc} + (A_{Pd} + A_{Ps} - A_{Pc}) \cdot (P_c + P_s) / 2$$

となる。

【0063】

例えば、弁82の軸部82bの外径を3mm、
 弁座81の貫通孔81aの内径を5mm、
 開閉部82aの外径を6mmとすると、

$$A_{Pd} = 7.0 \text{ mm}^2、$$

$$A_{Pc} = 19.6 \text{ mm}^2、$$

$$A_{Ps} = 21.2 \text{ mm}^2、$$

$$\text{シート面面積}(A_{Pd} + A_{Ps} - A_{Pc}) = 5.4 \text{ mm}^2$$

となる。

40

【0064】

高負荷時の圧力条件として、

副吐出室1fの圧力 P_d : 1.5 MPa、

吸入室13の圧力 P_s : 0.2 MPa

とすると、

クランク室8の圧力 $P_c > 0.58 \text{ MPa}$ の条件では、 $F_{open} > F_{close}$ となり、弁82が放圧通路11Aを開放し、必要以上に上昇したクランク室8の圧力 P_c を吸入

50

室 1 3 に逃がすことができる。

【 0 0 6 5 】

低負荷時の圧力条件として、

副吐出室 1 f の圧力 P_d : 0 . 5 M P a 、

吸入室 1 3 の圧力 P_s : 0 . 2 M P a

とすると、

クランク室 8 の圧力 $P_c > 0 . 2 9 M P a$ の条件では、 $F_{open} > F_{close}$ となり、高負荷時と同様に弁 8 2 が放圧通路 1 1 A を開放し、必要以上に上昇したクランク室 8 の圧力 P_c を吸入室 1 3 に逃がすことができる。

【 0 0 6 6 】

放圧通路 1 1 A が開放されるときクランク室 8 の圧力条件は、高負荷時、低負荷時いずれも斜板 1 0 を最小角度に維持するのに必要な圧力以上であり、斜板 1 0 の制御性を損なうことが無い。

【 0 0 6 7 】

これらの受圧面積、 A_{Ps} 、 A_{Pd} 、 A_{Pc} を適宜設定することにより、副吐出室 1 f の圧力 P_d と吸入室 1 3 の圧力 P_s との合計に対する弁 8 2 の開弁圧の割合を設定できる。この開弁圧の割合は上述したように、冷房負荷の変動に関係無く、ほぼ一定である。

【 0 0 6 8 】

図 4 は第 1 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機のコントロールバルブを ON から OFF にしたときの圧力変動を示すグラフである。

【 0 0 6 9 】

次に、第 1 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機のコントロールバルブ 1 8 を ON から OFF にしたときの圧力変動について説明する。

【 0 0 7 0 】

コントロールバルブ 1 8 を ON にしてから 1 0 秒後に OFF にすると、コントロールバルブ 1 8 が給気通路 1 1 B を開き、この結果、吐出室 1 2 内の冷媒ガスが給気通路 1 1 B を通じてクランク室 8 に供給される。これにともないクランク室 8 の圧力 P_c が急激に高くなって斜板 1 0 の傾斜角度が小さくなり、吐出室 1 2 の圧力 P_d が低下する。吐出室 1 2 の圧力 P_d が低下すると冷房能力が小さくなるので、吸入室 1 3 の圧力 P_s が高くなる。約 1 3 秒後にクランク室 8 の圧力 P_c は弁 8 2 の開弁圧（第 1 の実施形態では開弁圧を $(P_d + P_s) / 2$ に設定してあるが、勿論これは開弁圧の設定値の一例である）を超える。すると、弁 8 2 が放圧通路 1 1 A を開き、クランク室 8 の圧力 P_c は瞬時に開弁圧よりも低くなる。これ以降は吐出室 1 2 の圧力 P_d 及びクランク室 8 の圧力 P_c は徐々に低下し、吸入室 1 3 の圧力 P_s は徐々に上昇するが、吐出室 1 2 の圧力 P_d + 吸入室の圧力 P_s に対するクランク室 8 の圧力 P_c の割合はほぼ一定である。

