

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5458965号
(P5458965)

(45) 発行日 平成26年4月2日(2014.4.2)

(24) 登録日 平成26年1月24日(2014.1.24)

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

請求項の数 6 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2010-50371 (P2010-50371)	(73) 特許権者	000003218 株式会社豊田自動織機
(22) 出願日	平成22年3月8日(2010.3.8)		愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
(65) 公開番号	特開2011-185138 (P2011-185138A)	(74) 代理人	100068755 弁理士 恩田 博宣
(43) 公開日	平成23年9月22日(2011.9.22)	(74) 代理人	100105957 弁理士 恩田 誠
審査請求日	平成24年4月2日(2012.4.2)	(72) 発明者	奥田 元章 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】 可変容量型圧縮機における容量制御機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

供給通路を介して吐出圧領域の冷媒が制御圧室に供給されると共に、排出通路を介して前記制御圧室の冷媒が吸入圧領域に排出されて前記制御圧室内の調圧が行われ、前記制御圧室内の調圧によって吐出容量が制御され、前記供給通路の通路断面積を調整する第1制御弁が設けられている可変容量型圧縮機における容量制御機構において、

前記排出通路の一部であって、前記制御圧室に開口すると共に弁収容室に接続する弁孔と、

前記弁孔の通路断面積を調整する第1弁部と、

前記排出通路の一部となる排出室と前記供給通路に連通する背圧室とに前記弁収容室内を区画し、且つ前記排出室と前記背圧室との間を連通する流通路を前記弁収容室の内周面との間に残す第2弁部と、

前記第2弁部の前記排出室側の端面に接離する弁座形成部とを有する第2制御弁を備え、

前記弁座形成部は、前記弁収容室を形成するケーシングとは別体であり、

前記第2制御弁の弁閉状態のときには、前記排出室と前記背圧室とを連通する絞り通路が前記第2弁部の前記端面と前記弁座形成部との間に残される可変容量型圧縮機における容量制御機構。

【請求項2】

前記第1弁部と前記第2弁部とは、別体であって連結されている請求項1に記載の可変

容量型圧縮機における容量制御機構。

【請求項 3】

前記絞り通路は、前記弁座形成部に形成された第 1 切り欠き溝である請求項 1 又は請求項 2 に記載の可変容量型圧縮機における容量制御機構。

【請求項 4】

前記第 1 弁部は、前記弁孔と前記排出室とを連通する第 2 切り欠き溝を備えている請求項 1 乃至請求項 3 のいずれか 1 項に記載の可変容量型圧縮機における容量制御機構。

【請求項 5】

前記弁収容室は、前記第 1 弁部を収容する小径室と、前記第 2 弁部を収容する大径室とからなり、前記流通路は、前記第 2 弁部の外周面を 1 周する環状間隙である請求項 1 乃至請求項 4 のいずれか 1 項に記載の可変容量型圧縮機における容量制御機構。

10

【請求項 6】

前記第 1 制御弁と前記制御圧室との間の前記供給通路には逆止弁が介在されている請求項 1 乃至請求項 5 のいずれか 1 項に記載の可変容量型圧縮機における容量制御機構。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、吐出圧領域の冷媒を制御圧室に供給すると共に、前記制御圧室の冷媒を吸入圧領域に排出して前記制御圧室内の調圧を行い、前記制御圧室内の調圧によって吐出容量を制御する可変容量型圧縮機における容量制御機構に関する。

20

【背景技術】

【0002】

傾角可変に斜板を収容する制御圧室を備えた可変容量型圧縮機においては、制御圧室の圧力が高くなると斜板の傾角が小さくなり、制御圧室の圧力が低くなると斜板の傾角が大きくなる。斜板の傾角が小さくなると、ピストンのストロークが小さくなって吐出容量が小さくなり、斜板の傾角が大きくなると、ピストンのストロークが大きくなって吐出容量が大きくなる。

【0003】

制御圧室へ供給される冷媒は、圧縮された冷媒であるので、制御圧室から吸入圧領域へ排出される冷媒の排出流量が多くなるほど、可変容量型圧縮機における運転効率が悪くなる。そのため、可変容量型圧縮機における運転効率の観点からすると、制御圧室から吸入圧領域へ冷媒を排出するための排出通路の通路断面積は、できるだけ小さい方がよい。

30

【0004】

可変容量型圧縮機を長時間にわたって停止しておく、冷媒が液状化して制御圧室に溜まる。制御圧室に液状の冷媒が溜まった状態で可変容量型圧縮機を起動したとすると、排出通路の通路断面積を固定した状態で小さくしてある場合には、制御圧室内の液冷媒が吸入圧領域へ速やかに排出されず、制御圧室内の液冷媒の気化によって制御圧室の圧力が過大になってしまう。そのため、可変容量型圧縮機の起動後において吐出容量が大きくなるまでに時間が掛かり過ぎることになる。

【0005】

40

このような問題を解消するための可変容量型圧縮機の容量制御機構が特許文献 1 に開示されている。

特許文献 1 に開示の容量制御機構は、吐出圧領域からクランク室（制御圧室）へ冷媒を供給する供給通路の通路断面積を変更するための第 1 制御弁と、制御圧室から吸入圧領域へ冷媒を排出するための排出通路の通路断面積を変更するための第 2 制御弁とを備えている。第 1 制御弁は、電磁力を変更して弁開度を変更可能な電磁式制御弁である。第 1 制御弁に対する通電を行わない状態では、第 1 制御弁における弁開度が最大となり、斜板の傾角が最小となる。この状態は、吐出容量が最小容量に固定された最小容量運転状態である。第 1 制御弁に対して通電が行われる状態では、第 1 制御弁における弁開度が最大よりも小さくなり、斜板の傾角が最小以上となる。この状態は、吐出容量が最小容量に固定され

50

ない中間容量運転状態である。

【 0 0 0 6 】

第 2 制御弁のスプール（排出通路の通路断面積を変更するための弁体）は、スプール収容室を円筒内空間と背圧室とに区画している。背圧室は、第 1 制御弁より下流の圧力領域に連通されており、円筒内空間は、抽気通路（排出通路）を介して制御圧室に連通されている。スプールは、スプール付勢バネによって背圧室側へ付勢されている。スプールには連通溝が形成されている。連通溝は、排出通路における微小な最小通路断面積を確保するためのものである。可変容量型圧縮機が起動されると、第 1 制御弁が閉じられ、スプールが排出通路の通路断面積を大きくする方向へ移動される。これにより制御圧室内の液冷媒が速やかに吸入圧領域へ排出され、可変容量型圧縮機の起動後において吐出容量が大きくなるまでに掛かる時間が短縮される。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 7 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 2 - 2 1 7 2 1 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 8 】

