

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特許公報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4304544号

(P4304544)

(45) 発行日 平成21年7月29日 (2009.7.29)

(24) 登録日 平成21年5月15日 (2009.5.15)

(51) Int. Cl.

F 1

FO4B 27/08 (2006.01)  
FO4B 27/10 (2006.01)

FO4B 27/08 P  
FO4B 27/08 B  
FO4B 27/08 H

請求項の数 2 (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2007-338196 (P2007-338196)  
 (22) 出願日 平成19年12月27日 (2007.12.27)  
 (62) 分割の表示 特願2002-324043 (P2002-324043) の分割  
 原出願日 平成14年11月7日 (2002.11.7)  
 (65) 公開番号 特開2008-88989 (P2008-88989A)  
 (43) 公開日 平成20年4月17日 (2008.4.17)  
 審査請求日 平成19年12月27日 (2007.12.27)  
 (31) 優先権主張番号 特願2001-356475 (P2001-356475)  
 (32) 優先日 平成13年11月21日 (2001.11.21)  
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

早期審査対象出願

(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 樽谷 知二  
 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 太田 雅樹  
 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】 ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において

前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路と、

吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し、

前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔を有し、

前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、

前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一對のシリンダボアに対応する一對のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記カム体は、前

10

20

後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

【請求項2】

前記回転軸を支持する軸孔の端部側には、他部位よりも小径のシール周面を有する請求項1に記載のピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させるピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関する。さらに言えば、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、シリンダボア内に冷媒を導入するためにロータリバルブが採用されたピストン式圧縮機が知られている。そして、このロータリバルブに関して、回転軸とは別体とされたものがバルブ収容室に収容された可変容量型斜板式圧縮機が知られている（例えば、特許文献1参照。）。また、回転軸そのものがロータリバルブとなっている、両頭ピストンを用いた固定容量型斜板式圧縮機が知られている（例えば、特許文献2参照。）。

20

【0003】

シリンダボア内へ冷媒を導入するための吸入ポートをロータリバルブで開閉する構成は、シリンダボア内へ冷媒を導入するための吸入ポートを撓み変形可能な吸入弁で開閉する構成に比べ、体積効率の向上を可能にする。

【特許文献1】特開平5-113174号公報（第4頁、第1図）

【特許文献2】特開平7-63165号公報（第4頁、第1図）

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかし、前記各特許文献の圧縮機のいずれにおいても、吐出行程にあるシリンダボア内の冷媒がこのシリンダボアに連通する吸入通路からロータリバルブの外周面に沿ってシリンダボア外に洩れ易い。即ち、特許文献1の圧縮機では、バルブ収容室の内周面とロータリバルブの外周面との間のクリアランスを極力小さくすることが冷媒洩れを防止する上で要求されるが、このクリアランス管理は非常に難しい。又、特許文献2の圧縮機においても、シリンダブロックに貫設した貫通孔の内周面とロータリバルブの外周面との間のクリアランスに関して同様の問題がある。このような冷媒漏れは、圧縮機の体積効率を低下させることとなる。

40

【0005】

本発明は、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

そのために本発明は、シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させるピストン式圧縮機における冷媒吸入構造を対象としている。さらに本発明は、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画され

50

る圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造を対象としている。

【0007】

そして請求項1の発明は、前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を備えている。さらに請求項1の発明は、吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を備えている。

【0008】

吐出行程にあるシリンダボア内のピストンは、圧縮反力を受け、この圧縮反力は、ピストン及びカム体を介して回転軸に伝達される。回転軸に伝達される圧縮反力は、吐出行程にあるシリンダボアに向けてロータリバルブを付勢する。吐出行程にあるシリンダボアに向けて付勢されるロータリバルブは、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて付勢される。吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢する構成は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路からの冷媒洩れ防止に寄与する。

【0009】

また、請求項1の発明では、前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔を有している。前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上に設けられ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上に設けられている。そして、前記軸孔の前記内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段を構成している。さらに、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段とされている。

【0010】

カム体からロータリバルブ側における回転軸の部分は、軸孔の内周面とロータリバルブの外周面とからなるラジアル軸受手段のみによって支持される。このような支持構成は、吸入通路の入口に向けたロータリバルブの付勢による冷媒洩れ防止作用を高める。

さらに、請求項1の発明では、前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしている。

スラスト荷重吸収機能を付与されたスラスト軸受手段は、吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢する状態をもたらすような回転軸の変位を許容する。

【0011】

請求項2の発明では、請求項1において、前記回転軸を支持する軸孔の端部側には、他部位よりも小径のシール周面を設けた。

軸孔内に他部位よりも小径のシール周面を設ける構成は、回転軸を傾き易くすることに寄与する。

【発明の効果】

【0015】

本発明では、吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力により、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢するようにした。これにより、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上し得るという優れた効果を奏する。

【発明を実施するための最良の形態】

## 【0016】

以下、本発明の冷媒吸入構造を、両頭ピストンを備えた固定容量型圧縮機において具体化した第1の実施の形態を図1～図5に基づいて説明する。

## 【0017】

図1に示すように、接合された一对のシリンダブロック11、12にはフロントハウジング13及びリヤハウジング14が接合されている。フロントハウジング13には吐出室131が形成されている。リヤハウジング14には吐出室141及び吸入室142が形成されている。

## 【0018】

シリンダブロック11とフロントハウジング13との間にはバルブプレート15、弁形成プレート16及びリテーナ形成プレート17が介在されている。シリンダブロック12とリヤハウジング14との間にはバルブプレート18、弁形成プレート19及びリテーナ形成プレート20が介在されている。バルブプレート15、18には吐出ポート151、181が形成されており、弁形成プレート16、19には吐出弁161、191が形成されている。吐出弁161、191は、吐出ポート151、181を開閉する。リテーナ形成プレート17、20にはリテーナ171、201が形成されている。リテーナ171、201は、吐出弁161、191の開度を規制する。

## 【0019】

シリンダブロック11、12には回転軸21が回転可能に支持されている。回転軸21は、シリンダブロック11、12に貫設された軸孔112、122に挿通されている。回転軸21は、軸孔112、122を介してシリンダブロック11、12によって直接支持されている。

## 【0020】

フロントハウジング13と回転軸21の間には軸シール部材22が介在されている。回転軸21には、アルミニウム（アルミニウム合金を含む）からなる斜板23（カム体）が固着されている。斜板23は、シリンダブロック11、12間の斜板室24に收容されている。斜板23は、シュー301、302と摺接する板状部235が、回転軸21の軸線211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。シリンダブロック11の端面と斜板23の円環状の基部231との間にはスラストベアリング25が介在されている。

## 【0021】

シリンダブロック12の端面と斜板23の基部231の間にはスラストベアリング26が介在されている。回転軸21は、前後一对のスラストベアリング（スラスト軸受手段）25、26によって挟まれることで、軸線211方向への位置決めがなされている。

## 【0022】

図4に示すように、スラストベアリング25は、一对のレース251、252と複数のコロ253とからなる。シリンダブロック11の端面には環状の突条111が形成されている。突条111の先端は、スラストベアリング25のレース251に当接している。スラストベアリング25のレース252は、斜板23の基部231の端面232に接合している。スラストベアリング25を回転軸21の軸線211の方向に見た場合、突条111とレース251との接合範囲と、端面232とレース252との接合範囲とは、大部分において重なり合う。従って、レース251、252がスラスト荷重によって撓み変形することはない。即ち、スラストベアリング25にはスラスト荷重を吸収するスラスト荷重吸収機能は付与されていない。

## 【0023】

図5に示すように、スラストベアリング26は、一对のレース261、262と複数のコロ263とからなる。シリンダブロック12の端面には環状の突条121が形成されている。突条121は、スラストベアリング26のレース261に当接している。斜板23の基部231の端面233には環状の突条234が形成されている。突条234は、スラストベアリング26のレース262に当接している。突条234の径は、突条121の径

よりも大きくしてある。スラストベアリング26を回転軸21の軸線211の方向に見た場合、突条12.1とレース26.1との接合範囲と、突条23.4とレース26.2との接合範囲とは、重なり合わない。従って、レース26.1、26.2は、スラスト荷重によって撓み変形可能である。即ち、スラストベアリング26にはスラスト荷重を吸収するスラスト荷重吸収機能が付与されている。

#### 【0024】

図2(a)に示すように、シリンダブロック11には複数のシリンダボア27、27Aが回転軸21の周囲に配列されるように形成されている。図3(a)に示すように、シリンダブロック12には複数のシリンダボア28、28A、28Bが回転軸21の周囲に配列されるように形成されている。前後(フロントハウジング13側を前側、リヤハウジング14側を後側としている)で対となるシリンダボア27、28、28B、及びシリンダボア27A、28Aには両頭ピストン29、29Aが収容されている。

#### 【0025】

図1に示すように、回転軸21と一体的に回転する斜板23の回転運動は、シュー30.1、30.2を介して両頭ピストン29、29Aに伝えられ、両頭ピストン29、29Aがシリンダボア27、27A、28、28A、28B内を前後に往復動する。両頭ピストン29、29Aは、シリンダボア27、27A、28、28A、28B内に圧縮室27.1、28.1を区画する。

#### 【0026】

回転軸21を通す軸孔11.2、12.2の内周面にはシール周面11.3、12.3が形成されている。シール周面11.3、12.3の径は、軸孔11.2、12.2の他の内周面の径よりも小さくしてあり、回転軸21は、シール周面11.3、12.3を介してシリンダブロック11、12によって直接支持される。

#### 【0027】

回転軸21内には通路21.2が形成されている。通路21.2の始端は、回転軸21の内端面にあってリヤハウジング14内の吸入室14.2に開口している。回転軸21には導入通路31、32が通路21.2に連通するように形成されている。

#### 【0028】

図2(a)、(b)及び図4に示すように、シリンダブロック11には吸入通路33、33Aがシリンダボア27、27Aと軸孔11.2とを連通するように形成されている。吸入通路33、33Aの入口33.1は、シール周面11.3上に開口している。図3(a)、(b)及び図5に示すように、シリンダブロック12には吸入通路34、34Aがシリンダボア28、28A、28Bと軸孔12.2とを連通するように形成されている。吸入通路34、34Aの入口34.1は、シール周面12.3上に開口している。回転軸21の回転に伴い、導入通路31、32の出口31.1、32.1は、吸入通路33、33A、34、34Aの入口33.1、34.1に間欠的に連通する。

