



PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

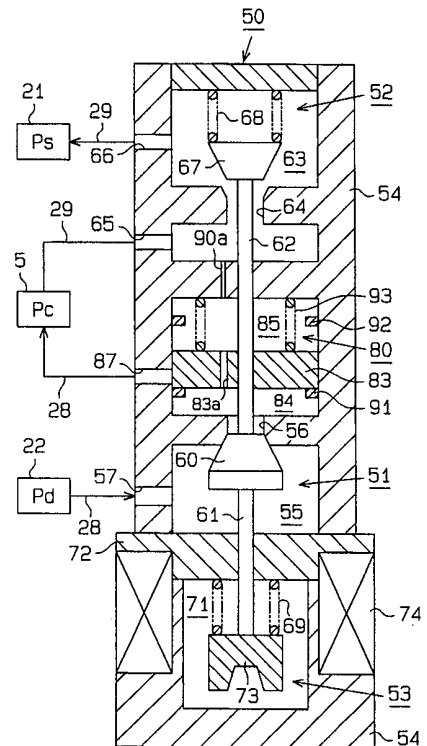
<p>(51) 国際特許分類7 F04B 27/08, 27/14</p>	<p>A1</p>	<p>(11) 国際公開番号 WO00/47896</p> <p>(43) 国際公開日 2000年8月17日(17.08.00)</p>
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP00/00650</p> <p>(22) 国際出願日 2000年2月7日(07.02.00)</p> <p>(30) 優先権データ 特願平11/32895 1999年2月10日(10.02.99) JP</p> <p>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 株式会社 豊田自動織機製作所 (KABUSHIKI KAISHA TOYODA JIDOSHOKKI SEISAKUSHO)[JP/JP] 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 Aichi, (JP)</p> <p>(72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 太田雅樹(OTA, Masaki)[JP/JP] 水藤 健(SUITOU, Ken)[JP/JP] 松原 亮(MATSUBARA, Ryo)[JP/JP] 安谷屋拓(ADANIYA, Taku)[JP/JP] 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所内 Aichi, (JP)</p> <p>(74) 代理人 恩田博宣(ONDA, Hironori) 〒500-8731 岐阜県岐阜市大宮町2丁目12番地の1 Gifu, (JP)</p>		<p>(81) 指定国 US, 欧州特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE)</p> <p>添付公開書類 国際調査報告書</p>

(54)Title: CRANK PRESSURE CONTROL MECHANISM OF VARIABLE DISPLACEMENT COMPRESSOR

(54)発明の名称 容量可変型圧縮機のクランク圧制御機構

(57) Abstract

A variable displacement compressor, comprising a delivery pressure area filled with a delivery pressure and a gas feed path for feeding gas from the delivery pressure area to a crank chamber, wherein an inlet side valve mechanism is provided in the gas feed path and opens and closes the gas feed path to control a pressure inside the crank chamber, an adjusting mechanism is provided in the gas feed path between the inlet side valve mechanism and the crank chamber and changes, with the elapse of time, the amount of gas fed from the delivery pressure area to the crank chamber through the gas feed path in response to the opening of the gas feed path by the inlet side valve mechanism, whereby the delivery capacity of the compressor can be changed rapidly to the minimum delivery capacity, and the compressor can be operated at the optimum efficiency.



(57)要約

容量可変型圧縮機は、吐出圧で満たされた吐出圧領域と、吐出圧領域からクランク室にガスを供給するための給気通路とを備える。入れ側弁機構が給気通路上に設けられる。入れ側弁機構は、クランク室内の圧力を制御すべく、給気通路を開放又は閉鎖する。調節機構が入れ側弁機構とクランク室との間の給気通路に設けられる。その調節機構は、入れ側弁機構が給気通路を開放するのに応答して、吐出圧領域から給気通路を通じてクランク室へ供給されるガスの量を経時的に変化させる。その結果、圧縮機の吐出容量を迅速に最小の吐出容量へと変更することができ、かつ最適な効率で圧縮機を運転することができる。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード(参考情報)

AE アラブ首長国連邦	DM ドミニカ	KZ カザフスタン	RU ロシア
AG アンティグア・バーブーダ	DZ アルジェリア	LC セントルシア	SD スーダン
AL アルバニア	EE エストニア	LI リヒテンシュタイン	SE スウェーデン
AM アルメニア	ES スペイン	LK スリ・ランカ	SG シンガポール
AT オーストリア	FI フィンランド	LR リベリア	SI スロヴェニア
AU オーストラリア	FR フランス	LS レソト	SK スロヴァキア
AZ アゼルバイジャン	GA ガボン	LT リトアニア	SL シェラ・レオネ
BA ボスニア・ヘルツェゴビナ	GB 英国	LU ルクセンブルグ	SN セネガル
BB バルバドス	GD グレナダ	LV ラトヴィア	SZ スワジランド
BE ベルギー	GE グルジア	MA モロッコ	TD チャード
BF ブルキナ・ファソ	GH ガーナ	MC モナコ	TG トーゴ
BG ブルガリア	GM ガンビア	MD モルドヴァ	TJ タジキスタン
BJ ベナン	GN ギニア	MG マダガスカル	TM トルクメニスタン
BR ブラジル	GR ギリシャ	MK マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	TR トルコ
BY ベラルーシ	GW キニア・ビサオ	ML マリ	TT トリニダード・トバゴ
CA カナダ	HR クロアチア	MN モンゴル	TZ タンザニア
CF 中央アフリカ	HU ハンガリー	MR モーリタニア	UA ウクライナ
CG コンゴ	ID インドネシア	MW マラウイ	UG ウガンダ
CH スイス	IE アイルランド	MX メキシコ	US 米国
CI コートジボアール	IL イスラエル	MZ モザンビーク	UZ ウズベキスタン
CM カメルーン	IN インド	NE ニジェール	VN ヴェトナム
CN 中国	IS アイスランド	NL オランダ	YU ユーゴスラヴィア
CR コスタ・リカ	IT イタリア	NO ノールウェー	ZA 南アフリカ共和国
CU キューバ	JP 日本	NZ ニュージーランド	ZW ジンバブエ
CY キプロス	KE ケニア	PL ポーランド	
CZ チェッコ	KG キルギスタン	PT ポルトガル	
DE ドイツ	KP 北朝鮮	RO ルーマニア	
DK デンマーク	KR 韓国		

## 明細書

## 容量可変型圧縮機のクランク圧制御機構

## 技術分野

本発明は、クランク室内の圧力に応じて吐出容量を変更する容量可変型圧縮機におけるクランク圧制御機構に関する。

## 背景技術

一般に容量可変型斜板式圧縮機では、斜板の傾角がクランク室内の圧力（クランク圧  $P_c$ ）に応じて変化する。圧縮機の吐出容量は斜板の傾角に応じて変更される。従来からクランク圧  $P_c$  の制御方法としては、吐出室からクランク室への冷媒ガスの流入量を入れ側制御弁によって制御する入れ側制御がある。入れ側制御では、クランク圧  $P_c$  を増大させることにより斜板の傾角を小さくして圧縮機の吐出容量を低下させる。従来の入れ側制御では、例えば、圧縮機の吐出容量を最大容量から最小容量に即座に変更し、その後も最小容量を維持する場合、閉じられた入れ側制御弁を全開し、その後も入れ側制御弁の全開を維持しなければならない。