第 1 制御弁が通電によって開状態にあるときには第 2 制御弁が閉状態（スプールが弁座に着座している状態）となり、制御圧室から吸入圧領域への冷媒の排出は、連通溝のみを經由して行われる。このときには最小容量以上の容量の制御（中間容量制御）が行われている。

20

【 0 0 0 9 】

連通溝の通路断面積を小さくすると、第 2 制御弁が閉状態になっているときの円筒内空間の圧力は、制御圧室内の圧力（制御圧）になる。第 1 制御弁の開度が絞られている場合は、背圧室の圧力は、円筒内空間の圧力よりも僅かに大きいだけである。

【 0 0 1 0 】

その状態において、第 2 制御弁を閉状態（背圧室の圧力と円筒内空間の圧力との差圧によってスプールを弁座に着座させる）にするためには、スプール付勢バネのばね力は、小さくする必要がある。

30

【 0 0 1 1 】

第 1 制御弁が閉状態から開状態に移行したときには、弁座に着座しているスプールが弁座から離れることになる。しかし、スプール収容室を円筒内空間と背圧室とに区画するため、スプールの周面とスプール収容室の周面との間のクリアランスは小さく設定されている。スプールの周面とスプール収容室の周面との間に異物が入り込んだとすると、スプールが異物によって動きを阻害されるおそれがある。スプール付勢バネのばね力が小さ過ぎたり、あるいはスプール付勢バネがない場合には、スプールが円滑に（速やかに）移動することができない。つまり、第 2 制御弁の応答性が異物によって阻害され、起動時の制御圧室内の液冷媒を速やかに排出することができない。

【 0 0 1 2 】

本発明は、可変容量型圧縮機に用いる第 2 制御弁の応答性能の低下を回避することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 3 】

本発明は、供給通路を介して吐出圧領域の冷媒が制御圧室に供給されると共に、排出通路を介して前記制御圧室の冷媒が吸入圧領域に排出されて前記制御圧室内の調圧が行われ、前記制御圧室内の調圧によって吐出容量が制御され、前記供給通路の通路断面積を調整する第 1 制御弁が設けられている可変容量型圧縮機における容量制御機構を対象とし、請求項 1 の発明では、前記排出通路の一部であって、前記制御圧室に開口すると共に弁収容室に接続する弁孔と、前記弁孔の通路断面積を調整する第 1 弁部と、前記排出通路の一部

50

となる排出室と前記供給通路に連通する背圧室とに前記弁収容室内を区画し、且つ前記排出室と前記背圧室との間を連通する流通路を前記弁収容室の内周面との間に残す第2弁部と、前記第2弁部の前記排出室側の端面に接離する弁座形成部とを有する第2制御弁を備え、前記弁座形成部は、前記弁収容室を形成するケーシングとは別体であり、前記第2制御弁の弁閉状態のときには、前記排出室と前記背圧室とを連通する絞り通路が前記第2弁部の前記端面と前記弁座形成部との間に残される。

【0014】

排出室内の圧力に対する第2弁部の有効受圧面積と、弁孔内の圧力に対する第1弁部における有効受圧面積との比は、第2制御弁の応答性能に影響を与える。弁座形成部を別体とした構成は、排出室内の圧力に対する第2弁部の有効受圧面積と、弁孔内の圧力に対する第1弁部における有効受圧面積との適切な比の設定に有効である。

10

【0015】

第1制御弁が開弁状態から弁閉状態に移行すると、第2制御弁が弁閉状態から開状態へ移行開始する。この際、背圧室の残留圧力が流通路を介して排出室側へ放出されるため、第2制御弁の応答性が良い。流通路を大きくする（第2弁部の外周面と弁収容室の内周面との間のクリアランスを大きくする）ことができるため、第2弁部の外周面と弁収容室の内周面との間に異物が入り込んでも、第2制御弁が異物によって動きを阻害されるおそれはない。そのため、第2弁部の外周面と弁収容室の内周面との間に異物が入り込んでも、可変容量型圧縮機の起動直後において吐出容量を速やかに大きくすることができる。

【0016】

好適な例では、前記第1弁部と前記第2弁部とは、別体であって連結されている。

このような別体構成は、前記した一对の有効受圧面積との適切な比の設定を図りつつ第2制御弁の製造を容易にする。

20

【0017】

好適な例では、前記絞り通路は、前記弁座形成部に形成された第1切り欠き溝である。

【0018】

第1切り欠き溝は、絞り通路として簡便である。

好適な例では、前記第1弁部は、前記弁孔と前記排出室とを連通する第2切り欠き溝を備えている。

【0019】

制御圧室内の冷媒は、第2切り欠き溝を通過して吸入圧領域へ排出される。

好適な例では、前記弁収容室は、前記第1弁部を収容する小径室と、前記第2弁部を収容する大径室とからなり、前記流通路は、前記第2弁部の外周面を1周する環状間隙である。

30

【0020】

環状間隙を狭くする必要がないため、第2弁部の外周面と弁収容室の内周面との間に異物が入り込んでも、第2制御弁が異物によって動きを阻害されるおそれはない。

好適な例では、前記第1制御弁と前記制御圧室との間の前記供給通路には逆止弁が介在されている。

【0021】

逆止弁は、第1制御弁が開状態から閉状態へ移行したときに、第2制御弁が閉状態から開状態への移行の確実性を高める。

40

【発明の効果】

【0022】

本発明は、可変容量型圧縮機に用いる第2制御弁の応答性能を回避することができるという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】第1の実施形態を示す圧縮機全体の側断面図。

【図2】要部拡大側断面図。

50

【図 3】部分拡大側断面図。

【図 4】部分拡大側断面図。

【図 5】別の実施形態を示す部分拡大側断面図。

【図 6】別の実施形態を示す部分拡大側断面図。

【図 7】別の実施形態を示す部分拡大側断面図。

【図 8】別の実施形態を示す部分拡大側断面図。

【発明を実施するための形態】

【0024】

以下、クラッチレスの可変容量型圧縮機に本発明を具体化した第 1 の実施形態を図 1 ~ 図 4 に基づいて説明する。

10

図 1 に示すように、シリンダブロック 11 の前端にはフロントハウジング 12 が連結されている。シリンダブロック 11 の後端にはリヤハウジング 13 がバルブプレート 14、弁形成プレート 15、16 及びリテーナ形成プレート 17 を介して連結されている。シリンダブロック 11、フロントハウジング 12 及びリヤハウジング 13 は、可変容量型圧縮機 10 の全体ハウジングを構成する。