【 0 0 7 1 】

この第 1 実施形態によれば、以下の効果を奏する。

【 0 0 7 2 】

弁 8 2 が、吸入室 1 3 の圧力 P_s 及び吐出室 1 2 の圧力 P_d と、クランク室 8 の圧力 P_c との差に基づいて動作し、放圧通路 1 1 A を流れる冷媒ガスの量を調節するので、高負荷時の弁 8 2 の開弁圧を、吐出室 1 2 の圧力 P_d + 吸入室 1 3 の圧力 P_s に対してある割合にすると、中負荷時、低負荷時にもほぼその割合の開弁圧で弁 8 2 が開く。この結果、冷房負荷に関係無く、クランク室 8 の圧力 P_c が必要以上に高くなると放圧通路 1 1 A が開き、クランク室 8 の圧力を下げることができる。このように、冷房負荷がどのような状態にあっても、クランク室 8 の圧力 P_c が必要以上の圧力にならないので、吸入行程時の駆動負荷の増加、この駆動負荷の増加による斜板やシュー等の耐久性の低下、シャフトシールのシール力が過剰に高まることによるシャフトシールの耐久性の低下等の問題を解決することができる。

【 0 0 7 3 】

また、寝込みの液冷媒の問題についても、冷房負荷に関係無くクランク室 8 の圧力 P_c が

10

20

30

40

50

低い段階で放圧通路 1 1 A を開くようにすることができるので、圧縮機の始動後、直ぐに最大吐出容量にすることができる。

【 0 0 7 4 】

図 5 はこの発明の第 2 実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図 (a) は弁が開いた状態の拡大断面図、同図 (b) は弁が閉じた状態の拡大断面図である。

【 0 0 7 5 】

第 2 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機は一部を除いて第 1 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機と同じ構成であるので、同じ部分には同一符号を付してその説明を省略する。以下、第 1 実施形態と構成の異なる部分についてだけ説明する。

【 0 0 7 6 】

シリンダブロック 1 の通路 1 g と弁作動室 1 d との間にはバネ収容穴 2 0 1 が形成されている。このバネ収容穴 2 0 1 内にはコイルスプリング (付勢部材) 2 0 2 が収容されている。このコイルスプリング 2 0 2 は開閉部 8 2 a を弁座 8 1 の方へ付勢する。

【 0 0 7 7 】

図 5 (b) に示す状態では、放圧通路遮断方向の力が、放圧通路開放方向の力というを上回っている。この放圧通路遮断方向の力にはコイルスプリング 2 0 2 の付勢力が含まれている。図 5 (b) に示す状態からクランク室 8 の圧力が高くなり、放圧通路開放方向の力が、放圧通路遮断方向の力を上回ると、弁 8 2 が開き、図 5 (a) に示す状態になる。

【 0 0 7 8 】

この第 2 実施形態によれば、第 1 実施形態と同様の効果を奏するとともに、弁 8 2 に対するコイルスプリング 2 0 2 の付勢力の向きや強さを適宜設定することができるので、弁 8 2 の開弁圧の設定をより容易に行うことができる。また、コイルスプリング 2 0 2 の付勢力により弁 8 2 の動作を安定させることができ、弁 8 2 のチャタリングを防止することができる。

【 0 0 7 9 】

図 6 はこの発明の第 3 実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図 (a) は弁が開いた状態の拡大断面図、同図 (b) は弁が閉じた状態の拡大断面図である。

【 0 0 8 0 】

第 3 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機は一部を除いて第 1 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機と同じ構成であるので、同じ部分には同一符号を付してその説明を省略する。以下、第 1 実施形態と構成の異なる部分についてだけ説明する。

【 0 0 8 1 】

弁 3 8 2 の開閉部 3 8 2 a には、リターン通路 3 8 2 c が形成されている。このリターン通路 3 8 2 c の通路断面積は放圧通路 1 1 A の開放時 (図 6 (a) 参照) の通路断面積に較べ極めて小さい。したがって、リターン通路 3 8 2 c は閉弁時に放圧通路 1 1 A の絞りとして機能する。この開閉部 3 8 2 a の一端面には軸部 3 8 2 b が連設されている。