#### 【0029】

シリンダボア27、27Aが吸入行程の状態(即ち、両頭ピストン29、29Aが図1の左側から右側へ移動する行程)にあるときには、出口31.1と吸入通路33、33Aの入口33.1とが連通する。シリンダボア27、27Aが吸入行程の状態にあるときには、回転軸21の通路21.2内の冷媒が導入通路31及び吸入通路33、33Aを経由してシリンダボア27、27Aの圧縮室27.1に吸入される。

#### 【0030】

シリンダボア27、27Aが吐出行程の状態(即ち、両頭ピストン29、29Aが図1の右側から左側へ移動する行程)にあるときには、出口31.1と吸入通路33、33Aの入口33.1との連通が遮断される。シリンダボア27、27Aが吐出行程の状態にあるときには、圧縮室27.1内の冷媒が吐出ポート15.1から吐出弁16.1を押し退けて吐出室13.1へ吐出される。吐出室13.1へ吐出された冷媒は、図示しない外部冷媒回路へ流出する。

#### 【0031】

シリンダボア28, 28A, 28Bが吸入行程の状態(即ち、両頭ピストン29, 29Aが図1の右側から左側へ移動する行程)にあるときには、出口321と吸入通路34, 34Aの入口341とが連通する。シリンダボア28, 28A, 28Bが吸入行程の状態にあるときには、回転軸21の通路212内の冷媒が導入通路32及び吸入通路34, 34Aを經由してシリンダボア28, 28A, 28Bの圧縮室281に吸入される。

#### 【0032】

シリンダボア28, 28A, 28Bが吐出行程の状態(即ち、両頭ピストン29, 29Aが図1の左側から右側へ移動する行程)にあるときには、出口321と吸入通路34, 34Aの入口341との連通が遮断される。シリンダボア28, 28A, 28Bが吐出行程の状態にあるときには、圧縮室281内の冷媒が吐出ポート181から吐出弁191を押し退けて吐出室141へ吐出される。吐出室141へ吐出された冷媒は、外部冷媒回路へ流出する。外部冷媒回路へ流出した冷媒は、吸入室142へ還流する。

10

#### 【0033】

図4及び図5に示すように、シール周面113, 123によって包囲される回転軸21の部分は、回転軸21に一体形成されたロータリバルブ35, 36となる。シール周面113, 123によって包囲されるロータリバルブ35, 36の外周面351, 361は、シール周面113, 123に対応する。シール周面113は、ロータリバルブ35を収容するバルブ収容室37(図4に図示)の内周面となる。シール周面123は、ロータリバルブ36を収容するバルブ収容室38(図5に図示)の内周面となる。

20

#### 【0034】

第1の実施の形態では以下の効果が得られる。

(1-1) 図1に示すシリンダボア27Aが吐出行程の状態にあるとする。この場合、図3に示す下側のシリンダボア28Bも吐出行程の状態にある。吐出行程の状態にあるシリンダボア27A内の両頭ピストン29Aは、シリンダボア27A内の冷媒を圧縮しつつ吐出室131へ吐出する際に圧縮反力を受ける。この圧縮反力は、両頭ピストン29A、シュー301及び斜板23を介して回転軸21に伝達される。

#### 【0035】

両頭ピストン29Aを介して斜板23に伝達される圧縮反力は、図1に矢印F1で示す力として斜板23に作用する。シリンダボア28B内の両頭ピストン29を介して斜板23に伝達される圧縮反力も同様の力F2(図1に矢印F2で示す)として斜板23に作用する。これらの力F1, F2は、斜板23の径中心部を中心として斜板23と一体化された回転軸21を傾かせようとする。回転軸21は、軸孔112, 122の内周面に対して接離可能に軸受支持されており、軸孔112, 122の内周面に対する回転軸21の変位がロータリバルブ35, 36に伝達される。

30

#### 【0036】

即ち、吐出行程の状態にあるシリンダボア27A, 28B内の両頭ピストン29A, 29Bを介して回転軸21に伝達される圧縮反力は、吐出行程の状態にあるシリンダボア27Aに向けてロータリバルブ35を付勢する。同様に、ロータリバルブ36も前記圧縮反力によってシリンダボア28Bに向けて付勢される。

#### 【0037】

シュー301, 302、斜板23及び回転軸21は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口331, 341に向けて圧縮反力によってロータリバルブ35, 36を付勢する圧縮反力伝達手段を構成する。

40

#### 【0038】

吐出行程にあるシリンダボア27Aに向けて付勢されるロータリバルブ35の外周面351は、吐出行程にあるシリンダボア27Aに連通する吸入通路33Aの入口331付近のシール周面113に押接される。吐出行程にあるシリンダボア28Bに向けて付勢されるロータリバルブ36の外周面361は、吐出行程にあるシリンダボア28Bに連通する吸入通路34の入口341付近のシール周面123に押接される。その結果、吐出行程にあるシリンダボア27A, 28Bにおける圧縮室271, 281内の冷媒が吸入通路33

50

A, 34から洩れ難くなり、圧縮機における体積効率が向上する。

【0039】

(1-2) スラストベアリング25にはスラスト荷重吸収機能が付与されていないが、スラストベアリング26にはスラスト荷重吸収機能が付与されている。

スラストベアリング26におけるスラスト荷重吸収機能は、部品の寸法誤差による組み付け誤差を吸収する。スラストベアリング26におけるスラスト荷重吸収機能は、斜板23がその径中心部を中心として図1の力F1, F2の方向へ回ろうとする動きを許容する。即ち、スラスト荷重吸収機能を備えたスラストベアリング26は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブ35, 36を圧縮反力によって付勢することを許容する。スラスト荷重吸収機能を付与されたスラストベアリング26を圧縮反力伝達手段の一部とする構成は、圧縮室271, 281から吸入通路を経由した冷媒洩れを抑制する上で簡便な構成である。

10

【0040】

(1-3) 斜板23からロータリバルブ35側における回転軸21の部分は、シール周面113(即ち、バルブ収容室37の内周面)とロータリバルブ35の外周面351とからなるラジアル軸受手段のみによって支持される。バルブ収容室37の内周面であるシール周面113は、ロータリバルブ35を介して回転軸21を支持するラジアル軸受手段となっている。ラジアル軸受手段であるシール周面113は、斜板23からロータリバルブ35側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段である。又、シール周面113は、吐出行程にあるシリンダボア27Aに連通する吸入通路33Aの入口331に向けてロータリバルブ35を付勢することを許容する圧縮反力伝達手段の一部である。

20

【0041】

斜板23からロータリバルブ36側における回転軸21の部分は、シール周面123(即ち、バルブ収容室38の内周面)とロータリバルブ36の外周面361とからなるラジアル軸受手段のみによって支持される。バルブ収容室38の内周面であるシール周面123は、ロータリバルブ36を介して回転軸21を支持するラジアル軸受手段となっている。ラジアル軸受手段であるシール周面123は、斜板23からロータリバルブ36側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段である。又、シール周面123は、吐出行程にあるシリンダボア28Bに連通する吸入通路34の入口341に向けてロータリバルブ36を付勢することを許容する圧縮反力伝達手段の一部である。

30

【0042】

斜板23からロータリバルブ側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段によって回転軸21を支持する構成は、吸入通路33A, 34Aの入口331, 341をロータリバルブ35, 36によって塞ぐ作用を高める。

【0043】

(1-4) 吐出行程にあるシリンダボア27A, 28Bに連通する吸入通路33A, 34の入口331, 341は、圧縮反力によるロータリバルブ35, 36の押接によって閉鎖される状態となる。この閉鎖状態は、ロータリバルブ35, 36の外周面351, 361と、シール周面113, 123との間のクリアランスの大きさにそれほど左右されない。従って、前記クリアランスに関する厳密な管理は不要となり、吐出行程にあるシリンダボア27A, 28Bにおける圧縮室271, 281から吸入通路33A, 34を経由する冷媒の洩れ難さは、前記クリアランスの要求精度が低い場合にも殆ど変わらない。即ち、前記クリアランスの要求精度が低い場合にも、圧縮機における体積効率が向上する。

40

【0044】

(1-5) シリンダブロック11側におけるシール周面113に対するロータリバルブ35の押接方向と、シリンダブロック12側におけるシール周面123に対するロータリバルブ36の押接方向とは、互いに逆方向である。そのため、回転軸21は、斜板23の径中心部を中心として傾き易くしなければならない。軸孔112, 122と回転軸21の周面との接触範囲が回転軸21の軸線211の方向に短いほど回転軸21が傾き易くなる。軸孔112, 122内に他部位よりも小径のシール周面113, 123を設ける構成は、

50

回転軸 21 を傾き易くすることに寄与する。

【0045】

(1-6) 回転軸 21 にロータリバルブ 35, 36 を一体形成した構成は、部品点数を減らし、かつ圧縮機の組み付け工程を簡素にする。

次に、本発明の冷媒吸入構造を、可変容量型圧縮機において具体化した第 2 の実施の形態を図 6 ~ 図 8 に基づいて説明する。

【0046】

図 6 (a) に示すように、シリンダブロック 39 の前端にはフロントハウジング 40 が接合されており、シリンダブロック 39 の後端にはリヤハウジング 41 が接合されている。シリンダブロック 39 とリヤハウジング 41 との間にはバルブプレート 42、弁形成プレート 43 及びリテーナ形成プレート 44 が介在されている。制御圧室 401 を形成するフロントハウジング 40 とシリンダブロック 39 とには回転軸 46 が回転可能に支持されている。フロントハウジング 40 は、ラジアルベアリング 47 を介して回転軸 46 を支持する。回転軸 46 は、シリンダブロック 39 に形成された軸孔 391 に通されており、シリンダブロック 39 は、回転軸 46 を直接支持する。