【0025】

制御圧室 121 を形成するフロントハウジング 12 とシリンダブロック 11 とには回転軸 18 がラジアルベアリング 19、20 を介して回転可能に支持されている。制御圧室 121 から外部へ突出する回転軸 18 は、図示しない外部駆動源 E (例えば車両エンジン) から回転駆動力を得る。

20

【0026】

回転軸 18 には回転支持体 21 が止着されている。又、回転軸 18 には斜板 22 が回転支持体 21 に対向するように支持されている。斜板 22 は、回転軸 18 の軸方向へスライド可能かつ傾動可能に支持されている。

【0027】

回転支持体 21 に形成されたガイド孔 211 には斜板 22 に設けられたガイドピン 23 がスライド可能に嵌入されている。斜板 22 は、ガイド孔 211 とガイドピン 23 との連係により回転軸 18 の軸方向へ傾動可能かつ回転軸 18 と一体的に回転可能である。斜板 22 の傾動は、ガイド孔 211 とガイドピン 23 とのスライドガイド関係、及び回転軸 18 のスライド支持作用により案内される。

30

【0028】

斜板 22 の径中心部が回転支持体 21 側へ移動すると、斜板 22 の傾角が増大する。斜板 22 の最大傾角は、回転支持体 21 と斜板 22 との当接によって規制される。図 1 に実線で示す斜板 22 は、最小傾角状態にあり、鎖線で示す斜板 22 は、最大傾角状態にある。斜板 22 の最小傾角は、0°よりも僅かに大きくしてある。

【0029】

シリンダブロック 11 に貫設された複数のシリンダボア 111 内にはピストン 24 が収容されている。斜板 22 の回転運動は、シュー 25 を介してピストン 24 の前後往復運動に変換され、ピストン 24 がシリンダボア 111 内を往復動する。

【0030】

40

リヤハウジング 13 内には吸入圧領域である吸入室 131 及び吐出圧領域である吐出室 132 が区画形成されている。バルブプレート 14、弁形成プレート 16 及びリテーナ形成プレート 17 には吸入ポート 26 が形成されており、バルブプレート 14 及び弁形成プレート 15 には吐出ポート 27 が形成されている。弁形成プレート 15 には吸入弁 151 が形成されており、弁形成プレート 16 には吐出弁 161 が形成されている。シリンダボア 111、弁形成プレート 15、ピストン 24 により圧縮室 112 がシリンダブロック 11 内に区画形成されている。

【0031】

吸入室 131 内の冷媒は、ピストン 24 の復動動作〔図 1 において右側から左側への移動〕により吸入ポート 26 から吸入弁 151 を押し退けて圧縮室 112 内へ流入する。圧

50

縮室 1 1 2 内へ流入した冷媒は、ピストン 2 4 の往動動作〔図 1 において左側から右側への移動〕により吐出ポート 2 7 から吐出弁 1 6 1 を押し退けて吐出室 1 3 2 へ吐出される。吐出弁 1 6 1 は、リテーナ形成プレート 1 7 上のリテーナ 1 7 1 に当接して開度規制される。

【 0 0 3 2 】

制御圧室 1 2 1 内の圧力が下がると、斜板 2 2 の傾角が増大して吐出容量が増え、制御圧室 1 2 1 内の圧力が上がると、斜板 2 2 の傾角が減少して吐出容量が減る。

吸入室 1 3 1 と吐出室 1 3 2 とは、外部冷媒回路 2 8 で接続されている。外部冷媒回路 2 8 上には、冷媒から熱を奪うための熱交換器 2 9、膨張弁 3 0、及び周囲の熱を冷媒に移すための熱交換器 3 1 が介在されている。膨張弁 3 0 は、熱交換器 3 1 の出口側のガス温度の変動に応じて冷媒流量を制御する温度式自動膨張弁である。吐出室 1 3 2 から外部冷媒回路 2 8 に至る途中には循環阻止手段 3 2 が設けられている。循環阻止手段 3 2 が開いているときには、吐出室 1 3 2 内の冷媒は、外部冷媒回路 2 8 へ流出して吸入室 1 3 1 へ還流する。

【 0 0 3 3 】

リヤハウジング 1 3 には電磁式の第 1 制御弁 3 3 が組み付けられている。

図 3 に示すように、第 1 制御弁 3 3 のソレノイド 3 9 を構成する固定鉄芯 4 0 は、コイル 4 1 への電流供給による励磁に基づいて可動鉄芯 4 2 を引き付ける。可動鉄芯 4 2 には弁体 3 7 が止着されており、ソレノイド 3 9 の電磁力は、付勢バネ 4 3 のバネ力に抗して、弁孔 3 8 を閉じる位置に向けて弁体 3 7 を付勢する。ソレノイド 3 9 は、制御コンピュータ C の電流供給制御（本実施形態ではデューティ比制御）を受ける。

【 0 0 3 4 】

第 1 制御弁 3 3 内の感圧手段 3 6 を構成するペロズ 3 6 1 には吸入室 1 3 1 内の圧力（吸入圧）が通路 4 4 及び感圧室 3 6 2 を介して作用している。ペロズ 3 6 1 には弁体 3 7 が接続されており、ペロズ 3 6 1 内の圧力及び感圧手段 3 6 を構成する感圧ばね 3 6 3 のばね力は、弁孔 3 8 を閉じる位置から開く位置に向けて弁体 3 7 を付勢する。弁孔 3 8 に連なる弁収容室 5 0 は、通路 5 1 を介して吐出室 1 3 2 に連通している。

【 0 0 3 5 】

図 2 に示すように、弁形成プレート 1 5 に対向するシリンダブロック 1 1 の端面には弁収容室 5 3 が凹設されている。弁収容室 5 3 は、小径室 5 3 1 と、小径室 5 3 1 より大径の大径室 5 3 2 とに分けられており、大径室 5 3 2 には弁座形成リング 5 4 が収容されている。弁座形成部としての弁座形成リング 5 4 の外周径は、大径室 5 3 2 の内周径より僅かに小さく、弁座形成リング 5 4 の端面は、小径室 5 3 1 と大径室 5 3 2 との段差 5 3 3 に接合可能である。

【 0 0 3 6 】

弁収容室 5 3 には弁体 5 5 が弁座形成リング 5 4 のリング内を貫通するように収容されている。弁体 5 5 は、弁座形成リング 5 4 のリング内を貫通して小径室 5 3 1 に延出する第 1 弁部 5 6 と、大径室 5 3 2 内で第 1 弁部 5 6 に嵌合して固定された第 2 弁部 5 7 とから構成されている。