【 0 0 8 2 】

図 6 (b) に示すように、弁 3 8 2 が弁座 8 1 に接触しているとき、クランク室 8 の冷媒ガスはリターン通路 3 8 2 c 及び放圧通路 1 1 A を通じて吸入室 1 3 に戻される。リターン通路 3 8 2 c は上述のように絞りの機能を有する。すなわち、閉弁時、放圧通路 1 1 A 及びリターン通路 3 8 2 c は抽気通路として機能する。

【 0 0 8 3 】

クランク室 8 の圧力 P_c が高くなり、放圧路開放方向の力が放圧路遮断方向の力を上回ると、図 6 (b) に示すように、弁 3 8 2 が放圧通路 1 1 A を開放し、クランク室 8 内の余分な冷媒ガスが吸入室 1 3 へ戻される。

【 0 0 8 4 】

この第 3 実施形態によれば、第 1 実施形態と同様の効果を奏するとともに、弁 3 8 2 の開閉部 3 8 2 a にリターン通路 3 8 2 c が形成されているので、図 6 (b) のように弁 3 8 2 が閉じているとき放圧通路 1 1 A が抽気通路 1 1 C の代わりになるため、抽気通路 1 1 C を省略することもできる。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 5 】

【 発明の効果 】

以上説明したように請求項 1 及び 2 記載の発明の圧縮機によれば、前記弁の開弁圧に吐出室の圧力が関与するため、冷房負荷が変化して吐出室の圧力が変化すると、その変化に応じて前記弁の開弁圧が変化するので、冷房負荷の変化に応じて前記弁の開弁圧を変化させることができ、冷房負荷に関係無く、クランク室の圧力が必要以上に上昇したときにクランク室の圧力を下げることができる。

【 0 0 8 6 】

また、前記弁は前記吸入室の圧力及び前記吐出室の圧力の合力と前記クランク室の圧力差に基づいて開弁圧が決定され、しかも前記吐出室の圧力（絶対圧力）に対する前記斜板を最小傾斜角度に保持するのに必要な前記クランク室と前記吸入室との差圧の比は負荷に関係無くほぼ一定であるので、冷房負荷に関係無く、クランク室の圧力が必要以上に上昇したときにより的確にクランク室の圧力を下げることができる。

【 0 0 8 7 】

請求項 3 記載の発明の圧縮機によれば、前記吸入室の圧力を受ける前記弁の受圧面積が、前記吐出室の圧力を受ける前記弁の受圧面積以上の広さを有するため、前記通路を遮断する方向へ作用する力がそれ程大きくなりないので、クランク室の圧力が過剰になったとき、より早い段階で前記通路を開放することができる。

【 0 0 8 8 】

請求項 4 記載の発明の圧縮機によれば、前記弁に対して前記通路を遮断又は開放する方向へ付勢する付勢部材を備えているので、前記付勢部材の付勢力の向きと強さとによって前記弁の動作を調節することができる。また、付勢部材の付勢力により弁の動作を安定させることができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 図 1 はこの発明の第 1 実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機を示す縦断面図である。

【 図 2 】 図 2 は図 1 に示す可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図（ a ）は弁が開いた状態の拡大断面図、同図（ b ）は弁が閉じた状態の拡大断面図である。

【 図 3 】 図 3 は図 1 に示す可変容量型斜板式圧縮機に設けられた弁に作用する圧力を示す拡大断面図である。

【 図 4 】 図 4 は第 1 実施形態の可変容量型斜板式圧縮機のコントロールバルブを ON から OFF にしたときの圧力変動を示すグラフである。

【 図 5 】 図 5 はこの発明の第 2 実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図（ a ）は弁が開いた状態の拡大断面図、同図（ b ）は弁が閉じた状態の拡大断面図である。

【 図 6 】 図 6 はこの発明の第 3 実施形態に係る可変容量型斜板式圧縮機の一部を示し、同図（ a ）は弁が開いた状態の拡大断面図、同図（ b ）は弁が閉じた状態の拡大断面図である。