ところが、入れ側制御弁の全開状態が維持された場合、クランク圧  $P_c$  が必要以上に増大する、言い換えれば、クランク圧  $P_c$  が予め定められた目標値より増大する。クランク圧  $P_c$  が過度に高すぎると、ピストンが上死点に達したときに、ピストンの端面がバルブプレートに衝突するという不具合が生じる。

かかる不具合を未然に防止するために、入れ側制御弁の開放時でも、クランク圧  $P_c$  が必要以上に高まることがないように、クランク室のガスを吸入室に放出する抽気通路に径がやや大きめの固定絞りを配設し、クランク室から吸入室への

放圧を常時確保する設計がしばしば採用されている。

しかしながら、圧縮機の吐出容量を最小に維持するためには、クランク室から抽気通路を介して吸入室へ流出する冷媒ガスの量を上回る量の冷媒ガスを、吐出室からクランク室へ供給し続ける必要がある。これは、冷媒ガスが吐出室からクランク室を通過して吸入室へ垂れ流しされることを意味する。その結果、圧縮された冷媒ガスが無駄遣いされ、圧縮機の運転効率が低下する。

一方、圧縮機の吐出容量を最大容量から最小容量に変更する（即ち、斜板の傾角を最大傾角から最小傾角に変化させる）とき、斜板の傾角を迅速に変更させる必要がある。従って、クランク圧  $P_c$  が、斜板の最大傾角位置に対応する低い値から、斜板を最小傾角位置に移行させるのに必要な高い値に達するまでの間は少なくとも、入れ側制御弁を全開にしておくことが好ましい。

#### 発明の開示

本発明の目的は、圧縮機の吐出容量を迅速に最小の吐出容量へと変更することができ、かつ最適な効率で運転することができる容量可変型圧縮機のクランク圧制御機構を提供することにある。

上記の目的を達成するために、本発明は、クランク室内の圧力に応じて容量を変更する容量可変型圧縮機を提供する。その圧縮機は、吐出圧で満たされた吐出圧領域と、吐出圧領域からクランク室にガスを供給するための給気通路とを備える。入れ側弁機構が給気通路上に設けられている。その入れ側弁機構は、クランク室内の圧力を制御すべく、給気通路を開放又は閉鎖する。調節機構は入れ側弁機構とクランク室との間の給気通路に設けられる。その調節機構は、入れ側弁機構が給気通路を開放するのに応答して、吐出圧領域から給気通路を通じてクランク室へ供給されるガスの量を経時的に変化させる。

## 図面の簡単な説明

図 1 は本発明を具体化した第 1 実施形態における容量可変型斜板式圧縮機の断面図である。

図 2 は図 1 の圧縮機に搭載された電磁弁において給気通路が閉じられた状態を示す断面図である。

図 3 は図 2 の電磁弁において抽気通路が閉じられた状態を示す断面図である。

図 4 は図 2 の電磁弁の一部が差圧弁として作用する場合の部分断面図である。

図 5 (A) は図 1 の圧縮機に備えられた調節機構において導出ポートが閉じられた状態を示す断面図である。

図 5 (B) は図 5 (A) に示した調節機構において導出ポートが開放された状態を示す断面図である。

図 6 は第 2 実施形態における電磁弁において導出ポートが閉じられた状態を示す断面図である。

図 7 は図 6 の電磁弁において導出ポートが開放された状態を示す断面図である。

図 8 は第 3 実施形態における電磁弁の部分断面図である。

図 9 は第 4 実施形態における圧縮機の概略を示すブロック図である。

## 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明をクラッチ付きの容量可変型斜板式圧縮機に具体化した第 1 実施形態を図 1 ～図 5 (B) に基づいて説明する。

図 1 に示すように、シリンダブロック 1 にはフロントハウジング 2 及びリヤハウジング 4 が接合されている。バルブプレート 3 がシリンダブロック 1 とリヤハウジング 4 との間に設けられる。シリンダブロック 1、フロントハウジング 2、バルブプレート 3 及びリヤハウジング 4 は、複数の通しボルト (図示略) により固定されて、圧縮機のハウジングを構成する。

シリンダブロック 1 とフロントハウジング 2 との間にはクランク室 5 が区画形成されている。駆動軸 6 が、複数のラジアルベアリングを介してシリンダブロック 1 及びフロントハウジング 2 に回転可能に支持されている。

シリンダブロック 1 のほぼ中央には、コイルバネ 7 及びスラストベアリング 8 を収容する孔が形成されている。クランク室 5 内において駆動軸 6 上には回転支持体 11 が一体回転可能に固定されている。回転支持体 11 とフロントハウジング 2 の内壁面との間にはスラストベアリング 9 が配設されている。駆動軸 6 は、バネ 7 によって前方へ付勢された両スラストベアリング 8, 9 によって軸方向において支持されている。

駆動軸 6 は、電磁クラッチ 40 を介して外部駆動源としてのエンジン E と連結されている。電磁クラッチ 40 は、プーリ 42、環状のソレノイドコイル 43 及びアーマチュア 45 を含んでいる。プーリ 42 は、フロントハウジング 2 の前端にベアリング 41 を介して回転可能に支持されている。アーマチュア 45 は、板バネ 44 によって駆動軸 6 に連結されている。

コイル 43 に電流が供給されると、アーマチュア 45 とプーリ 42 との間に電磁吸引力が生じ、図 1 に示すように、アーマチュア 45 とプーリ 42 とが接合する。すると、エンジン E の駆動力が、伝達ベルト 46、プーリ 42、アーマチュア 45 及び板バネ 44 を介して駆動軸 6 に伝達される。コイル 43 への電流の供給が停止されると、アーマチュア 45 は板バネ 44 の付勢力によってプーリ 42 から離間し動力伝達が遮断される。このように、コイル 43 への電流供給の制御によって、エンジン E の駆動力が駆動軸 6 に選択的に伝達される。

クランク室 5 内には駆動プレートとしての斜板 12 が収容されている。駆動軸 6 が斜板 12 の中央部に貫設された貫通孔に挿通されている。斜板 12 は、ヒンジ機構 13 を介して回転支持体 11 及び駆動軸 6 に連結されている。ヒンジ機構 13 は、回転支持体 11 に設けられたガイド孔付きの支持アーム 14 と、斜板 1

2の前面に設けられた球状頭部付きのガイドピン15とにより構成されている。ヒンジ機構13は、斜板12を駆動軸6と一体回転可能させる。ヒンジ機構13はまた、駆動軸6の軸線方向への斜板12の移動及び駆動軸6に対する斜板12の傾動を許容する。