【 0 0 3 7 】

第 1 弁部 5 6 は、第 2 弁部 5 7 に嵌入される小径部 5 6 1 と、小径室 5 3 1 内に配置された大径部 5 6 2 とからなる。大径部 5 6 2 の外径は、弁座形成リング 5 4 の内径よりも大きく、弁座形成リング 5 4 の内径は、小径部 5 6 1 の外径よりも大きい。

【 0 0 3 8 】

第 2 弁部 5 7 の外周面は、大径周面 5 7 1 と、大径周面 5 7 1 より小径の小径周面 5 7 2 とからなる。第 2 弁部 5 7 の大径周面 5 7 1 の周径は、大径室 5 3 2 の内周径よりも小さく、第 2 弁部 5 7 の外周面と大径室 5 3 2 の内周面 5 3 4 との間には第 2 弁部 5 7 を一周する環状間隙 5 8 が設けられている。第 2 弁部 5 7 は、弁収容室 5 3 を排出室 5 9 と背圧室 6 0 とに区画しており、排出室 5 9 と背圧室 6 0 とは、連通路としての環状間隙 5 8 を介して連通している。

【 0 0 3 9 】

弁体 5 5 が弁収容室 5 3 内で傾いて弁収容室 5 3 の内周面に接するときには、第 1 弁部 5 6 の突条 5 6 3 の先端外周縁と、第 2 弁部 5 7 の大径周面 5 7 1 の背圧室 6 0 側の外周縁とが弁収容室 5 3 の内周面に接する。つまり、第 2 弁部 5 7 の小径周面 5 7 2 の排出室 5 9 側の外周縁が弁収容室 5 3 の内周面に接することはない。

【 0 0 4 0 】

図 3 に示すように、排出室 5 9 は、排出室 5 9 の底面 5 9 1 (弁収容室 5 3 の底面) に開口する弁孔 6 1 を介して制御圧室 1 2 1 に連通している。又、排出室 5 9 は、排出室 5 9 の周面に開口する通路 6 2 を介して吸入室 1 3 1 に連通している。弁孔 6 1、排出室 5 9 及び通路 6 2 は、制御圧室 1 2 1 内の冷媒を吸入室 1 3 1 (吸入圧領域) へ排出する排出通路を構成する。

10

【 0 0 4 1 】

背圧室 6 0 は、バルブプレート 1 4、弁形成プレート 1 5、1 6、リテーナ形成プレート 1 7 及びリヤハウジング 1 3 を通る通路 5 2 を介して第 1 制御弁 3 3 の弁孔 3 8 に連通している。

【 0 0 4 2 】

図 2 に示すように、第 2 弁部 5 7 に対向する弁座形成リング 5 4 の対向端面には環状の突条 5 4 1 が突設されており、突条 5 4 1 には第 1 切り欠き溝 5 4 2 が形成されている。第 2 弁部 5 7 の排出室 5 9 側の端面 5 7 3 は、突条 5 4 1 の先端面に接離可能である。第 2 弁部 5 7 の排出室 5 9 側の端面 5 7 3 が突条 5 4 1 の先端面に接した状態では、第 1 切り欠き溝 5 4 2 が絞り通路となる。

20

【 0 0 4 3 】

第 1 弁部 5 6 の大径部 5 6 2 の先端面には環状の突条 5 6 3 が突設されており、突条 5 6 3 には第 2 切り欠き溝 5 6 4 が形成されている。突条 5 6 3 の先端面は、排出室 5 9 の底面 5 9 1 に接離可能である。突条 5 6 3 の先端面が排出室 5 9 の底面 5 9 1 に接した状態では、第 2 切り欠き溝 5 6 4 が絞り通路となる。

【 0 0 4 4 】

弁孔 6 1 内の圧力に対する第 1 弁部 5 6 の有効受圧面積 S_1 (弁閉状態における受圧面積) は、環状の突条 5 6 3 の環内における断面積 (弁座形成リング 5 4 の中心軸線 L に対して垂直な仮想平面上での面積) である。排出室 5 9 内の圧力に対する第 2 弁部 5 7 の有効受圧面積 S_2 (弁閉状態における受圧面積) は、弁座形成リング 5 4 のリング内における断面積 (弁座形成リング 5 4 の中心軸線 L に対して垂直な仮想平面上での面積) である。排出室 5 9 内の圧力に対する第 2 弁部 5 7 の有効受圧面積 S_2 は、弁孔 6 1 内の圧力に対する第 1 弁部 5 6 の有効受圧面積 S_1 の $1 \sim 1.2$ 倍に設定されている。つまり、 $S_2 / S_1 =$ は、 $1 \sim 1.2$ の範囲で設定されている。

30

【 0 0 4 5 】

通路 5 2 内の圧力 (従って背圧室 6 0 内の圧力) に対する第 2 弁部 5 7 の有効受圧面積は、排出室 5 9 内の圧力に対する第 2 弁部 5 7 の有効受圧面積 S_2 と同じである。又、有効受圧面積 S_2 は、弁収容室 5 3 の小径室 5 3 1 の断面積 S_4 (弁座形成リング 5 4 の中心軸線 L に対して垂直な仮想平面上の面積) よりも小さい。

40

【 0 0 4 6 】

弁形成プレート 1 5 に対向する第 2 弁部 5 7 の端面には環状の突条 5 7 4 が突設されており、突条 5 7 4 には第 3 切り欠き溝 5 7 5 が形成されている。突条 5 7 4 の先端面は、弁形成プレート 1 5 に接離可能である。突条 5 7 4 の先端面が弁形成プレート 1 5 に接した状態では、環状間隙 5 8 と通路 5 2 とが第 3 切り欠き溝 5 7 5 を介して連通する。

【 0 0 4 7 】

弁収容室 5 3、弁孔 6 1、弁体 5 5 及び弁座形成リング 5 4 は、排出通路の通路断面積を調整する第 2 制御弁 3 4 を構成する。シリンダブロック 1 1 は、第 2 制御弁 3 4 を収容するためのケーシングとなる。第 1 弁部 5 6 と第 2 弁部 5 7 とを嵌合して連結固定する場合には、先に第 1 弁部 5 6 の小径部 5 6 1 が弁座形成リング 5 4 に通される。第 1 弁部 5

50

6と第2弁部57とを嵌合して連結固定されると、弁座形成リング54が弁体55から脱落することはない。この状態で弁体55及び弁座形成リング54が弁収容室53に挿入される。