【0047】

回転軸 46 には回転支持体 48 が止着されている。回転支持体 48 には一対のガイド孔 481, 482 (図 7 に図示) が形成されている。回転軸 46 には斜板 49 (カム体) が回転軸 46 の軸線 461 の方向にスライド可能かつ傾動可能に支持されている。斜板 49 には軸孔 493 が形成されており、回転軸 46 は軸孔 493 に通されている。斜板 49 には一対のガイドピン 491, 492 (図 7 に図示) が止着されている。斜板 49 は、ガイド孔 481, 482 とガイドピン 491, 492 との連係により回転軸 46 の軸線 461 の方向へ傾動可能、かつ回転軸 46 と一体的に回転可能である。図 6 (a) における斜板 49 の実線位置は、斜板傾角が最大となる位置であり、斜板 49 の鎖線位置は、斜板傾角が最小となる位置である。

【0048】

図 6 (a) 及び図 8 に示すように、シリンダブロック 39 に形成された複数のシリンダボア 50, 50A には片頭ピストン 51, 51A が収容されている。片頭ピストン 51, 51A は、シリンダボア 50, 50A 内に圧縮室 501 を区画する。斜板 49 の回転運動は、シュー 521, 522 を介して片頭ピストン 51, 51A に伝えられ、片頭ピストン 51, 51A がシリンダボア 50, 50A 内を往復動する。

【0049】

図 6 (a) に示すように、リヤハウジング 41 内には吐出室 411 及び吸入室 412 が形成されている。バルブプレート 42 には吐出ポート 421 が形成されており、弁形成プレート 43 には吐出弁 431 が形成されている。吐出弁 431 は、吐出ポート 421 を開閉する。リテーナ形成プレート 44 にはリテーナ 441 が形成されている。リテーナ 441 は、吐出弁 431 の開度を規制する。

【0050】

回転支持体 48 とフロントハウジング 40 との間にはスラストベアリング 53 が介在されている。フロントハウジング 40 と回転軸 46 との間には軸シール部材 45 が介在されている。回転軸 46 内には通路 462 が形成されている。通路 462 の始端は、回転軸 46 の内端面にあってリヤハウジング 41 内の吸入室 412 に開口している。

【0051】

吐出室 411 と制御圧室 401 とは、圧力供給通路 54 で接続されている。圧力供給通路 54 上には容量制御弁 55 が介在されている。容量制御弁 55 は、吐出室 411 から制御圧室 401 への冷媒流量を制御する。制御圧室 401 と吸入室 412 とは、通路 462 及び放圧通路 56 を介して接続されている。制御圧室 401 の冷媒は、放圧通路 56 を經由して吸入室 412 へ流出する。制御圧室 401 内の圧力が増大すると斜板 49 の傾角が小さくなり、制御圧室 401 内の圧力が減少すると斜板 49 の傾角が大きくなる。容量制御弁 55 は、制御圧室 401 内の圧力を調整して斜板傾角を制御する。



## 【0052】

回転軸46を通す軸孔391の内周面にはシール周面392が形成されている。シール周面392の径は、軸孔391の他の内周面の径よりも小さくしてあり、回転軸46は、シール周面392を介してシリンダブロック39によって直接支持される。

## 【0053】

図8に示すように、シリンダブロック39には吸入通路58、58Aがシリンダボア50、50Aと軸孔391とを連通するように形成されている。吸入通路58、58Aの入口581は、シール周面392上に開口している。回転軸46には導入通路57が通路462に連通するように形成されている。回転軸46の回転に伴い、導入通路57の出口571は、吸入通路58、58Aの入口581に間欠的に連通する。

10

## 【0054】

シリンダボア50、50Aが吸入行程の状態（即ち、片頭ピストン51、51Aが図6(a)の右側から左側へ移動する行程）にあるときには、出口571と吸入通路58、58Aの入口581とが連通する。シリンダボア50、50Aが吸入行程の状態にあるときには、回転軸46の通路462内の冷媒が導入通路57及び吸入通路58、58Aを経由してシリンダボア50、50Aの圧縮室501に吸入される。

## 【0055】

シリンダボア50、50Aが吐出行程の状態（即ち、片頭ピストン51、51Aが図6(a)の左側から右側へ移動する行程）にあるときには、出口571と吸入通路58、58Aの入口581との連通が遮断される。シリンダボア50、50Aが吐出行程の状態にあるときには、圧縮室501内の冷媒が吐出ポート421から吐出弁431を押し退けて吐出室411へ吐出される。吐出室411へ吐出された冷媒は、図示しない外部冷媒回路へ流出する。外部冷媒回路へ流出した冷媒は、吸入室412へ還流する。

20

## 【0056】

図6(b)に示すように、シール周面392によって包囲される回転軸46の部分は、回転軸46に一体形成されたロータリバルブ59となる。シール周面392によって包囲されるロータリバルブ59の外周面591は、シール周面392に対応する。シール周面392は、ロータリバルブ59を収容するバルブ収容室60の内周面となる。

## 【0057】

第2の実施の形態では以下の効果が得られる。

30

(2-1) 図6(a)に示すシリンダボア50Aが吐出行程の状態にあるとする。吐出行程の状態にあるシリンダボア50A内の片頭ピストン51Aは、シリンダボア50A内の冷媒を圧縮しつつ吐出室411へ吐出する際に圧縮反力を受ける。この圧縮反力の一部は、片頭ピストン51A、シュー521、斜板49、ガイドピン491、492、回転支持体48及びスラストベアリング53を介してフロントハウジング40に伝達される。又、圧縮反力の一部は、片頭ピストン51A、シュー521及び斜板49を介して回転軸46に伝達される。片頭ピストン51Aを介して斜板49に伝達される圧縮反力は、図6(a)に矢印F3で示す力として斜板49に作用する。力F3は、斜板49を図6(a)において上側へ付勢する。ガイド孔481、482は、回転軸46の半径方向に略向かう孔形状である。そのため、ガイドピン491、492とガイド孔481、482との係合が図6(a)における上方への斜板49の移動を妨げることはない。図6(a)における上方への斜板49の移動は、軸孔493と回転軸46の周面との係合を介して図6(a)における上方へ回転軸46を付勢する。この付勢力は、回転軸46とラジアルベアリング47との係合部位を中心としたモーメント荷重として働き、ロータリバルブ59が吐出行程の状態にあるシリンダボア50Aに向けて付勢される。即ち、吐出行程の状態にあるシリンダボア50A内の片頭ピストン51Aを介して回転軸46に伝達される圧縮反力は、吐出行程の状態にあるシリンダボア50Aに向けてロータリバルブ59を付勢する。

40

## 【0058】

シュー521、斜板49、軸孔493及び回転軸46は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口581に向けて圧縮反力によってロータリバルブ59を付勢す

50

る圧縮反力伝達手段を構成する。

【0059】

吐出行程にあるシリンダボア50Aに向けて付勢されるロータリバルブ59の外周面591は、吐出行程にあるシリンダボア50Aに連通する吸入通路58Aの入口581を塞ぐようにシール周面392に押接される。その結果、吐出行程にあるシリンダボア50Aにおける圧縮室501内の冷媒が吸入通路58Aから洩れ難くなり、圧縮機における体積効率が向上する。

【0060】

(2-2) 斜板49からロータリバルブ59側における回転軸46の部分は、シール周面392(即ち、バルブ収容室60の内周面)とロータリバルブ59の外周面591とからなるラジアル軸受手段のみによって支持される。バルブ収容室60の内周面であるシール周面392は、ロータリバルブ59を介して回転軸46を支持するラジアル軸受手段となっている。ラジアル軸受手段であるシール周面392は、斜板49からロータリバルブ59側における回転軸46の部分に関する唯一のラジアル軸受手段である。又、シール周面392は、圧縮反力伝達手段の一部である。斜板49からロータリバルブ59側における回転軸46の部分に関する唯一のラジアル軸受手段によって回転軸46を支持する構成は、吸入通路の入口をロータリバルブによって塞ぐ作用を高める。

【0061】

(2-3) 第1の実施の形態における(1-4)~(1-6)項と同じ効果が得られる。

次に、図9~図11の第3の実施の形態を説明する。第1の実施の形態と同じ構成部には同じ符号が用いてある。

【0062】

回転軸61にはロータリバルブ62, 63が止着されており、ロータリバルブ62, 63は、バルブ収容室64, 65に收容されている。ロータリバルブ62, 63に形成された導入通路66, 67は、斜板室24に連通している。斜板室24は、外部冷媒回路(図示略)に連通する吸入室である。導入通路66, 67の出口661, 671と吸入通路33, 33A, 34, 34Aの入口331, 341とは、ロータリバルブ62, 63の回転に伴って間欠的に連通する。斜板室24の冷媒は、導入通路66, 67及び吸入通路33, 33A, 34, 34Aを経由して吸入行程にあるシリンダボア27, 27A, 28, 28A, 28Bの圧縮室271, 281に吸入される。

【0063】

回転軸61は、前後一対のスラストベアリング(スラスト軸受手段)68, 69によって挟まれて回転軸61の軸線611の方向の位置を規制される。スラストベアリング68, 69は、いずれもスラスト荷重吸収機能を付与されている。

【0064】

スラストベアリング68, 69は、第1の実施の形態におけるスラストベアリング26と同様に圧縮反力伝達手段の一部となる。ロータリバルブ62, 63と回転軸61とを別体とした第3の実施の形態においても、第1の実施の形態における(1-6)項以外の効果と同様の効果が得られる。

【0065】

本発明では以下のような実施の形態も可能である。

(1) 第1の実施の形態におけるスラストベアリング25にスラスト荷重吸収機能を付与すること。スラストベアリング25にスラスト荷重吸収機能を付与することで、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブ35, 36を圧縮反力によって付勢することが更に許容されるようになる。その結果、吐出行程にあるシリンダボアにおける圧縮室内の冷媒を吸入通路から更に洩れ難くすることが可能となり、圧縮機における体積効率が更に向上させることが可能になる。

【0066】

(2) 回転軸にロータリバルブを一体形成する場合、ロータリバルブ形成箇所の軸径が

その付近で最大となるようにすること。これは、第1の実施の形態における(1-3)項と同様の効果をもたらす。

【0067】

(3) 第1及び第2の実施の形態では、ロータリバルブがバルブ収容室内の周面に押接されるものとしたが、両者を接触させるのではなく、クリアランスを減少させることで洩れを防止するように構成してもよい。