回転支持体11と斜板12との間の駆動軸6上には、コイルバネ16が設けられている。バネ16は、斜板12をその傾角が減少する方向へ付勢する。斜板12とシリンダブロック1との間における駆動軸6上には、サークリップ17が固定されている。サークリップ17は、斜板12の最小傾角を例えば3~5°にすべく斜板12の後方移動を規制する。一方、斜板12の最大傾角は、斜板12上のカウンタウェイト12aが回転支持体11の規制部11aに当接することにより決定される。

シリンダブロック1には、複数のシリンダボア1a(一つのみ図示)が形成されている。シリンダボア1aは駆動軸6の軸線を中心とした円上に所定間隔おきに設けられている。各シリンダボア1aには片頭型のピストン18が往復動可能に收容されている。各ピストン18は一对のシュー19を介して斜板12に連結されている。

リヤハウジング4には、吸入室21と吐出室22とが区画形成されている。バルブプレート3は各シリンダボア1aに対応して、吸入ポート23、吸入弁24、吐出ポート25及び吐出弁26を有する。吸入ポート23を介して吸入室21と各シリンダボア1aとが接続されている。吐出ポート25を介して各シリンダボア1aと吐出室22とが接続される。

エンジンEが駆動すると駆動軸6が回転し、それに伴い斜板12が回転する。斜板12の回転運動はシュー19を介してピストン18の往復動に変換される。この往復動により、吸入室21からバルブプレート3を介してシリンダボア1a内に吸入された冷媒ガスが圧縮される。圧縮された冷媒ガスはシリンダボア1a

内から吐出室 2 2 に吐出される。

斜板 1 2 の傾角は、斜板 1 2 の回転時の遠心力に基づく回転運動のモーメントと、バネ 1 6 による付勢力に基づくモーメントと、ガス圧によるモーメントとに基づいて決定される。前記回転運動のモーメントは、常に斜板 1 2 の傾角を増大させるように斜板 1 2 に作用する。ガス圧によるモーメントは、圧縮行程のピストン 1 8 に作用する圧縮反力と、吸入行程のピストン 1 8 に作用するシリンダボア 1 a 内の圧力と、クランク室 5 内の圧力（クランク圧  $P_c$ ）との相互関係に基づいて生じる。ガス圧によるモーメントは、斜板 1 2 の傾角を減少するように斜板 1 2 に作用する。

本実施形態では、クランク圧  $P_c$  を高い圧力に維持することにより、ガス圧によるモーメントとバネ 1 6 の付勢力によるモーメントとの和が回転運動のモーメントよりも大きくなる。そのため、斜板 1 2 が最小傾角位置に移行する。クランク圧  $P_c$  を調節することにより、ガス圧によるモーメントとバネ力によるモーメントとの和を回転運動のモーメントとバランスさせる。その結果、斜板 1 2 の傾角が最小傾角位置と最大傾角位置との間の任意の角度に設定される。斜板 1 2 の傾角に応じて、各ピストン 1 8 のストローク、即ち圧縮機の吐出容量が調節される。

図 1 ～図 5 に示すように、クランク圧  $P_c$  を制御する制御機構は、入れ側／抜き側連動型の電磁弁 5 0 と、ガスの流入を調節する調節機構 8 0 と、圧縮機のハウジング内に設けられた給気通路 2 8 及び抽気通路 2 9 とにより構成される。給気通路 2 8 は吐出室 2 2 とクランク室 5 とを接続する。給気通路 2 8 の途中には電磁弁 5 0 の入れ側弁機構 5 1 及び調節機構 8 0 が設けられている。抽気通路 2 9 はクランク室 5 と吸入室 2 1 とを接続する。抽気通路 2 9 の途中には電磁弁 5 0 の抜き側弁機構 5 2 が設けられている。

図 1 に示すように、吐出室 2 2 と吸入室 2 1 とは、外部冷媒回路 3 0 を介して

接続されている。外部冷媒回路 30 は、圧縮機とともに車輻空調装置の冷房回路を構成する。外部冷媒回路 30 上には、凝縮器 31、温度式の膨張弁 32 及び蒸発器 33 が設けられる。膨張弁 32 の開度は、蒸発器 33 の出口に設けられた感温筒により検知された温度、及び蒸発圧に基づいてフィードバック制御される。蒸発器 33 の出口の温度は、冷凍回路にかかる熱負荷を反映する。冷凍回路にかかる熱負荷に応じて、膨張弁 32 は、適切な量の冷媒を蒸発器 33 に供給する。これにより、外部冷媒回路 30 内の冷媒の流量が調節される。

図 2 に示すように、蒸発器 33 の近傍には温度センサ 34 が設置されている。温度センサ 34 は蒸発器 33 の温度を検出し、検出結果を示す信号をコントローラ C に出力する。コントローラ C は、コンピュータよりなり、車輻用空調装置の冷暖房に関する全てを制御する。コントローラ C の入力側には、温度センサ 34、車室内温度を検出する室温センサ 35、室内温度の目標値を設定するための室温設定器 36、作動スイッチ 37、及び電子制御装置 (ECU) が接続されている。コントローラ C の出力側には、電磁クラッチ 40 のソレノイドコイル 43 への電流の供給を制御する駆動回路 38 と、電磁弁 50 のコイル 74 への電流の供給を制御する駆動回路 39 とが接続されている。コントローラ C は、温度センサ 34 が検出した蒸発器 33 の温度、室温センサ 35 が検出した温度、室温設定器 36 によって設定された目標温度、スイッチ 37 の ON/OFF 状態、及び ECU からのエンジン E の起動/停止やエンジンの回転数に関する情報など、様々な外部情報に基づいて、電磁クラッチ 40 及び電磁弁 50 を制御する。

電磁弁 50 は、給気通路 28 を開閉する入れ側弁機構 51 と、抽気通路 29 を開閉する抜き側弁機構 52 と、両弁機構 51、52 を駆動するためのソレノイド 53 とを備えている。弁機構 51、52、及びソレノイド 53 は、電磁弁 50 のバルブハウジング 54 内に組み込まれている。

入れ側弁機構 51 は、バルブハウジング 54 内に区画された入れ側弁室 55 と、弁室 55 と連通する弁孔 56 とを備える。入れ側弁室 55 は第 1 ポート 57 及び

給気通路 28 を介して吐出室 22 と接続されている。入れ側弁室 55 内は吐出室 22 の圧力（吐出圧  $P_d$ ）で満たされている。弁孔 56 は、第 2 ポート 58 及び給気通路 28 を介して調節機構 80 及びクランク室 5 と接続されている。なお、第 1 ポート 57、入れ側弁室 55、弁孔 56 及び第 2 ポート 58 は、電磁弁 50 内において給気通路 28 の一部を構成する。