【 図 7 】 図 7 は従来の可変容量型斜板式圧縮機の高負荷時における各室の圧力とピストンストロークとの関係を示すグラフである。

【 図 8 】 図 8 は同従来の可変容量型斜板式圧縮機の低負荷時における各室の圧力とピストンストロークとの関係を示すグラフである。

【 符号の説明 】

7 ピストン

8 クランク室

10 斜板 56+

12 吐出室

13 吸入室

22 圧縮室

11A 放圧通路（クランク室 8 の冷媒ガスを吸入室 13 へ逃がす通路）

10

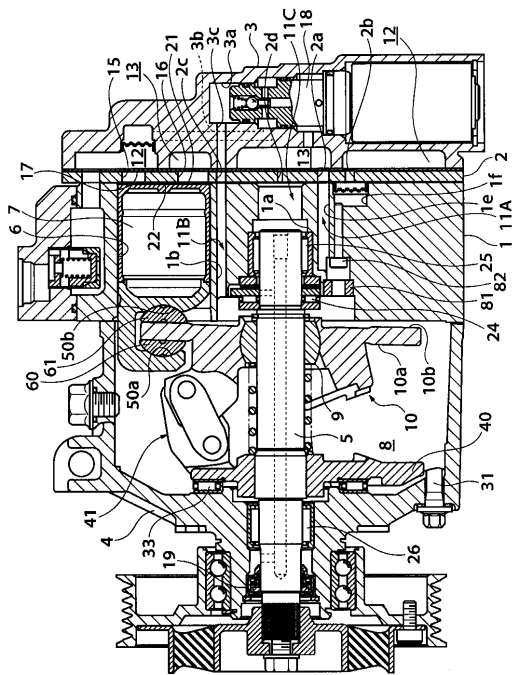
20

30

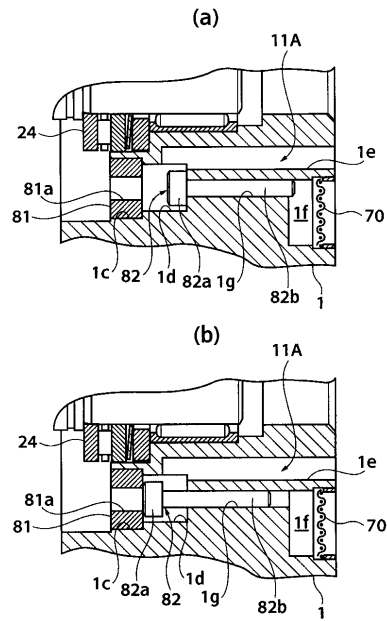
40

50

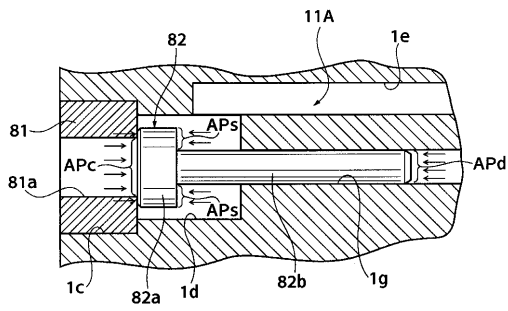
【 図 1 】