【0068】

(4) ピストンを中空構造とすること。この場合、例えば図12(a)及び図12(b)に示すように構成する。即ち、図12(a)に示す両頭ピストン29Aは、シュー301、302と連結される本体部701と、この本体部701に対して各往復動方向側(前後側)に固定された蓋部702とで構成されている。

【0069】

両頭ピストン29Aは、本体部701と蓋部702とで囲まれた空間703を有する中空構造とされている。なお、この場合、その他の両頭ピストン29に関しても同様の構成とする。

【0070】

また、図12(b)に示す片頭ピストン51Aは、シュー521、522と連結される連結部711と、この連結部711に対して後側に固定されたヘッド部712とで構成されている。片頭ピストン51Aは、連結部711とヘッド部712とで囲まれた空間713を有する中空構造とされている。また、この場合、その他の片頭ピストン51に関しても同様の構成とする。

【0071】

ピストンはその往復動時において、圧縮反力と対抗する方向に慣性力を受ける。したがって、この慣性力が大きければ大きいほど、圧縮反力に起因して斜板23に作用する力F1、F2、F3は小さくなる。つまり、冷媒の圧縮反力をピストンが受けることでロータリバルブの外周面を吸入通路の入口付近のシール周面に押し付けようとする付勢力が弱まる。

【0072】

したがって、ピストンを中空構造にして軽量化することで、中実構造のピストンに比較して、この慣性力を小さくすることができるとともに、吐出行程にあるシリンダボアにおける圧縮室内の冷媒が吸入通路から漏れることによる体積効率の低下を抑えることができる。

【0073】

(5) 第1及び第3の実施の形態において、斜板23を鉄(鉄合金を含む)等のアルミニウムよりも比重の大きい材料を用いて構成してもよい。これによれば、アルミニウムを用いて斜板23を構成した場合に比較して、斜板23を大型化等することなく、回転軸21の回転時において斜板23に作用する遠心力を大きくすることができる。

【0074】

回転軸21には、その回転時において、斜板23の板状部235に作用する遠心力の作用により、斜板23の径中心部を中心として、板状部235とその回転中心軸線とがなす角度が直角となる方向(図1及び図9では時計回りの方向)に傾かせようとする力が作用する。つまりこの力は、前述の力F1、F2と同様に、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口331、341に向けてロータリバルブ35、36を付勢するように作用する。

【0075】

前記第1及び第3の実施の形態においては斜板23がアルミニウムを用いて構成されていたため比較的軽量で、前記遠心力による作用(吸入通路の入口331、341に向けてロータリバルブ35、36を付勢する作用)が十分に発揮されるとは言い難い状態であった。つまり、これに対して、斜板23を鉄系の材料など、比較的比重の大きい材料を用いて構成することで、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口331、34

1に向けてロータリバルブ35, 36を付勢するように作用する力を大きくすることができ、したがって、吐出行程にあるシリンダボアにおける圧縮室内の冷媒が吸入通路から更に洩れ難くなり、圧縮機における体積効率が向上する。

【0076】

(6) 特開平6-147110号公報に開示されるいわゆるワッフル式の可変容量型圧縮機に本発明を適用すること。

(7) 片頭ピストンを備えた固定容量型ピストン式圧縮機に本発明を適用すること。

【0077】

(8) 斜板以外の形状のカム体(例えば、ウェーブカム等)を備えたピストン式圧縮機に本発明を適用すること。

前記した実施の形態から把握できる請求項記載以外の発明について以下に記載する。

【0078】

【1】前記ロータリバルブは、前記回転軸に一体形成されているピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

【2】前記カム体は斜板であり、圧縮機は、斜板傾角が一定とされた固定容量型圧縮機であり、前記斜板は、鉄系の金属材料からなるピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

【3】前記ピストンは中空構造を有しているピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

【図面の簡単な説明】

【0079】

【図1】第1の実施の形態を示す圧縮機全体の側断面図。

【図2】(a)は、図1のA-A線断面図。(b)は、要部拡大断面図。

【図3】(a)は、図1のB-B線断面図。(b)は、要部拡大断面図。

【図4】要部拡大側断面図。

【図5】要部拡大側断面図。

【図6】第2の実施の形態を示し、(a)は、圧縮機全体の側断面図。(b)は、要部側断面図。

【図7】図6(a)のC-C線断面図。

【図8】図6(a)のD-D線断面図。

【図9】第3の実施の形態を示す圧縮機全体の側断面図。

【図10】図9のE-E線断面図。

【図11】図9のF-F線断面図。

【図12】(a)は、第1の実施の形態における別例を示す要部側断面図。(b)は、第2の実施の形態における別例を示す要部側断面図。

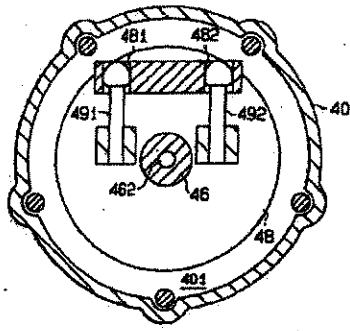
【符号の説明】

【0080】

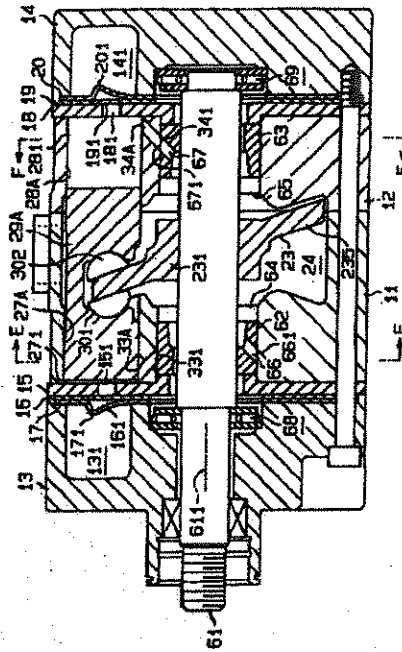
112, 122, 391・・・回転軸を支持する軸孔。113, 123, 392・・・バルブ收容室の内周面としてのシール周面。21, 46, 61・・・回転軸。23, 49・・・斜板(カム体)。25, 26, 68, 69・・・スラスト軸受手段としてのスラストベアリング。27, 27A, 28, 28A, 28B, 50, 50A・・・シリンダボア。271, 281, 501・・・圧縮室。29, 29A・・・両頭ピストン。31, 32, 57, 66, 67・・・導入通路。311, 321, 571, 661, 671・・・出口。33, 33A, 34, 34A, 58, 58A・・・吸入通路。301, 302, 521, 522・・・シュー。331, 341, 581・・・入口。35, 36, 59, 62, 63・・・ロータリバルブ。351, 361, 591・・・ロータリバルブの外周面。37, 38, 60, 64, 65・・・バルブ收容室。493・・・回転軸を貫通させる軸孔。51, 51A・・・片頭ピストン。



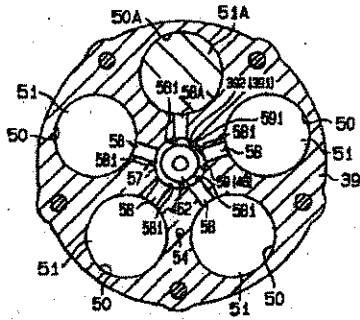
【図7】



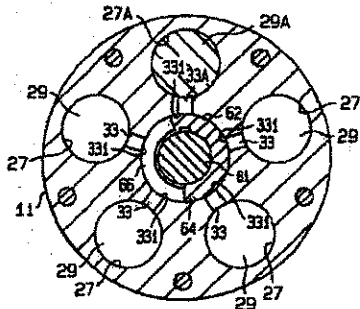
【図9】



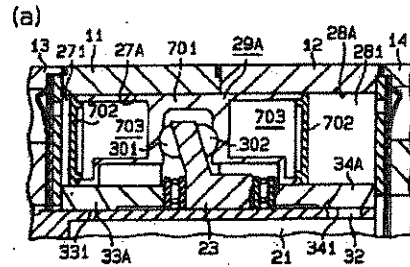
【図8】



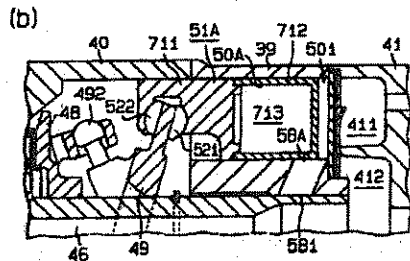
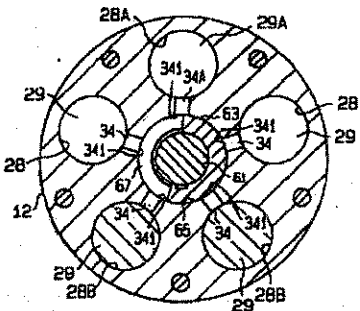
【図10】



【図1.2】



【図11】



フロントページの続き

- (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
- (72)発明者 川村 尚登  
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 田中 洋彦  
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 佐伯 晴生  
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 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 佐藤 秀之

- (56)参考文献 特開平07-063165 (JP, A)  
特開平09-042153 (JP, A)  
特開平10-009130 (JP, A)  
特開平07-189902 (JP, A)