入れ側弁室 55 内には、入れ側弁体 60 が電磁弁 50 の軸線方向に沿って移動可能に配設されている。弁体 60 はその移動に伴って弁孔 56 を開閉する。弁体 60 の下端部からは第 1 のロッド 61 が、弁体 60 の上端部からは第 2 のロッド 62 がそれぞれ電磁弁 50 の軸線方向に延びている。各ロッド 61、62 はバルブハウジング 54 の隔壁を貫通するように延びている。弁体 60、第 1 及び第 2 ロッド 61、62 は、弁体 60 が弁孔 56 を閉塞する上限位置（図 2 参照）と、弁体 60 が弁孔 56 を開放する下限位置（図 3 参照）との間において移動可能である。

抜き側弁機構 52 は、バルブハウジング 54 内に区画された抜き側弁室 63 と、抜き側弁室 63 と連通する弁孔 64 とを備える。弁孔 64 は、第 3 ポート 65 及び抽気通路 29 を介してクランク室 5 に連通する。抜き側弁室 63 は第 4 ポート 66 及び抽気通路 29 を介して吸入室 21 と接続されている。抜き側弁室 63 内は吸入室 21 の圧力（吸入圧  $P_s$ ）が導かれている。第 3 ポート 65、弁孔 64、抜き側弁室 63 及び第 4 ポート 66 は、電磁弁 50 内において抽気通路 29 の一部を構成する。

抜き側弁室 63 内には抜き側弁体 67 が電磁弁 50 の軸線方向に沿って移動可能に配設されている。弁体 67 が抜き側弁室 63 内を移動することにより弁孔 64 が開閉される。具体的には、弁体 67 は弁孔 64 を開放する上限位置（図 2 参照）と、弁孔 64 を閉塞する位置（図 3 参照）との間で移動可能である。

抜き側弁体 67 と抜き側弁室 63 の内壁面との間には第 1 バネ 68 が配設され

ている。第1バネ68は弁孔64を閉じる方向に抜き側弁体67を付勢する。第2ロッド62の先端部が抜き側弁体67の下面に当接する。図2に示すように、入れ側弁体60が上限位置に配置されるとき、第2ロッド62は第1バネ68の下方への付勢力に抗して抜き側弁体67を弁孔64から離間させる。これにより、弁孔64が開放される。一方、図3に示すように、入れ側弁体60が下限位置に配置されるとき、第2ロッド62は抜き側弁体67を上方へ押圧せず、弁体67は第1バネ68の下向きへの付勢力によって弁孔64を閉じる。

電磁アクチュエータ、すなわち、ソレノイド53は、バルブハウジング54内に区画形成されたプランジャ室71を備えている。プランジャ室71と入れ側弁室55との間には固定鉄心72が配設されている。プランジャ室71内には、第1ロッド61の先端部、プランジャとしての可動鉄心73、及び第2バネ69が收容されている。可動鉄心73は、第1ロッド61の先端部に固定されている。第2バネ69が固定鉄心72と可動鉄心73との間に配設されている。第2バネ69は、一体化された可動鉄心73と入れ側弁体60と両ロッド61、62とを電磁弁50の下方に向けて付勢する。

バルブハウジング54には両鉄心72、73を取り巻くようにコイル74が巻回されている。コントローラCの指令に基づいて駆動回路39から所定値の電流がコイル74に供給される。コイル74に電流が供給されると、両鉄心72、73の間には電磁吸引力が生じる。電磁吸引力は第1及び第2ロッド61、62を介して両弁体60、67に伝達される。その結果、両弁体60、67は、両バネ68、69の付勢力に抗して、図2に示す位置に配置される。

このように、入れ側弁機構51、抜き側弁機構52及びソレノイド53は互いに連動する。各弁機構51、52の弁体60、67は、コイル74への電流供給の有無に応じて移動する。即ち、コイル74に電流が供給されると、図2に示すように、入れ側弁機構51が閉じ、抜き側弁機構52が開く。コイル74への電流の供給が停止されると、図3に示すように、入れ側弁機構51が開き、抜き側

弁機構 5 2 が閉じる。つまり、電磁弁 5 0 は、外部からの指令に応じて、入れ側弁機構 5 1 及び抜き側弁機構 5 2 のうちのいずれか一方を択一的に開放する弁である。

抜き側弁体 6 7 が弁孔 6 4 を閉じると、クランク圧  $P_c$  が過大になることがある。その結果、弁体 6 7 に作用する圧力差 ( $P_c - P_s$ ) が第 1 バネ 6 8 の付勢力よりも大きくなる。すると、図 4 に示すように、弁体 6 7 が第 1 バネ 6 8 の付勢力に抗して瞬間的に上方へ移動し、弁孔 6 4 及び抜き側弁室 6 3 を介してクランク室 5 から吸入室 2 1 にガスが流入する。弁体 6 7 と第 2 ロッド 6 2 とが切り離されていることにより、抜き側弁機構 5 2 はクランク圧  $P_c$  を自律的に調整する差圧弁としても機能する。

図 2 及び図 3 に示すように、調節機構 8 0 が給気通路 2 8 の下流部の途中、即ち第 2 ポート 5 8 とクランク室 5 との間に設けられている。図 5 (A) 及び図 5 (B) に示すように、調節機構 8 0 は、ハウジング 8 1 内に区画形成された収容室 8 2 内に収容されたスプール弁体 8 3 を備えている。可動体としてのスプール弁体 8 3 は、収容室 8 2 の内壁に設けられた第 1 ストップ 9 1 と第 2 ストップ 9 2 との間を往復動可能である。具体的には、スプール弁体 8 3 は、第 1 ストップ 9 1 によって該弁体 8 3 の移動が規制される前進位置又は原点位置 (図 5 (A) 参照) と、第 2 ストップ 9 2 によって該弁 8 3 の移動が規制される後退位置 (図 5 (B) 参照) との間で移動可能である。収容室 8 2 は、スプール弁体 8 3 によって導入室 8 4 と調圧室 8 5 とに二分される。

導入室 8 4 は、導入ポート 8 6 を介して入れ側弁機構 5 1 の第 2 ポート 5 8 に接続される。導入室 8 4 はまた、導出ポート 8 7 及び第 1 導出通路 8 8 を介してクランク室 5 に接続される。導出ポート 8 7 及び第 1 導出通路 8 8 は、第 1 流路として構成される。導入室 8 4 と調圧室 8 5 とはスプール弁体 8 3 内に形成された第 1 の絞り 8 3 a を介して互いに連通している。また、調圧室 8 5 は、ポート 8 9 及び第 2 の絞り 9 0 a を有する第 2 導出通路 9 0 を介してクランク室 5 に接

続されている。第2の絞り90aの径は第1の絞り83aの径よりも小さい。このため、第2の絞り90aを通過するガスの量が第1の絞り83aを通過するガスの量よりも少ない。第1の絞り83a、調圧室85、ポート89及び第2導出通路90は第2流路として構成される。

調圧室85内のバネ93は、スプール弁体83を前進位置に向かって付勢している。導入室84内の圧力と調圧室85内の圧力がほぼ等しい場合、図5(A)に示すように、バネ93によりスプール弁体83は前進位置に配置され、このスプール弁体83によって導出ポート87が閉じられる。