【0048】

弁形成プレート15に対向するシリンダブロック11の端面には収容孔63が凹設されており、収容孔63には逆止弁35が収容されている。逆止弁35は、バルブハウジング45と、バルブハウジング45内の弁収容室46に収容された弁体47と、弁体47を付勢する閉止バネ48とを備えている。バルブハウジング45には弁孔451が形成されており、閉止バネ48は、弁孔451を閉じる位置に向けて弁体47を付勢している。弁孔451は、通路49を介して第2制御弁34の背圧室60に連通されている。

10

【0049】

図3に示すように、弁収容室46は、通路64を介して、制御圧室121に連通している。通路51、52、背圧室60、通路49、弁収容室46及び通路64は、吐出室132から制御圧室121へ冷媒を供給するための供給通路を構成する。

【0050】

第1制御弁33のソレノイド39に対して電流供給制御(デューティ比制御)を行なう制御コンピュータCは、空調装置作動スイッチ65のONによってソレノイド39に電流を供給し、空調装置作動スイッチ65のOFFによって電流供給を停止する。制御コンピュータCには室温設定器66及び室温検出器67が信号接続されている。空調装置作動スイッチ65がON状態にある場合、制御コンピュータCは、室温設定器66によって設定された目標室温と、室温検出器67によって検出された検出室温との温度差に基づいて、ソレノイド39に対する電流供給を制御する。

20

【0051】

第1制御弁33の弁孔38における開閉具合、即ち第1制御弁33における弁開度は、ソレノイド39で生じる電磁力、付勢バネ43のばね力、感圧手段36の付勢力のバランスによって決まる。第1制御弁33は、電磁力を変えることによって第1制御弁33における弁開度を連続的に調整可能である。電磁力を増大すると、第1制御弁33における弁開度は、減少方向に移行する。又、吸入室131における吸入圧が増大すると、第1制御弁33における弁開度が減少し、吸入室131における吸入圧が減少すると、第1制御弁33における弁開度が増大する。第1制御弁33は、吸入圧を電磁力に応じた設定圧力に

30

【0052】

図3は、空調装置作動スイッチ65のOFFによって第1制御弁33のソレノイド39に対する電流供給が停止されている状態(デューティ比が0)を示し、第1制御弁33における弁開度は、最大になっている。斜板22の最小傾角は0°よりも僅かに大きく、斜板22の傾角が最小傾角の場合にもシリンダポア111から吐出室132への吐出は行われている。斜板22の傾角が最小である状態では、循環阻止手段32が閉じて外部冷媒回路28における冷媒循環が停止する構成となっている。

【0053】

シリンダポア111から吐出室132へ吐出された冷媒は、第1制御弁33の弁孔38を經由して第2制御弁34の背圧室60へ流入する。第2制御弁34の弁体55は、背圧室60の圧力によって、第1弁部56の突条563が弁収容室53の底面に接する閉位置に配置される。又、第2弁部57の排出室59側の端面573は、突条541の先端面に接する。弁座形成リング54は、背圧室60内の圧力によって、段差533に押接される。背圧室60内の冷媒は、環状間隙58、第1切り欠き溝542、排出室59及び通路62を經由して、あるいは通路49、弁収容室46、通路64、制御圧室121、弁孔61、第2切り欠き溝564、排出室59及び通路62を經由して、吸入室131へ還流する。

40

【0054】

このときの第2制御弁34における圧力状態は、式(1)のようになる。

50

$$P_{cv} > (P_c - P_s) / \dots + P_s \dots (1)$$

圧力 P_{cv} は、背圧室 60 内の圧力を表す。圧力 P_c は、制御圧室 121 内の圧力を表し、 P_s は、吸入室 131 内の圧力を表す。

【0055】

背圧室 60 内の冷媒は、通路 49 及び逆止弁 35 の弁孔 451 を経由して弁体 47 を押し退けて弁収容室 46 に流入する。弁収容室 46 に流入した冷媒は、通路 64 を経由して制御圧室 121 へ流入する。つまり、吐出室 132 の冷媒は、供給通路を通過して制御圧室 121 へ流入する。制御圧室 121 内の冷媒は、弁孔 61、第 2 切り欠き溝 564、排出室 59 及び通路 62 を通過して吸入室 131 へ流出し、吸入室 131 内の冷媒は、シリンダボア 111 内へ吸入されて吐出室 132 へ吐出される。

10

【0056】

図 3 の状態では、斜板 22 の傾角は最小傾角になり、可変容量型圧縮機 10 は、吐出容量が最小となる最小容量運転を行なう。この時、循環阻止手段 32 は閉じられるので、冷媒が外部冷媒回路 28 を循環することはない。

【0057】

図 4 は、空調装置作動スイッチ 65 が ON であって第 1 制御弁 33 のソレノイド 39 に対する電流供給が最大（デューティ比が 1）になっている状態を示し、第 1 制御弁 33 における弁開度は、零になっている。可変容量型圧縮機 10 が最小容量ではない運転を行なっている状態（つまり、斜板 22 の傾角が最小ではない状態）では、循環阻止手段 32 が開いて外部冷媒回路 28 における冷媒循環が行われる。

20

【0058】

第 1 制御弁 33 における弁開度が零の状態（弁孔 38 が閉じられている状態）では、吐出室 132 内の冷媒が供給通路を經由して第 2 制御弁 34 の背圧室 60 へ送られることはない。従って、第 2 制御弁 34 の弁体 55 は、吸入室 131 に連通する排出室 59 内の圧力及び弁孔 61 内の圧力（制御圧室 121 内の圧力）によって、弁形成プレート 15 に接する位置に配置される。逆止弁 35 の弁体 47 は、閉止バネ 48 のバネ力によって弁孔 451 を閉じる位置に配置される。

【0059】

つまり、図 4 の状態では、供給通路が閉じられ、吐出室 132 内の冷媒が供給通路を經由して制御圧室 121 へ送られることはない。又、制御圧室 121 内の冷媒は、排出通路から吸入室 131 へ流出する。この状態では、斜板 22 の傾角は最大傾角になり、可変容量型圧縮機 10 は、吐出容量が最大となる最大容量運転を行なう。

30

【0060】

このときの第 2 制御弁 34 における圧力状態は、式 (2) のようになる。

$$P_{cv} < (P_c - P_s) / \dots + P_s \dots (2)$$

空調装置作動スイッチ 65 が ON であって第 1 制御弁 33 のソレノイド 39 に対する電流供給が零でなく、且つ最大でない状態（デューティ比が 0 より大きく、1 より小さい）では、吐出室 132 内の冷媒が第 2 制御弁 34 の背圧室 60 へ送られる。従って、制御圧室 121 内の冷媒は、弁孔 61、第 2 切り欠き溝 564、排出室 59 及び通路 62 を經由して吸入室 131 へ流出し、吐出室 132 から背圧室 60 へ送られた冷媒は、逆止弁 35 を通過して制御圧室 121 へ流入する。この状態では、斜板 22 の傾角は、吸入圧がデューティ比に応じた設定圧力となるように、最小傾角以上となり、可変容量型圧縮機 10 は、斜板 22 の傾角が最小傾角より大きくなる中間容量運転を行なう。