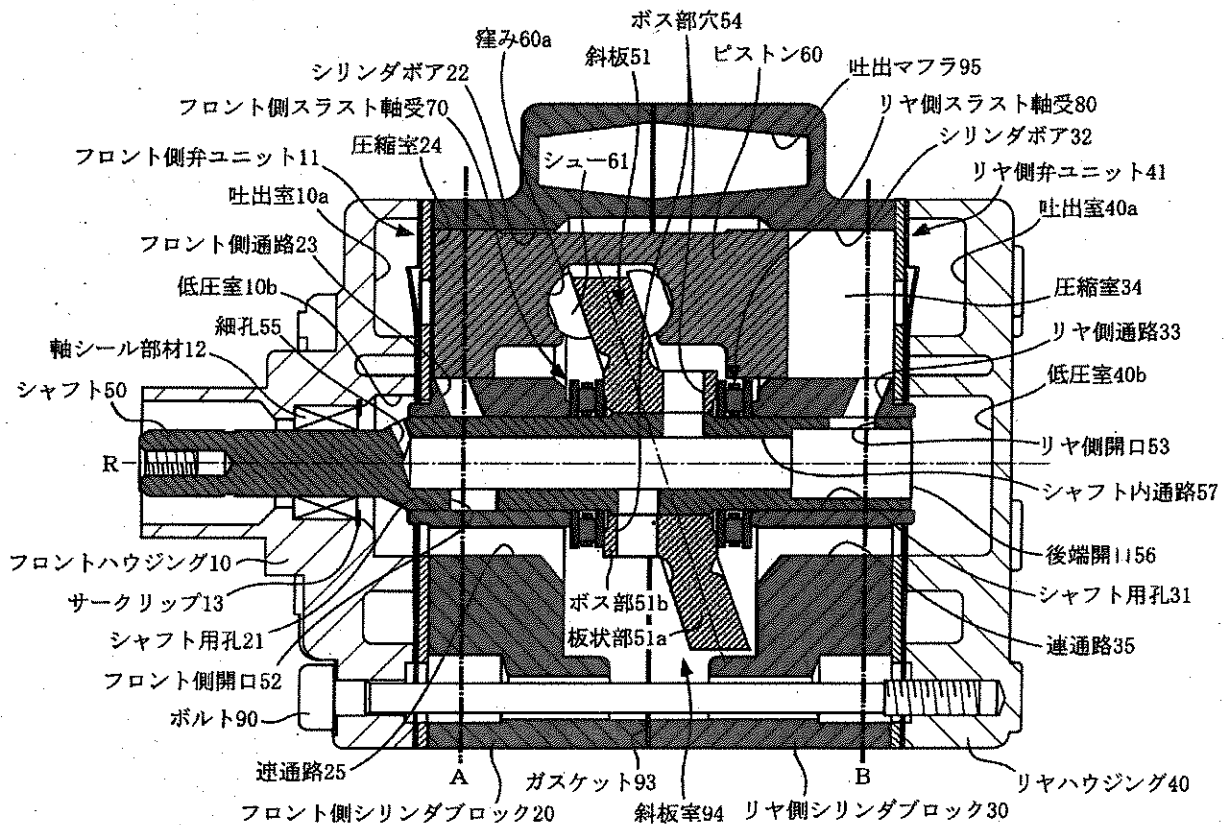
(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F04B 27/08

イ号物件説明書

イ号物件 (RS-15) の構造

5 (1) 全体構造

ア イ号物件は、以下の図1に示す全体構造を有している。



【図1：RS-15の縦断面図】

イ イ号物件は、フロントハウジング10、フロント側シリンダブロック20、  
リヤ側シリンダブロック30、リヤハウジング40等が組み合わされた構造で  
あり、フロント側シリンダブロック20及びリヤ側シリンダブロック30に設  
けられたシャフト用孔21、31にシャフト50が回転可能に支持されている。  
シャフト50には、斜板51のボス部51bが圧入され、シャフト50と斜  
板51とが一体化されている。斜板51は、斜板51のボス部51bの前後で  
シャフト50に挿嵌された一対のフロント側スラスト軸受70及びリヤ側スラ



スト軸受80を介して、フロント側シリンダブロック20及びリヤ側シリンダブロック30の間に配置されている。ここで、斜板51は、フロント側シリンダブロック20とリヤ側シリンダブロック30との間の斜板室94に回転可能に配置されている。斜板51の板状部51aには、各対のシュー61を介して各ピストン60が係合されている。

各ピストン60は、フロント側及びリヤ側シリンダブロック20、30のシャフト用孔21、31の周囲に設けられた五つのシリンダボア22、32内に、前後に往復移動可能な状態で收容されている。

ウ 図1の状態では、図示されたピストン60はフロント側弁ユニット11近傍に配置されており、そのピストン60の後面、リヤ側シリンダブロック30のシリンダボア32及びリヤ側弁ユニット41によって圧縮室34が区画されている。圧縮室34にはシャフト用孔31に連通するリヤ側通路33が開口している。

ピストン60が後側に移動することにより、圧縮室34の容積が減少するとともに、ピストン60の前面、フロント側シリンダブロック20のシリンダボア22及びフロント側弁ユニット11によって区画される圧縮室24の容積が増大する。圧縮室24にはシャフト用孔21に連通するフロント側通路23が開口している。

シャフト50には、斜板51よりも前側に設けられたフロント側開口52と、斜板51よりも後側に設けられたリヤ側開口53とが形成され、シャフト50及び斜板51のボス部51bには、斜板51の板状部51aの前側と後側とにそれぞれ斜板室94に開口したボス部穴54が形成され、それらはシャフト内通路57によって相互に連通している。

シャフト50のフロント側開口52は、フロント側シリンダブロック20のシャフト用孔21内において、フロント側通路23が設けられた領域に配置される。シャフト50のリヤ側開口53は、リヤ側シリンダブロック30のシャ

フト用孔 3 1 内において、リヤ側通路 3 3 が設けられた領域に配置される。図 1 においては、フロント側開口 5 2 は、フロント側シリンダブロック 2 0 のフロント側通路 2 3 とは連通しておらず（但し、他のシリンダボア 3 2 のフロント側通路 2 3 とは連通している）、リヤ側開口 5 3 とリヤ側シリンダブロック 3 0 のリヤ側通路 3 3 とが連通しており、圧縮室 3 4 は、リヤ側通路 3 3、リヤ側開口 5 3 を介して、シャフト内通路 5 7 と連通している。

## (2) ラジアル軸受構造

シャフト用孔 2 1、3 1 は、シリンダブロック 2 0、3 0 にそれぞれ直接形成されており、内部には別の部材は設けられていない。

図 1 に示すように、シャフト 5 0 の前側の外周面と、フロント側シリンダブロック 2 0 のシャフト用孔 2 1 の内周面とは回動可能に摺接しており、シャフト 5 0 の前側は、シャフト用孔 2 1 を介してフロント側シリンダブロック 2 0 によって直接支持されている。また、シャフト 5 0 の後側の外周面と、リヤ側シリンダブロック 3 0 のシャフト用孔 3 1 の内周面とは回動可能に摺接しており、シャフト 5 0 の後側は、シャフト用孔 3 1 を介してリヤ側シリンダブロック 3 0 によって直接支持されている。

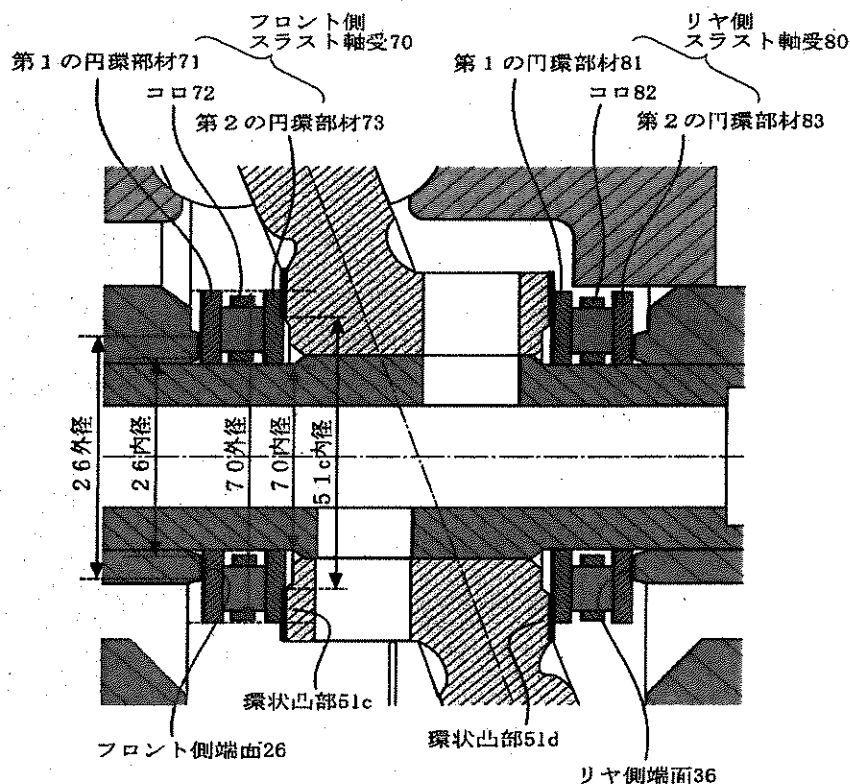
シャフト 5 0 の外径は平均 19.003 mm、シャフト用孔 2 1、3 1 の内径は平均 19.033 mm、シャフト 5 0 とシャフト用孔 2 1、3 1 との隙間は平均 0.03 mm (30 μm) である。

## (3) スラスト軸受構造

シャフト 5 0 及び斜板 5 1 は、フロント側スラスト軸受 7 0 及びリヤ側スラスト軸受 8 0 を介してフロント側シリンダブロック 2 0 及びリヤ側シリンダブロック 3 0 の間に配置されている。具体的には、下に引用する図 5 に示すように、フロント側シリンダブロック 2 0 のフロント側端面 2 6 と斜板 5 1 の環状凸部 5 1 c との間に、第 1 の円環部材 7 1、コロ 7 2 及び第 2 の円環部材 7 3 から構成されるフロント側スラスト軸受 7 0 が介在している。また、リヤ側シリンダブロッ

ク30のリヤ側端面36と斜板51の環状凸部51dとの間に、第1の円環部材81、コロ82及び第2の円環部材83から構成されるリヤ側スラスト軸受80が介在している。

【図5：スラスト軸受部分の拡大図】



5 表2は、フロント側シリンダブロック20のフロント側端面26の内径及び外径、フロント側スラスト軸受70の内径及び外径並びに斜板51の環状凸部51cの内径を測定した測定結果である。

構成	諸元	寸法	幅
フロント側端面26	内径 (mm)	Φ19.8	2.35
	外径 (mm)	Φ24.5	(T1)
フロント側スラスト軸受70	内径 (mm)	Φ19.2	6.90
	外径 (mm)	Φ33.0	(T2)
斜板51の環状凸部51c	内径 (mm)	Φ27.0	