次に、本実施形態の電磁弁50及び調節機構80を備えた容量可変型斜板式圧縮機の作用を説明する。

作動スイッチ37がOFFされた状態では、電磁クラッチ40は、エンジンEから圧縮機への動力を遮断しており、圧縮機は運転を停止している。この場合、電磁弁50のコイル74に電流が供給されない。そのため、図3に示すように、入れ側弁機構51は開放され、抜き側弁機構52は閉じられる。圧縮機の運転停止状態が長時間続くと、圧縮機の各室5, 21, 22内の圧力が均等になり、斜板12の傾角はバネ16の付勢力によって最小傾角に保持される。一方、作動スイッチ37がONされると、コントローラCは、電磁クラッチ40のソレノイドコイル43に電流を供給するように駆動回路38に指令する。従って、エンジンEと圧縮機とが接続されて圧縮機は運転を開始する。

熱負荷が大きい場合、蒸発器33の出口付近の圧力（即ち吸入圧 $P_s$ ）は大きく、室温センサ35によって検出された温度と室温設定器36によって設定された温度との差も大きい。コントローラCは、圧縮機の吐出能力を高めるべく、コイル74へ電流を供給するように駆動回路39に対して指令する。その結果、固定鉄心72と可動鉄心73との間に電磁吸引力が生じ、図2に示すように、入れ側弁機構51が閉じられて、抜き側弁機構52が開く。すると、吐出室22から

クランク室 5 へのガスの供給が遮断されるとともに、クランク室 5 と吸入室 2 1 とが連通する。そのため、クランク圧  $P_c$  が吸入圧  $P_s$  近くまで低下する。その結果、斜板 1 2 に作用するガス圧によるモーメントが減少し、斜板 1 2 の傾角が最大となって圧縮機の吐出容量が最大となる。

入れ側弁機構 5 1 が閉じられると、クランク圧  $P_c$  が調節機構 8 0 の両絞り 9 0 a, 8 3 a を介して調圧室 8 5 及び導入室 8 4 に及ぶため、クランク室 5、調圧室 8 5 及び導入室 8 4 内の圧力はクランク圧  $P_c$  とほぼ等しくなる。従って、スプール弁体 8 3 が前進位置に配置されて導出ポート 8 7 は閉じられる。

圧縮機の吐出容量の増大によって、熱負荷が小さくなる（即ち蒸発器 3 3 の出口付近の圧力  $P_s$  が小さくなる）と、室温センサ 3 5 によって検出された温度と室温設定器 3 6 によって設定された温度との差が小さくなる。この場合、コントローラ C は、圧縮機の吐出能力を低下させるべく、コイル 7 4 への電流の供給を停止するように駆動回路 3 9 に指令する。その結果、図 3 に示すように、入れ側弁機構 5 1 が開き、抜き側弁機構 5 2 が閉じる。

入れ側弁機構 5 1 が開放された直後、吐出圧  $P_d$  相当の高圧ガスが、ポート 5 8 を介して調節機構 8 0 の導入室 8 4 内に導入される。このガス導入直前には導出ポート 8 7 はスプール弁体 8 3 によって閉じられている（図 5 (A) 参照）。また、導入室 8 4 と調圧室 8 5 とを接続する通路は第 1 の絞り 8 3 a である。そのため、導入室 8 4 内にガスが導入された直後では、導入室 8 4 と調圧室 8 5 との間に瞬時的に  $(P_d - P_c)$  の差圧が発生する。この差圧により、バネ 9 3 の付勢力に抗してスプール弁体 8 3 が図 5 (A) に示す前進位置から図 5 (B) に示す後退位置まで一気に移動し、導出ポート 8 7 が開放される。その結果、導入室 8 4 が導出ポート 8 7 及び導出通路 8 8 を介してクランク室 5 と連通し、吐出室 2 2 からクランク室 5 へガスが直接導入される。

スプール弁体 8 3 が後退位置に達してから所定の時間経過後には、導入室 8 4

内のガスが第1の絞り83aを介して調圧室85へ流れ、導入室84と調圧室85とが吐出圧Pdで均一化される。これは、導入室84から調圧室85へのガス流入量が調圧室85から第2導出通路90へのガス流出量よりも多くなるように、調圧室85の出口側にある第2の絞り90aの径が入口側の第1の絞り83aの径よりも小さいためである。

導入室84内のガスが第1の絞り83aを介して調圧室85に流入するのに従い、両室84、85間の差圧が小さくなる。差圧が小さくなるにつれて、スプール弁体83はバネ93の付勢力により後退位置から前進位置へ移動し、導出ポート87を閉じる。このようにスプール弁体83が前進位置と後退位置との間を一往復する間だけ、導出ポート87は開放される。換言すれば、スプール弁体83が一往復する間の時間だけ、調節機構80は吐出室22からクランク室5に供給されるガスの量を多くする。なお、スプール弁体83が前進位置と後退位置との間を一往復する時間、即ち導出ポート87の開放時間は、主に調圧室85の体積と、二つの絞り83a、90aを通過するガスの量の単位時間当りの差とによって決定される。

電磁弁50が図3に示す状態では、クランク室5から吸入室21へのガス放出が遮断される一方で、入れ側弁機構51及び調節機構80を介して最低必要量の高圧冷媒ガスがクランク室5に短時間のうちに導入される。そのため、クランク圧Pcが吐出圧Pd近くにまで素早く上昇する。その結果、前記ガス圧によるモーメントが極大化し、斜板12の傾角が最小となって圧縮機の吐出容量が最小となる。

抜き側弁機構52の閉弁状態が維持される限り、斜板12の傾角は最小に維持される。なお、調節機構80のスプール弁体83が一往復動し導出ポート87が再閉塞された後も、吐出圧Pdで満たされた調圧室85から第2の絞り90aを介してクランク室5に吐出圧Pd相当のガスが僅かずつ供給される。このガスはクランク圧Pcの不可避的な低下分を補う程度のものであり、クランク圧Pcを

現状の高圧状態に維持するためのものに過ぎない。仮に、クランク圧  $P_c$  が過大化した場合には、前述の図 4 のように抜き側弁機構 5 2 が差圧弁として機能し、クランク室 5 から一時的にガスを放出してクランク圧  $P_c$  の過大化を防止する。

再び熱負荷が大きくなると、コントローラ C はコイル 7 4 への電流の供給を再開する。これにより、入れ側弁機構 5 1 が閉じ、抜き側弁機構 5 2 が開くことにより、斜板 1 2 の傾角が増大する。この場合には、調節機構 8 0 の導入室 8 4 及び調圧室 8 5 からは両絞り 8 3 a, 9 0 a を介してガスがクランク室 5 に逃げる一方となる。そのため、両室 8 4, 8 5 内の圧力は吐出圧  $P_d$  からクランク圧  $P_c$  へと次第に減少する。第 2 の絞り 9 0 a の径よりも第 1 の絞り 8 3 a の径の方が大きいことから、両室 8 4, 8 5 が次第に減圧する過程においても両室 8 4, 8 5 間には差圧が生じない。このため、その間もスプール弁体 8 3 は図 5 (A) の前進位置に保持され、導出ポート 8 7 は閉塞状態に維持される。