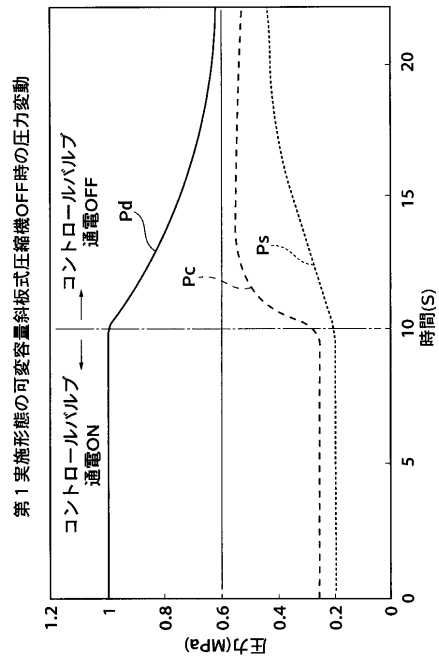
【 図 2 】



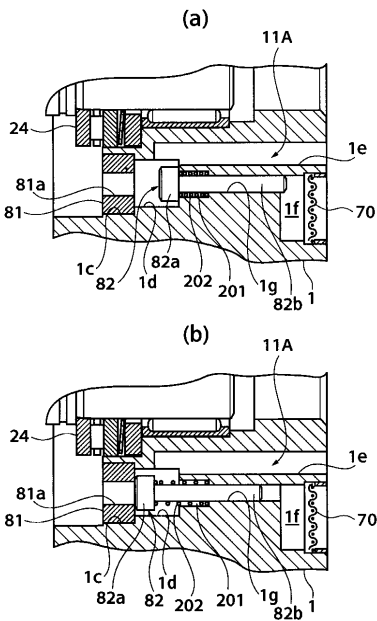
【図3】



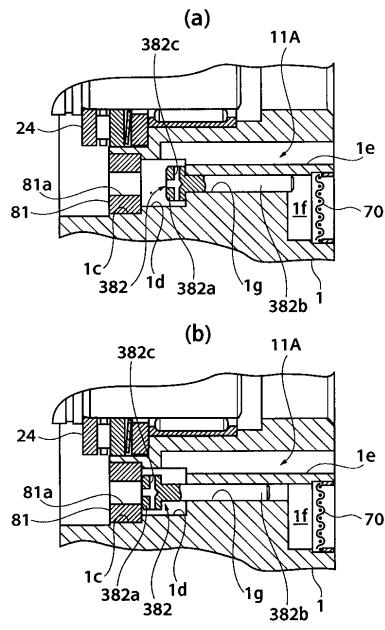
【図4】



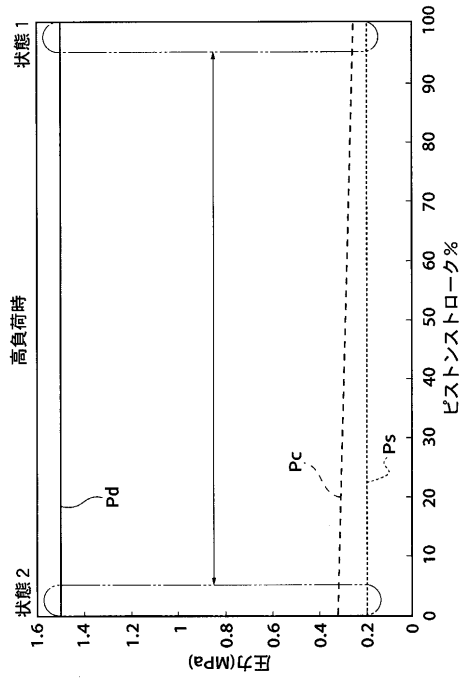
【図5】



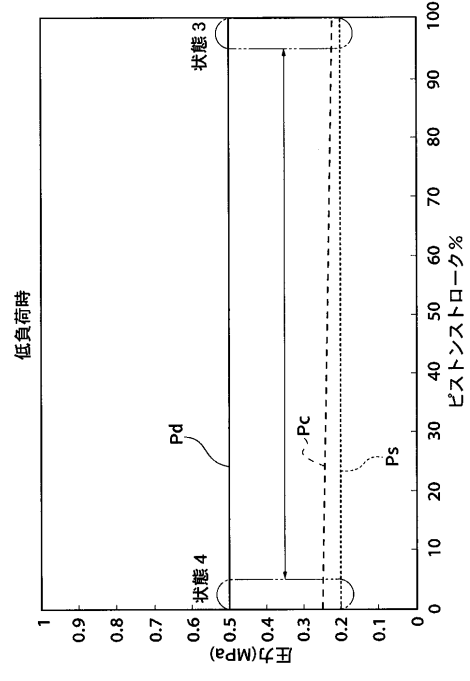
【図6】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平 1 1 - 3 2 4 9 0 9 (J P , A)
特開平 1 0 - 1 4 1 2 2 3 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F04B 27/14