【表2】

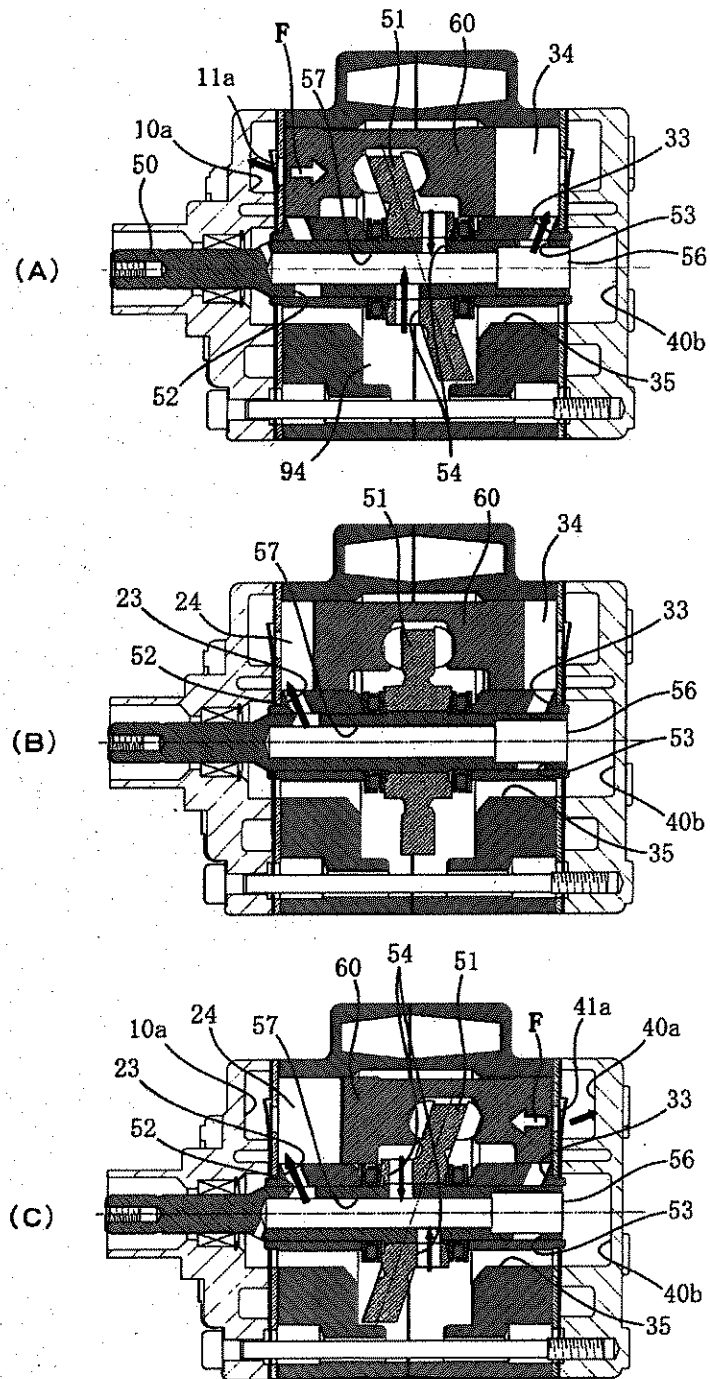
表2に示すように、フロント側スラスト軸受70の前面は、内径19.8mmから外径24.5mmまでの円環状の領域でフロント側シリンダブロック20のフロント側端面26と接している。また、フロント側スラスト軸受70の後面は、内径27.0mmよりも外側の領域で斜板51の環状凸部51cと接している。

5      このように、フロント側シリンダブロック20のフロント側端面26の外径(24.5mm)よりも、斜板51の環状凸部51cの内径(27.0mm)の方が大きい。

#### (4) 運転時における作用

ア 下に引用する図6は、イ号物件の運転時における作用を説明する図であり、

10      (A)は図1と同じ状態、(B)及び(C)は(A)を基準として、シャフト50が90°及び180°回転した状態を示し、冷媒ガスの主な流れを黒塗りの矢印で示している。



【図6：運転時における作用を説明する図】

イ まず冷媒ガスは、図示しない冷媒供給部を通じて、外部から斜板室94に供給される。斜板室94に供給された冷媒ガスは、両ボス部穴54等を介してシャフト50内のシャフト内通路57に流入する。

5

図6 (A) の状態では、図示されたピストン60はフロント側弁ユニット11近傍に配置されており、ピストン60の後側の圧縮室34に連通したリヤ側通路33は、シャフト50のリヤ側開口53に連通されている。このため、シャフト50のシャフト内通路57に供給された冷媒ガスは、リヤ側開口53とリヤ側通路33とを介して、リヤ側シリンダブロック30における圧縮室34に供給される。

次に、図6 (B) に示すように、シャフト50が90°回転すると、斜板51も回転することにより、ピストン60が後側に移動する。ピストン60が後側に移動することにより、ピストン60の前側の圧縮室24はシャフト用孔21に連通するフロント側通路23が連通する。シャフト50が回転することにより、シャフト50のフロント側開口52がフロント側通路23と重なるように回転し、圧縮室24に連通したフロント側通路23とフロント側開口52とが連通する。このため、シャフト50のシャフト内通路57に供給された冷媒ガスは、フロント側開口52とフロント側通路23とを介して、フロント側シリンダブロック20における圧縮室24に供給される。

一方、リヤ側シリンダブロック30の圧縮室34に連通したリヤ側通路33については、図6 (A) の状態では、シャフト50のリヤ側開口53と連通していたが、シャフト50の回転によりリヤ側開口53が移動して連通が解除され、シャフト50の外周面によってリヤ側通路33は塞がれている。このため、圧縮室34内の冷媒ガスは圧縮される。

さらに、図6 (C) に示すように、シャフト50が180°まで回転すると、ピストン60がリヤ側弁ユニット41近傍まで移動する。ピストン60の移動によってフロント側シリンダブロック20の圧縮室24は、シャフト50のフロント側開口52と連通されたまま容積が増大する。一方、リヤ側シリンダブロック30の圧縮室34は、シャフト50の外周面によってリヤ側通路33が塞がれたまま容積が減少する。圧縮室24は、シャフト50のフロント側開口

5 2と連通されたまま容積が増大するので、シャフト50のシャフト内通路57から圧縮室24に冷媒ガスが供給される。

図6(B)から図6(C)の状態に至る過程で、圧縮室34内で圧縮された冷媒ガスは、リヤ側弁ユニット41に設けられた吐出弁41aを押し開けて後側の吐出室40aへ吐出される。

5 シャフト50がさらに回転すると、ピストン60は前側に移動し、360°回転すると、図6(A)の状態となる。ピストン60が前側に移動する際には、後側の圧縮室34に連通したリヤ側通路33は、リヤ側開口53と連通した状態となり、冷媒ガスが圧縮室34に供給される。また、前側の圧縮室24に連  
10 通したフロント側通路23は、フロント側開口52との連通が解除され、シャフト50の外周面によって塞がれる。このため、フロント側通路23が塞がれた状態で圧縮室24内の冷媒ガスを圧縮し、圧縮室24内の冷媒ガスは吐出弁  
11aを押し開けて前側の吐出室10aへ吐出される。

ウ 上記運転において、ピストン60が後側に移動する行程(図6(A)から図  
15 6(C)に至る行程)は、前側の圧縮室24においては冷媒ガスが吸入される吸入行程に該当し、後側の圧縮室34においては冷媒ガスを圧縮し、吐出室40aへ吐出する吐出行程に該当する。これに対し、上記運転において、ピストン60が前側に移動する行程(図6(C)から図6(A)に至る行程)は、後  
18 側の圧縮室34においては冷媒ガスが吸入される吸入行程に該当し、前側の圧縮室24においては冷媒ガスを圧縮し、吐出室10aへ吐出する吐出行程に該  
20 当する。

25 シャフト50のフロント側開口52及び外周面は、シャフト50の回転に応じて、各圧縮室24に連通したフロント側通路23とシャフト内通路57とを間欠的に連通し、各圧縮室24への冷媒ガスの吸入量を調整するものであるから、各圧縮室24に対する回転弁として機能する。また、シャフト50のリヤ側開口53及び外周面は、シャフト50の回転に応じて、各圧縮室34に連通

したリヤ側通路 3 3 とシャフト内通路 5 7 とを間欠的に連通し、各圧縮室 3 4 への冷媒ガスの吸入量を調整するものであるから、各圧縮室 3 4 に対する回転弁として機能する。

5 圧縮室 3 4 の吐出行程において、圧縮室 3 4 内の冷媒ガスが圧縮されることによって、リヤ側弁ユニット 4 1 に設けられた吐出弁 4 1 a が押し開けられて冷媒ガスが吐出されるが、ピストン 6 0 には、ピストン 6 0 が移動する方向とは反対（前）向きの圧縮反力  $F$  が作用する（図 6（C））。また、圧縮室 2 4 の吐出行程において、圧縮室 2 4 内の冷媒ガスが圧縮されることによって、フ  
10 ロント側弁ユニット 1 1 に設けられた吐出弁 1 1 a が押し開けられて冷媒ガスが吐出されるが、ピストン 6 0 には、ピストン 6 0 が移動する方向とは反対（後）向きの圧縮反力  $F$  が作用する（図 6（A））。このように、吐出行程において、かかる圧縮反力  $F$  は、すべてのシリンダボア 2 2、3 2 内のピストン 6 0 に作用する。