熱負荷がほとんどない状態に近づき、温度センサ 3 4 によって検出された温度が所定温度（蒸発器 3 3 においてフロストが発生しそうな温度）以下になると、コントローラ C はソレノイドコイル 4 3 への電流の供給を停止する。これにより、エンジン E から圧縮機への動力伝達が遮断されて圧縮機の運転が停止する。

本実施形態は、以下の効果を有する。

圧縮機の最大吐出容量での運転時には、電磁弁 5 0 の入れ側弁機構 5 1 を全閉状態として吐出室 2 2 からクランク室 5 へのガスの垂れ流しを回避できる。このため、吐出室 2 2 に吐出されたガスのほぼ全てを外部冷媒回路 3 0 へ供給でき、圧縮機の性能を最大限に発揮することができる。

最大吐出容量から最小吐出容量に移行するとき、電磁弁 5 0 の入れ側弁機構 5 1 が開放されるのとほぼ同時に調節機構 8 0 のスプール弁体 8 3 が迅速に後退位置に移動し導出ポート 8 7 及び導出通路 8 8 が開放される。このため、吐出室 2

2からクランク室5へのガスの供給が迅速化し、クランク圧 $P_c$ が素早く上昇する。これにより、最小吐出容量運転への移行が素早く行われ、容量可変の応答性が向上する。

調節機構80の導出ポート87及び導出通路88は、スプール弁体83が一往復する間だけ開放される。この一時的な開放動作により、クランク圧 $P_c$ を十分に昇圧するのに必要な最低限の量のガスだけがクランク室5に送られる。つまり、余分な高圧ガスの導入が回避され、吐出室22からのガスの供給量が必要最小限に抑えられる。従って、従来よりも圧縮機の良い運転効率が得られる。

調節機構80は、入れ側弁機構51の開閉動作が短い周期で繰り返された場合においても、スプール弁体83がその都度往復動することにより、クランク室5へのガスの自動供給を何度も繰り返すことができる。このため、熱負荷が急激な変化を繰り返した場合でも、吐出容量制御の追従性が損なわれることがなく、あらゆる状況に対応することができる。

抜き側弁機構52の弁体67と第2ロッド62とが切り離し可能である。そのため、クランク圧 $P_c$ が過大化したときには、抜き側弁機構52が図4のように、入れ側弁機構51から独立した差圧弁として機能する。そのため、クランク圧 $P_c$ の過大な昇圧を確実に阻止することができる。

図6及び図7は第2実施形態における電磁弁50を示す。なお、本実施形態においては、図1～図5(B)に示した第1実施形態との相違点を中心に説明する。

図6及び図7に示すように、本実施形態では電磁弁50のバルブハウジング54内に調節機構80が組み込まれる。具体的には、入れ側弁機構51の上方に調節機構80のための室を区画形成し、その室の中にスプール弁体83を電磁弁50の軸線方向に移動可能に収容する。第2ロッド62は、スプール弁体83の中央を相対移動可能に貫通する。

スプール弁体 8 3 の下側には導入室 8 4 が区画形成される。導入室 8 4 は弁孔 5 6 を介して入れ側弁室 5 5 と接続されている。導入室 8 4 はバルブハウジング 5 4 に設けられた導出ポート 8 7 (図 2 のポート 5 8 に相当) を介してクランク室 5 と接続されている。スプール弁体 8 3 の上側に調圧室 8 5 が区画形成されている。調圧室 8 5 と弁孔 6 4 とを接続する絞り 9 0 a 及び第 3 ポート 6 5 を介して、調圧室 8 5 はクランク室 5 と接続されている。

調圧室 8 5 内には付勢バネ 9 3 が配設される。両室 8 4, 8 5 がスプール弁体 8 3 に形成された第 1 の絞り 8 3 a (絞り 9 0 a よりも口径が大) により連通される。スプール弁体 8 3 が第 1 ストップ 9 1 に当接する前進位置 (図 6 参照) に配置される場合には、導出ポート 8 7 が閉塞される。スプール弁体 8 3 が第 2 ストップ 9 2 に当接する後退位置 (図 7 参照) に配置される場合には、導出ポート 8 7 が開放される。給気通路 2 8 の下流部は、図 5 (A) 及び図 5 (B) の導出通路 8 8 を兼ねる。

図 6 及び図 7 に示す電磁弁 5 0 を図 1 の圧縮機に備えても、図 1 ~ 図 5 (B) の実施形態と同様の作用及び効果が得られる。特に、本実施形態では、クランク圧制御機構がよりコンパクトになり、圧縮機への組み込みが簡単となる。

図 6 及び図 7 の実施形態において、バルブハウジング 5 4 内に調圧室 8 5 のためのスペースを十分に確保できない場合、調圧室 8 5 を区画するハウジング壁に連通路を設けて、圧縮機内部に調圧室 8 5 の補助室を連通路に連通するように設けてもよい。

図 5 (A) 及び図 5 (B) において、スプール弁体 8 3 内に第 1 の絞り 8 3 a を貫通形成するかわりに、収容室 8 2 の内壁面とスプール弁体 8 3 の周面との間に第 1 の絞り 8 3 a として機能するクリアランスを形成してもよい。

図2、図3、図6及び図7では第2バネ69をプランジャ室71に設けたが、図8に示すように第2バネ69を入れ側弁室55内に配設してもよい。

図1～図8に示す入れ側弁機構51と抜き側弁機構52とを備えた電磁弁50のかわりに、図9に示すように、抜き側弁機構52を備えず、入れ側弁機構51及びソレノイド53からなる電磁弁を用いてもよい。この場合、クランク室5と吸入室21とを接続する抽気通路29には固定絞り100を設けることが好ましい。圧縮行程にあるシリンダボア1aからクランク室5に漏れるブローバイガスの流量を $f_A$ 、入れ側弁機構51及び調節機構80を経由して吐出室22からクランク室5に供給されるガスの流量を $f_B$ 、抽気通路29を経由してクランク室5から吸入室21に放出されるガスの流量を $f_C$ とすると、入れ側弁機構51の開放時には $f_C < f_A + f_B$ となり、入れ側弁機構51の閉塞時には $f_C > f_A$ となるように固定絞り100の径を設定すればよい。

クラッチレスタイプ、すなわち電磁クラッチ等のクラッチ機構を介在させることなく外部駆動源Eから駆動軸6に直接動力を伝達するタイプの容量可変型圧縮機に本発明を適用してもよい。