40

【0061】

第 1 制御弁 33 が図 3 に示す開状態から閉状態に移行すると、吐出室 132 から背圧室 60 への圧力供給がなくなり、第 2 制御弁 34 の弁体 55 が図 3 に示す閉位置から図 4 に示す開位置に向けて移動する。つまり、第 1 制御弁 33 が開状態から閉状態に移行すると、第 2 制御弁 34 が弁閉状態から弁開状態へ移行する。第 2 制御弁 34 が弁閉状態のときには、排出室 59 と背圧室 60 とを連通する絞り通路（第 1 切り欠き溝 542）が第 2 弁部 57 の端面 573 と弁座形成リング 54 との間に残される。そのため、背圧室 60 の圧

50

力が絞り通路（第1切り欠き溝542）を介して排出室59側へ放出される。従って、第2制御弁34の弁体55が閉位置から開位置へ迅速に移動する。

【0062】

第1制御弁33が図4に示す閉状態から開状態に移行すると、吐出室132の圧力が背圧室60に波及し、第2制御弁34の弁体55が図4に示す開位置から図3に示す閉位置に向けて移動する。

【0063】

第1の実施形態では以下の効果が得られる。

(1) 背圧室60と排出室59との間の絞り通路を第2弁部57の外周面と弁収容室53の内周面534との間に設けないため、第2弁部57の外周面と弁収容室53の内周面534との間のクリアランス（環状間隙58）を大きくすることができる。つまり、第2弁部57の外周面（大径周面571）と弁収容室53の大径室532の周面との間（環状間隙58）に異物が入り込んでも、第2制御弁34が異物によって動きを阻害されるおそれはない。そのため、起動時の制御圧室121内の液冷媒が吸入室131へ速やかに排出され、可変容量型圧縮機10に用いる第2制御弁34の応答性能が低下することはない。

10

【0064】

(2) 有効受圧面積 S_2 と有効受圧面積 S_1 との比 $S_2/S_1 =$ が小さいほど、第1制御弁33が開状態から閉状態に移行した際に、閉位置にある弁体55が開位置に移動するまでの時間が短くなり、第2制御弁34の応答が速くなる。しかし、有効受圧面積 S_2 と有効受圧面積 S_1 との比 $S_2/S_1 =$ が1よりも小さいと、開位置にある弁体55を閉位置に移行し難くなる。 が1よりも大きすぎると、第1制御弁33が開状態から閉状態に移行した後に、閉位置にある弁体55を開位置に移行するための時間が掛かり、第2制御弁34の応答が遅れる。

20

【0065】

$= 1 \sim 1.2$ の範囲に設定した構成は、弁体55を閉位置に確実に移行すると共に、第2制御弁34の応答遅れを回避する上で好ましい。

(3) 第2弁部57の径を第1弁部56の径よりも大きくすれば、第2弁部57の端面573の端面に設定する有効受圧面積 S_2 を第1弁部56の端面（先端面）に設ける有効受圧面積 S_1 以上にすることができる。第2弁部57の径を第1弁部56の径よりも大きくするという大小関係は、有効受圧面積 S_2 と有効受圧面積 S_1 との比 $S_2/S_1 =$ を1以上にするという適切な比の設定に有効である。

30

【0066】

(4) シリンダブロック11に形成した段差533の内径は、第1弁部56の最大径（大径部562の周径）よりも大きい。仮に段差533を第2弁部57の弁座とした場合、この弁座の内径は、第1弁部56の最大径（大径部562の周径）よりも大きくなる。つまり、排出室59内の圧力に対する第2弁部57の有効受圧面積 S_2 は、第1弁部56の大径部562における断面積よりも必ず大きくなる。これは、有効受圧面積 S_2 と有効受圧面積 S_1 との比 $S_2/S_1 =$ を1～1.2以内に設定することを難しくする。

【0067】

第2弁部57に対する弁座となる弁座形成リング54の内径は、第1弁部56の最大径（大径部562の周径）よりも小さくできる。従って、第2弁部57に対する弁座形成リング54をシリンダブロック11（ケーシング）とは別体とした構成は、有効受圧面積 S_2 、 S_1 との比 を1～1.2という適切な比に設定することを可能にする。

40

【0068】

(5) 吐出圧が高い状態で中間容量運転が行われている場合、第1制御弁33が開状態から閉状態へ移行したときに、シリンダボア111から制御圧室121への冷媒洩れによって制御圧室121内の制御圧が減圧しないおそれがある。この減圧しない制御圧が供給通路を経由して背圧室60に波及すると、排出室59内の圧力（吸入圧相当）と弁孔61内の圧力（制御圧）とでは背圧室60内の圧力に打ち勝つことができないおそれがある。排出室59内の圧力と弁孔61内の圧力とが背圧室60内の圧力に打ち勝つことができな

50

い場合、第2制御弁34の弁体55が閉位置から開位置へ向けて移動できない。

【0069】

逆止弁35は、減圧しない制御圧が背圧室60に波及することを阻止する。そのため、第1制御弁33が開状態から閉状態へ移行したときには、第2制御弁34の弁体55は、閉位置から開位置へ向けて確実に移動する。

【0070】

(6)弁座形成リング54に形成された第1切り欠き溝542は、背圧室60と排出室59とを連通する絞り通路として簡便である。

(7)第1弁部56に形成された第2切り欠き溝564は、第1弁部は、弁孔61と排出室59とを連通する絞り通路として簡便である。

10

【0071】

(8)弁座形成リング54は、背圧室60内の圧力によって段差533に押接される。そのため、弁座形成リング54を弁収容室53の大径室532に圧入して段差533に押接するという必要がなく、弁収容室53への弁座形成リング54及び弁体55の挿入作業が容易である。

【0072】

(9)第2弁部57は、第1弁部56の大径部562と反対側の端部に大径周面571を備える。そのため、弁体55が傾いたときに弁収容室53の内周面に接する弁体55の2箇所の距離を長くしつつ傾動を小さくすることが出来る。これは、フロート弁である弁体55の動きの円滑化に寄与する。

20

【0073】

本発明では以下のような実施形態も可能である。

図5に示すように、第2弁部57の端面573に環状の突条576を設け、突条576に第1切り欠き溝577を設けてもよい。突条576及び第1切り欠き溝577は、突条541及び第1切り欠き溝542と同じ役割を果たす。