以上



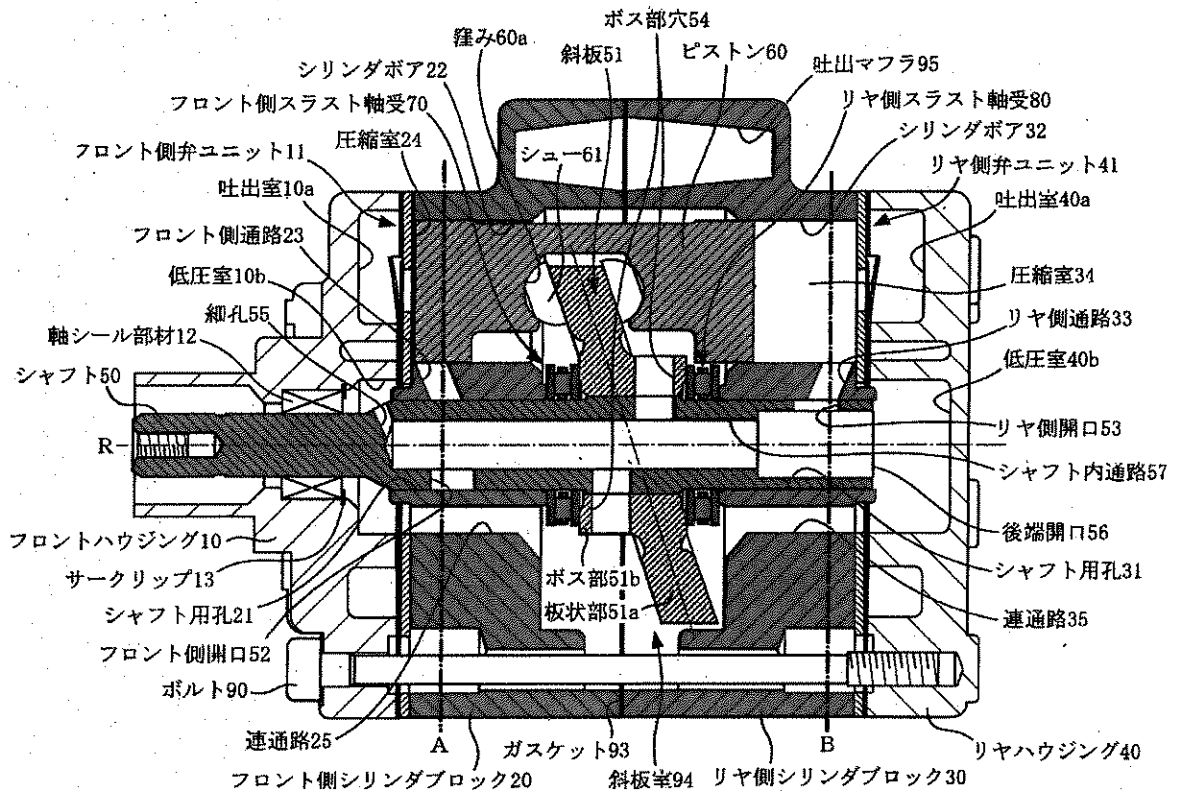
(別紙)

## ロ号物件説明書

### ロ号物件 (RS-13) の構造

#### 5 (1) 全体構造

ア ロ号物件は、以下の図1に示す全体構造を有している。



【図1：RS-13の縦断面図】

イ ロ号物件は、フロントハウジング10、フロント側シリンダブロック20、  
リヤ側シリンダブロック30、リヤハウジング40等が組み合わされた構造で  
あり、フロント側シリンダブロック20及びリヤ側シリンダブロック30に設  
けられたシャフト用孔21、31にシャフト50が回転可能に支持されている。

シャフト50には、斜板51のボス部51bが圧入され、シャフト50と斜  
板51とが一体化されている。斜板51は、斜板51のボス部51bの前後で  
シャフト50に挿嵌された一対のフロント側スラスト軸受70及びリヤ側スラ

スト軸受80を介して、フロント側シリンダブロック20及びリヤ側シリンダ  
ブロック30の間に配置されている。ここで、斜板51は、フロント側シリン  
ダブロック20とリヤ側シリンダブロック30との間の斜板室94に回転可能  
に配置されている。斜板51の板状部51aには、各対のシュー61を介して  
5 各ピストン60が係合されている。

各ピストン60は、フロント側及びリヤ側シリンダブロック20、30のシ  
ャフト用孔21、31の周囲に設けられた五つのシリンダボア22、32内に、  
前後に往復移動可能な状態で収容されている。

ウ 図1の状態では、図示されたピストン60はフロント側弁ユニット11近傍  
10 に配置されており、そのピストン60の後面、リヤ側シリンダブロック30の  
シリンダボア32及びリヤ側弁ユニット41によって圧縮室34が区画されて  
いる。圧縮室34にはシャフト用孔31に連通するリヤ側通路33が開口して  
いる。

ピストン60が後側に移動することにより、圧縮室34の容積が減少すると  
15 ともに、ピストン60の前面、フロント側シリンダブロック20のシリンダボ  
ア22及びフロント側弁ユニット11によって区画される圧縮室24の容積が  
増大する。圧縮室24にはシャフト用孔21に連通するフロント側通路23が  
開口している。

シャフト50には、斜板51よりも前側に設けられたフロント側開口52と、  
20 斜板51よりも後側に設けられたリヤ側開口53とが形成され、シャフト50  
及び斜板51のボス部51bには、斜板51の板状部51aの前側と後側とに  
それぞれ斜板室94に開口したボス部穴54が形成され、それらはシャフト内  
通路57によって相互に連通している。

シャフト50のフロント側開口52は、フロント側シリンダブロック20の  
25 シャフト用孔21内において、フロント側通路23が設けられた領域に配置さ  
れる。シャフト50のリヤ側開口53は、リヤ側シリンダブロック30のシャ

フト用孔 3 1 内において、リヤ側通路 3 3 が設けられた領域に配置される。図 1 においては、フロント側開口 5 2 は、フロント側シリンダブロック 2 0 のフロント側通路 2 3 とは連通しておらず（但し、他のシリンダボア 3 2 のフロント側通路 2 3 とは連通している）、リヤ側開口 5 3 とリヤ側シリンダブロック 3 0 のリヤ側通路 3 3 とが連通しており、圧縮室 3 4 は、リヤ側通路 3 3、リヤ側開口 5 3 を介して、シャフト内通路 5 7 と連通している。

## (2) ラジアル軸受構造

シャフト用孔 2 1、3 1 は、シリンダブロック 2 0、3 0 にそれぞれ直接形成されており、内部には別の部材は設けられていない。

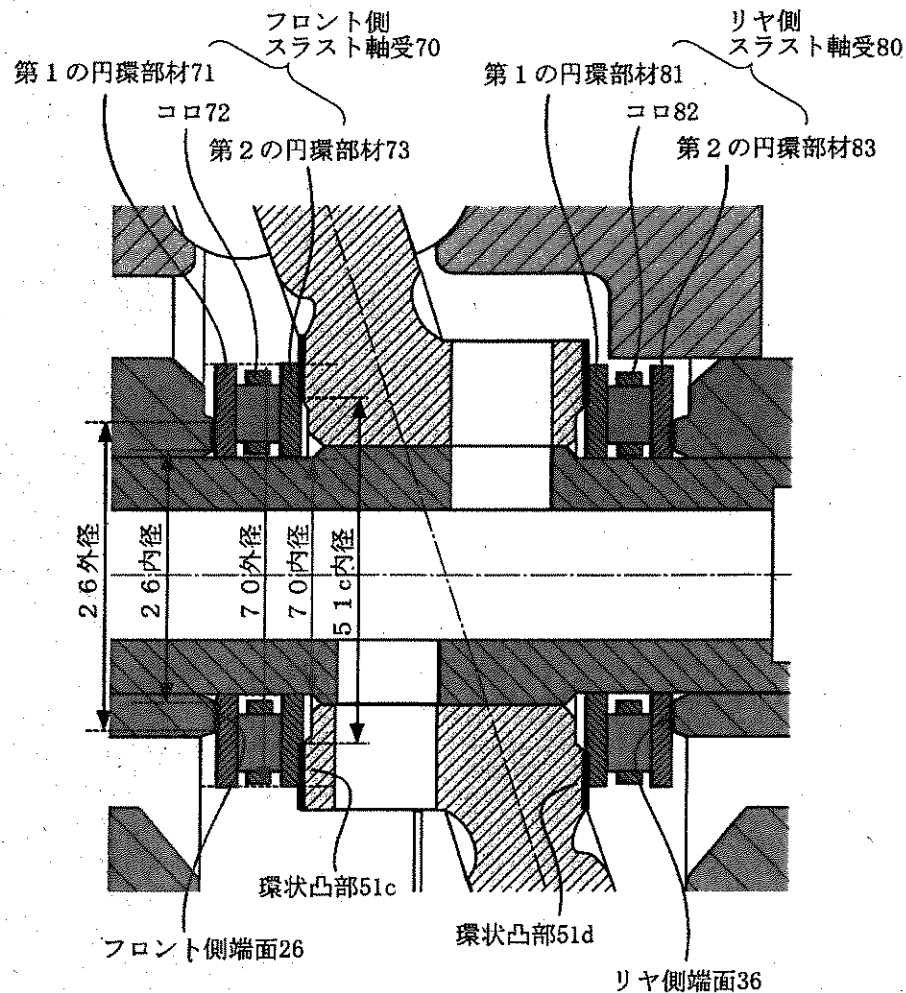
図 1 に示すように、シャフト 5 0 の前側の外周面と、フロント側シリンダブロック 2 0 のシャフト用孔 2 1 の内周面とは回動可能に摺接しており、シャフト 5 0 の前側は、シャフト用孔 2 1 を介してフロント側シリンダブロック 2 0 によって直接支持されている。また、シャフト 5 0 の後側の外周面と、リヤ側シリンダブロック 3 0 のシャフト用孔 3 1 の内周面とは回動可能に摺接しており、シャフト 5 0 の後側は、シャフト用孔 3 1 を介してリヤ側シリンダブロック 3 0 によって直接支持されている。

シャフト 5 0 の外径は平均 19.005 mm、シャフト用孔 2 1、3 1 の内径は平均 19.030 mm、シャフト 5 0 とシャフト用孔 2 1、3 1 との隙間は平均 0.025 mm (25 μm) である。

## (3) スラスト軸受構造

シャフト 5 0 及び斜板 5 1 は、フロント側スラスト軸受 7 0 及びリヤ側スラスト軸受 8 0 を介してフロント側シリンダブロック 2 0 及びリヤ側シリンダブロック 3 0 の間に配置されている。具体的には、下に引用する図 5 に示すように、フロント側シリンダブロック 2 0 のフロント側端面 2 6 と斜板 5 1 の環状凸部 5 1 c との間に、第 1 の円環部材 7 1、コロ 7 2 及び第 2 の円環部材 7 3 から構成されるフロント側スラスト軸受 7 0 が介在している。また、リヤ側シリンダブロッ