## 請求の範囲

1. クランク室内の圧力に応じて容量を変更する容量可変型圧縮機において、吐出圧で満たされた吐出圧領域と、吐出圧領域からクランク室にガスを供給するための給気通路と、給気通路上に設けられた入れ側弁機構であって、その入れ側弁機構は、クランク室内の圧力を制御すべく、給気通路を開放又は閉鎖することと、入れ側弁機構とクランク室との間の給気通路に設けられた調節機構であって、その調節機構は、入れ側弁機構が給気通路を開放するのに応答して、吐出圧領域から給気通路を通じてクランク室へ供給されるガスの量を経時的に変化させることとを備えることを特徴とする圧縮機。
2. 調節機構は、入れ側弁機構が開いてから所定時間経過するまでの間だけクランク室へ供給されるガスの量を多くし、所定時間経過後はガス供給量を制限することを特徴とする請求項 1 に記載の圧縮機。
3. 調節機構は、第 1 流路と、第 2 流路と、第 1 流路を選択的に開放及び閉鎖する可動体とを備え、第 1 及び第 2 流路はそれぞれ入れ側弁機構からクランク室へのガスの通過を許容し、第 1 流路は第 2 流路よりも多量のガスの通過を許容し、可動体は、入れ側弁機構が開いてから所定時間経過するまでの間だけ第 1 流路を開放し、所定時間経過後は第 1 流路を閉鎖することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機。
4. 可動体は自身に作用するガスの圧力に応じて動作することを特徴とする請求項 3 に記載の圧縮機。
5. 調節機構は、収容室と、

収容室内に移動可能に配置され且つ収容室を第1室と第2室とに仕切る可動体であって、第1室は給気通路を通じて入れ側弁機構に接続されることと、

第1室を第2室に接続する絞り通路と、

第1室からクランク室へガスを通過させる第1導出通路と、

第2室からクランク室へガスを通過させる第2導出通路であって、第1導出通路は第2導出通路よりも多量のガスの通過を許容し、前記可動体は、入れ側弁機構が開いてから所定時間経過するまでの間だけ第1導出通路を開放し、所定時間経過後は、第2導出通路を通じたガスの流れのみを許容すべく、第1導出通路を閉鎖することと

を備えることを特徴とする請求項1又は2に記載の圧縮機。

6. 可動体は第1室内の圧力と第2室の圧力との差に応じて動作することを特徴とする請求項5に記載の圧縮機。

7. 第2導出通路は、前記絞り通路よりも小さな断面積を有する絞りを備えることを特徴とする請求項5又は6に記載の圧縮機。

8. 調整機構は、第1導出通路を閉鎖する方向へ可動体を付勢する付勢部材を備えることを特徴とする請求項5～7の何れかに記載の圧縮機。

9. 調節機構は、

収容室と、

収容室内に移動可能に配置され且つ収容室を第1室と第2室とに仕切る可動体であって、第1室は給気通路を通じて入れ側弁機構に接続されることと、

第1室を第2室に接続する絞り通路と、

第1室からクランク室へガスを通過させる第1導出通路であって、前記可動体は、第1室内の圧力と第2室内の圧力との差に応じて、第1導出通路を選択的に開放及び閉鎖することと、

第1導出通路を閉鎖する方向へ可動体を付勢する付勢部材と、

第2室からクランク室へガスを通過させる第2導出通路であって、その第2導出通路は前記絞り通路よりも小さな断面積を有する絞りを備え、第1導出通路は第2導出通路よりも多量のガスの通過を許容することとを備えることを特徴とする請求項1又は2に記載の圧縮機。

10. 入れ側弁機構及び調節機構は、一つのハウジングに組み込まれていることを特徴とする請求項1～9の何れかに記載の圧縮機。

11. 吸入圧で満たされた吸入圧領域と、クランク室から吸入圧領域へガスを放出する抽気通路と、クランク室内の圧力を制御すべく、抽気通路を開放又は閉鎖する抜き側弁機構であって、入れ側弁機構及び抜き側弁機構のうち的一方が開いたとき、他方が閉じることとを更に備えることを特徴とする請求項1～10の何れかに記載の圧縮機。

12. 入れ側弁機構が給気通路を開放したとき、抜き側弁機構はクランク室内の圧力を制限すべく、クランク室内の圧力と吸入圧との差に応じて独立的に動作することを特徴とする請求項1～11の何れかに記載の圧縮機。