【0074】

図6に示すように、第1の実施形態における第1切り欠き溝542を無くし、第1弁部56の先端(突条563の先端面)が底面591に当接した状態では、第2弁部57の端面573と突条541の先端面との間に絞り通路としての間隙68が残るようにしてもよい。

30

【0075】

図7に示すように、第1の実施形態における第2切り欠き溝564を無くし、第2弁部57の端面573が突条541の先端面に当接した状態では、突条563の先端面と底面591との間に絞り通路としての間隙69が残るようにしてもよい。

【0076】

図8に示すように、第1の実施形態における第1切り欠き溝542を無くし、排出室59と背圧室60とを連通する絞り通路70を第2弁部57に設けてもよい。

弁収容室53をリヤハウジング13に設けてもよい。

【0077】

逆止弁35をリヤハウジング13に設けてもよい。

40

弁座形成リング54を弁収容室53の大径室532に圧入してもよい。

第1制御弁33と第2制御弁34との間の通路52に逆止弁35の通路49を接続してもよい。この場合にも、第1の実施形態と同様の効果が得られる。

【0078】

弁座形成リング54と第2弁部57との間に開弁用のばねを設けてもよい。

第1の実施形態における逆止弁35を無くしてもよい。又、逆止弁35の代わりに絞りを設けても良い。この場合にも、第1の実施形態における(1)項と同様の効果が得られる。

【0079】

吐出圧領域における2地点間の差圧に応じて弁開度を増減する感圧手段を備えた制御

50

弁を第1制御弁として用いてもよい。つまり、吐出圧領域における冷媒流量が増大すると弁開度を増大し、吐出圧領域における冷媒流量が減少すると弁開度を減少する制御弁を第1制御弁として用いてもよい。

【0080】

クラッチを介して外部駆動源から駆動力を得る可変容量型圧縮機に本発明を適用してもよい。このような可変容量型圧縮機では、クラッチが接続状態にあるときには、斜板の傾角が最小のときにも外部冷媒回路を冷媒が循環する構成となっており、クラッチを遮断することによって冷媒が外部冷媒回路を循環しないようにすることができる。

【0081】

前記した実施形態から把握できる技術思想について以下に記載する。

10

(イ) 前記排出室内の圧力に対する前記第2弁部の有効受圧面積S2は、前記弁孔内の圧力に対する前記第1弁部における有効受圧面積S1の1~1.2倍である前記可変容量型圧縮機における容量制御機構。

【0082】

(ロ) 弁体55はフロート弁である前記可変容量型圧縮機における容量制御機構。

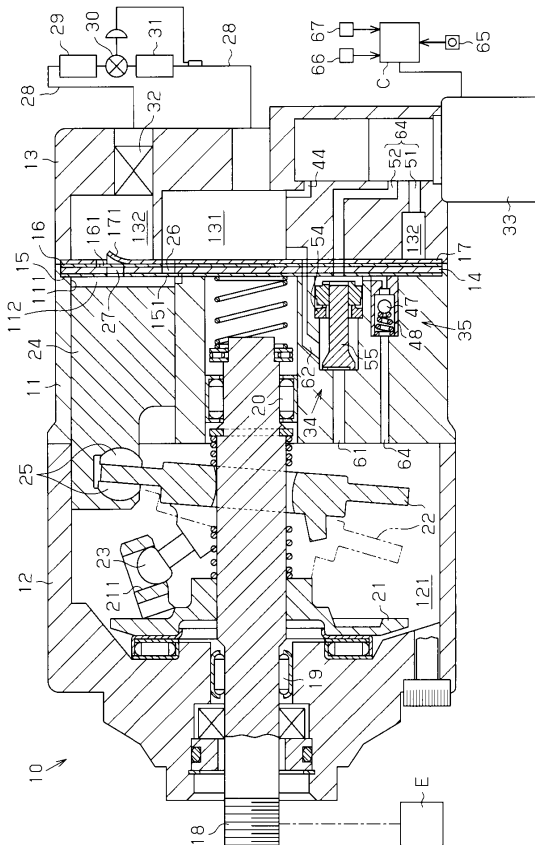
【符号の説明】

【0083】

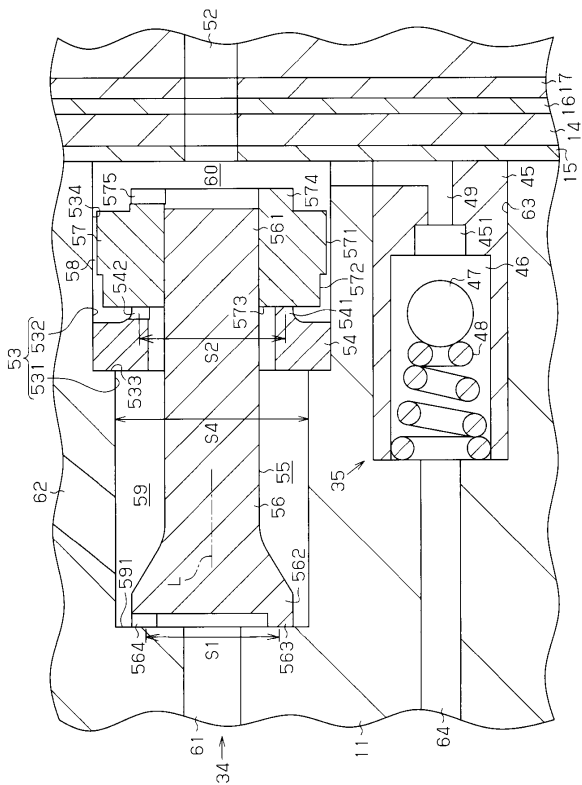
10...可変容量型圧縮機。11...ケーシングとなるシリンダブロック。121...制御室。131...吸入圧領域である吸入室。132...吐出圧領域である吐出室。33...第1制御弁。34...第2制御弁。35...逆止弁。51, 52, 64...供給通路を構成する通路。53...弁収容室。531...小径室。532...大径室。534...内周面。54...弁形成部としての弁座形成リング。542...絞り通路としての第1切り欠き溝。56...第1弁部。564...第2切り欠き溝。57...第2弁部。573...端面。58...流通路としての環状間隙。59...排出室。60...背圧室。61...排出通路を構成する弁孔。62...排出通路を構成する通路。