ク30のリヤ側端面36と斜板51の環状凸部51dとの間に、第1の円環部材81、コロ82及び第2の円環部材83から構成されるリヤ側スラスト軸受80が介在している。



【図5：スラスト軸受部分の拡大図】

表2は、フロント側シリンダブロック20のフロント側端面26の内径及び外径、フロント側スラスト軸受70の内径及び外径並びに斜板51の環状凸部51cの内径を測定した測定結果である。

構成	諸元	寸法	幅
フロント側端面 26	内径 (mm)	Φ19.8	2.35
	外径 (mm)	Φ24.5	(T1)
フロント側スラスト軸受 70	内径 (mm)	Φ19.2	6.90
	外径 (mm)	Φ33.0	(T2)
斜板 51 の環状凸部 51c	内径 (mm)	Φ27.0	

【表 2】

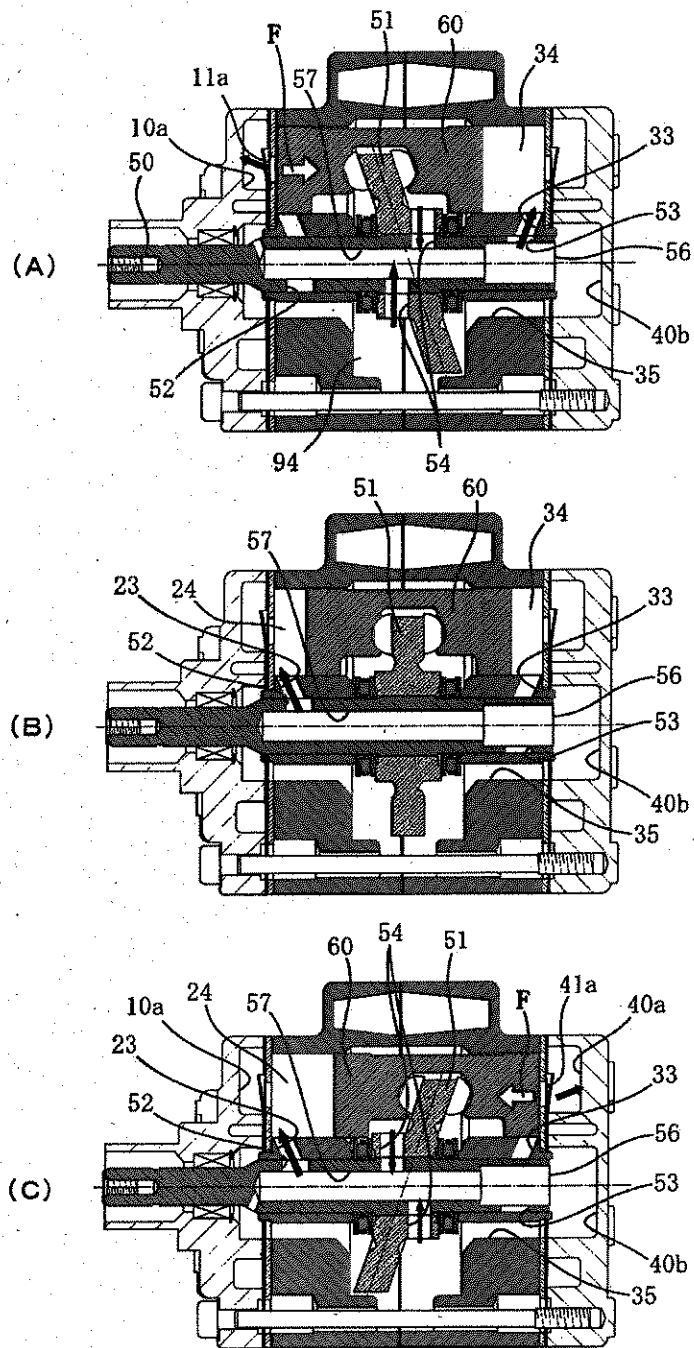
表 2 に示すように、フロント側スラスト軸受 70 の前面は、内径 19.8 mm から外径 24.5 mm までの円環状の領域でフロント側シリンダブロック 20 のフロント側端面 26 と接している。また、フロント側スラスト軸受 70 の後面は、

このように、フロント側シリンダブロック 20 のフロント側端面 26 の外径 (24.5 mm) よりも、斜板 51 の環状凸部 51c の内径 (27.0 mm) の方が大きい。

10 (4) 運転時における作用

ア 下に引用する図 6 は、ロ号物件の運転時における作用を説明する図であり、(A) は図 1 と同じ状態、(B) 及び (C) は (A) を基準として、シャフト 50 が 90° 及び 180° 回転した状態を示し、冷媒ガスの主な流れを黒塗りの矢印で示している。

15



【図6：運転時における作用を説明する図】

イ まず冷媒ガスは、図示しない冷媒供給部を通じて、外部から斜板室94に供給される。斜板室94に供給された冷媒ガスは、両ボス部穴54等を介してシャフト50内のシャフト内通路57に流入する。

5

図6 (A) の状態では、図示されたピストン60はフロント側弁ユニット11近傍に配置されており、ピストン60の後側の圧縮室34に連通したリヤ側通路33は、シャフト50のリヤ側開口53に連通されている。このため、シャフト50のシャフト内通路57に供給された冷媒ガスは、リヤ側開口53とリヤ側通路33とを介して、リヤ側シリンダブロック30における圧縮室34に供給される。

次に、図6 (B) に示すように、シャフト50が90°回転すると、斜板51も回転することにより、ピストン60が後側に移動する。ピストン60が後側に移動することにより、ピストン60の前側の圧縮室24はシャフト用孔21に連通するフロント側通路23が連通する。シャフト50が回転することにより、シャフト50のフロント側開口52がフロント側通路23と重なるように回転し、圧縮室24に連通したフロント側通路23とフロント側開口52とが連通する。このため、シャフト50のシャフト内通路57に供給された冷媒ガスは、フロント側開口52とフロント側通路23とを介して、フロント側シリンダブロック20における圧縮室24に供給される。

一方、リヤ側シリンダブロック30の圧縮室34に連通したリヤ側通路33については、図6 (A) の状態では、シャフト50のリヤ側開口53と連通していたが、シャフト50の回転によりリヤ側開口53が移動して連通が解除され、シャフト50の外周面によってリヤ側通路33は塞がれている。このため、圧縮室34内の冷媒ガスは圧縮される。

さらに、図6 (C) に示すように、シャフト50が180°まで回転すると、ピストン60がリヤ側弁ユニット41近傍まで移動する。ピストン60の移動によってフロント側シリンダブロック20の圧縮室24は、シャフト50のフロント側開口52と連通されたまま容積が増大する。一方、リヤ側シリンダブロック30の圧縮室34は、シャフト50の外周面によってリヤ側通路33が塞がれたまま容積が減少する。圧縮室24は、シャフト50のフロント側開口

5 2と連通されたまま容積が増大するので、シャフト50のシャフト内通路57から圧縮室24に冷媒ガスが供給される。

図6(B)から図6(C)の状態に至る過程で、圧縮室34内で圧縮された冷媒ガスは、リヤ側弁ユニット41に設けられた吐出弁41aを押し開けて後側の吐出室40aへ吐出される。

5 シャフト50がさらに回転すると、ピストン60は前側に移動し、360°回転すると、図6(A)の状態となる。ピストン60が前側に移動する際には、後側の圧縮室34に連通したリヤ側通路33は、リヤ側開口53と連通した状態となり、冷媒ガスが圧縮室34に供給される。また、前側の圧縮室24に連  
10 通したフロント側通路23は、フロント側開口52との連通が解除され、シャフト50の外周面によって塞がれる。このため、フロント側通路23が塞がれた状態で圧縮室24内の冷媒ガスを圧縮し、圧縮室24内の冷媒ガスは吐出弁  
11aを押し開けて前側の吐出室10aへ吐出される。

ウ 上記運転において、ピストン60が後側に移動する行程(図6(A)から図  
15 6(C)に至る行程)は、前側の圧縮室24においては冷媒ガスが吸入される吸入行程に該当し、後側の圧縮室34においては冷媒ガスを圧縮し、吐出室40aへ吐出する吐出行程に該当する。これに対し、上記運転において、ピストン60が前側に移動する行程(図6(C)から図6(A)に至る行程)は、後側の圧縮室34においては冷媒ガスが吸入される吸入行程に該当し、前側の圧縮室24においては冷媒ガスを圧縮し、吐出室10aへ吐出する吐出行程に該  
20 当する。

シャフト50のフロント側開口52及び外周面は、シャフト50の回転に応じて、各圧縮室24に連通したフロント側通路23とシャフト内通路57とを間欠的に連通し、各圧縮室24への冷媒ガスの吸入量を調整するものであるから、各圧縮室24に対する回転弁として機能する。また、シャフト50のリヤ  
25 側開口53及び外周面は、シャフト50の回転に応じて、各圧縮室34に連通



したリヤ側通路 3 3 とシャフト内通路 5 7 とを間欠的に連通し、各圧縮室 3 4 への冷媒ガスの吸入量を調整するものであるから、各圧縮室 3 4 に対する回転弁として機能する。

5 圧縮室 3 4 の吐出行程において、圧縮室 3 4 内の冷媒ガスが圧縮されることによって、リヤ側弁ユニット 4 1 に設けられた吐出弁 4 1 a が押し開けられて冷媒ガスが吐出されるが、ピストン 6 0 には、ピストン 6 0 が移動する方向とは反対（前）向きの圧縮反力  $F$  が作用する（図 6（C））。また、圧縮室 2 4 の吐出行程において、圧縮室 2 4 内の冷媒ガスが圧縮されることによって、フ  
10 ロント側弁ユニット 1 1 に設けられた吐出弁 1 1 a が押し開けられて冷媒ガスが吐出されるが、ピストン 6 0 には、ピストン 6 0 が移動する方向とは反対（後）向きの圧縮反力  $F$  が作用する（図 6（A））。このように、吐出行程において、かかる圧縮反力  $F$  は、すべてのシリンダボア 2 2, 3 2 内のピストン 6 0 に作用する。

以 上

別紙計算書 1, 2

● (省略) ●