20

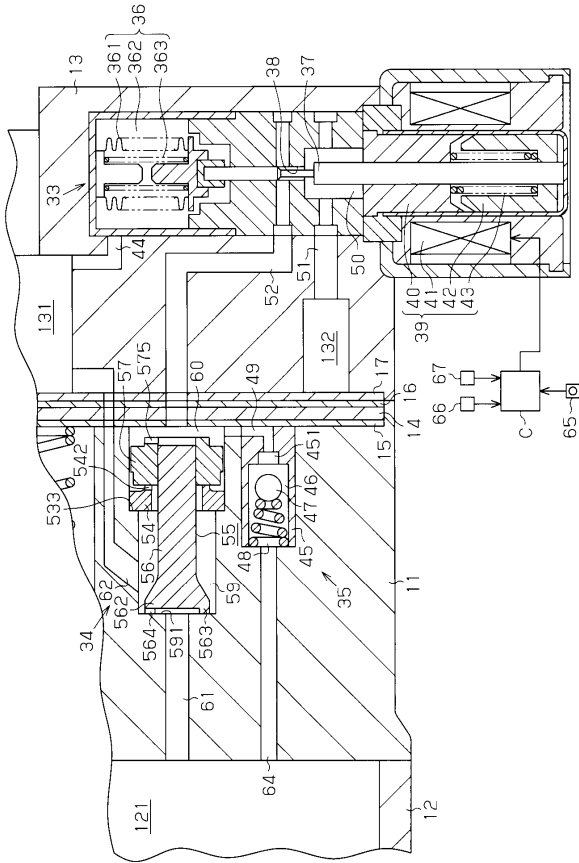
【図1】



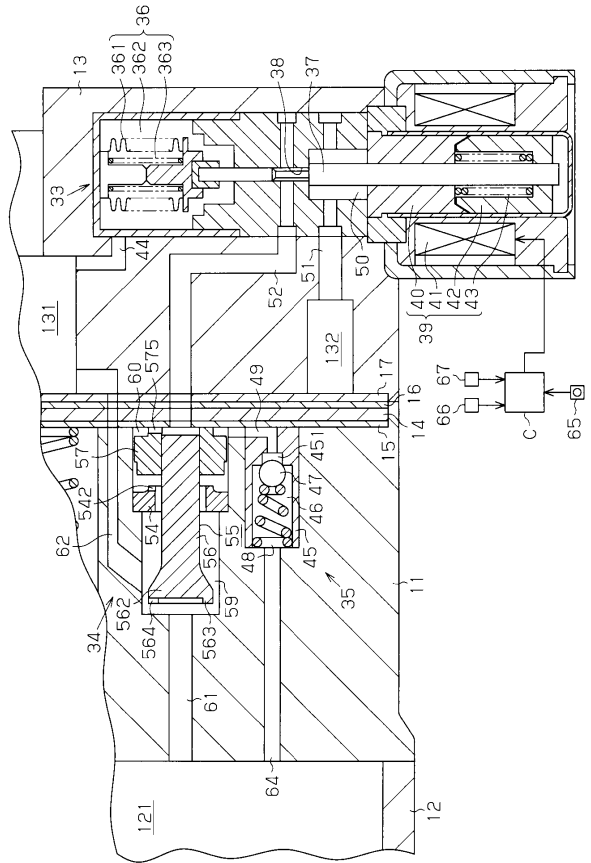
【図2】



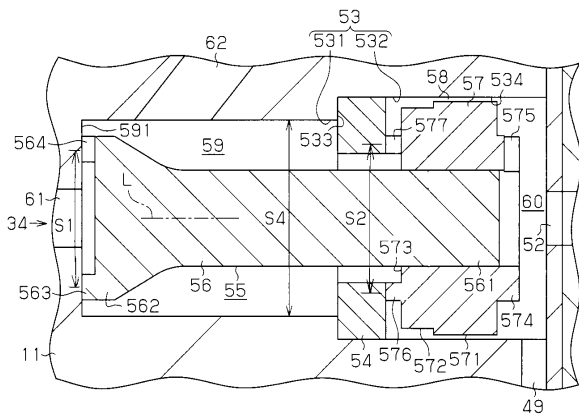
【図3】



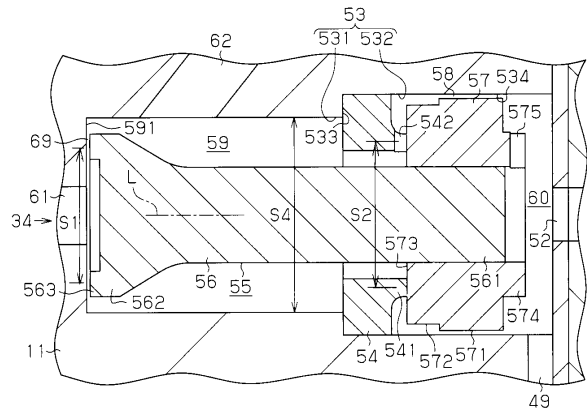
【図4】



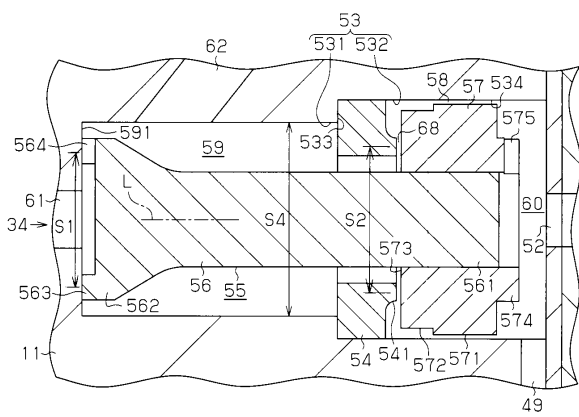
【図5】



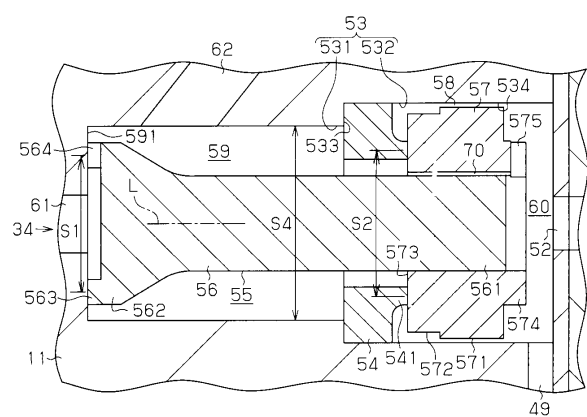
【図7】



【図6】



【図8】



フロントページの続き

- (72)発明者 村瀬 正和
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 澄川 俊
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機 内
- (72)発明者 植田 浩生
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

審査官 田谷 宗隆

- (56)参考文献 特開2004-346880(JP,A)
特開2005-009422(JP,A)
特開2009-264330(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04B 27/14