13. 入れ側弁機構、抜き側弁機構及び調節機構は、一つのハウジングに組み込まれていることを特徴とする請求項11又は12に記載の圧縮機。

Fig.1

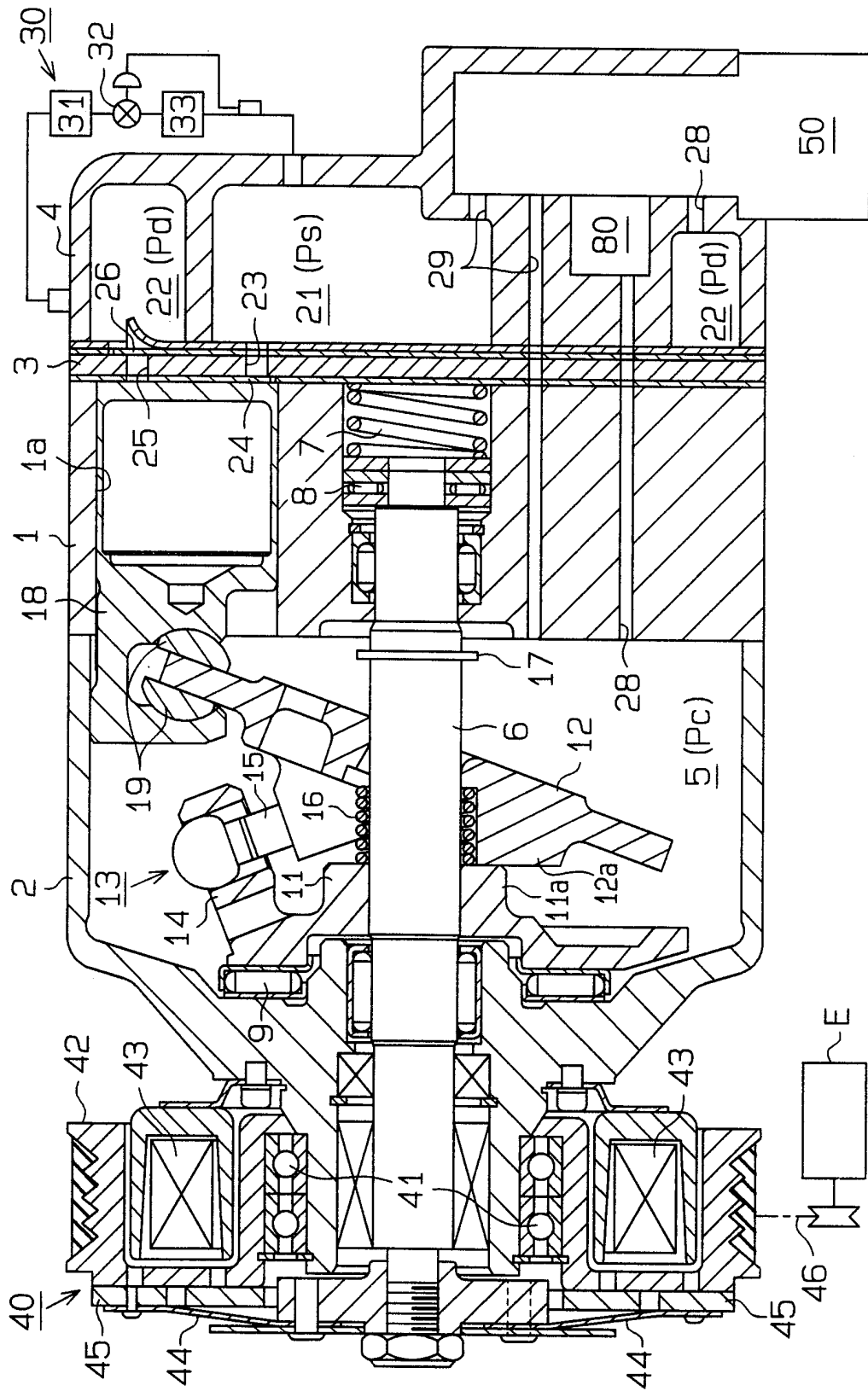
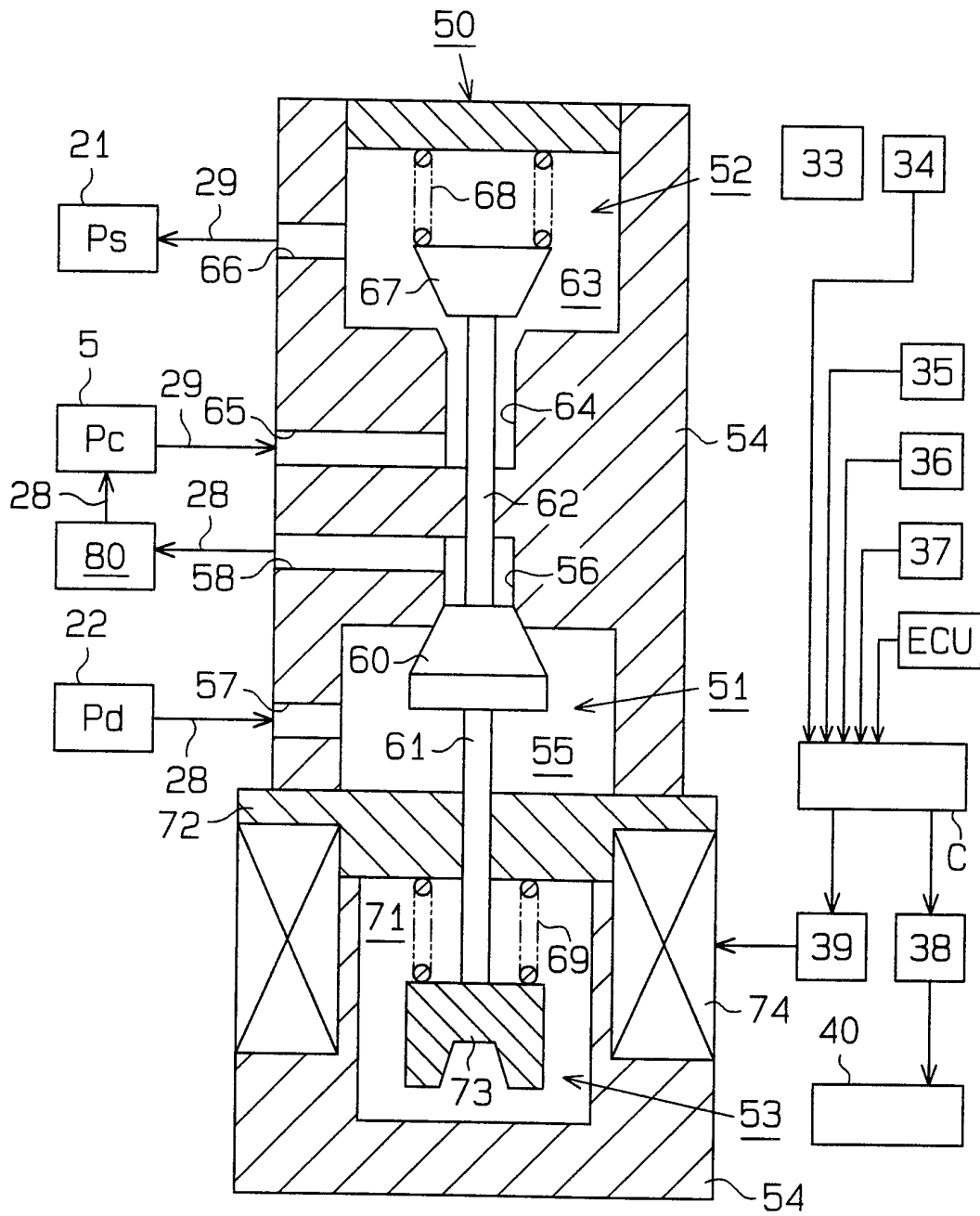
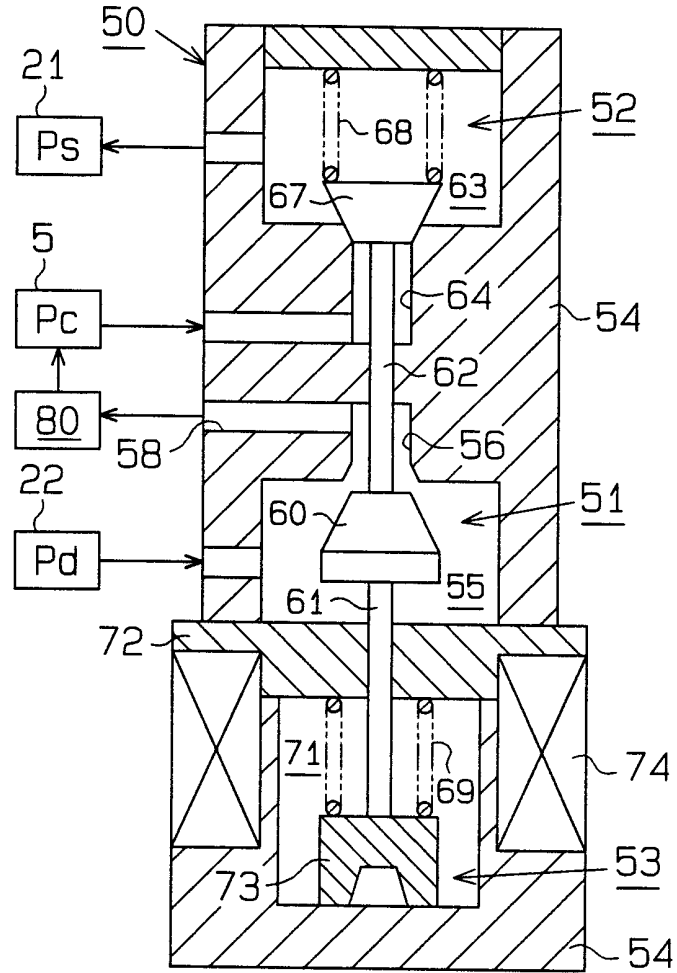


Fig.2



**Fig. 3**



**Fig. 4**

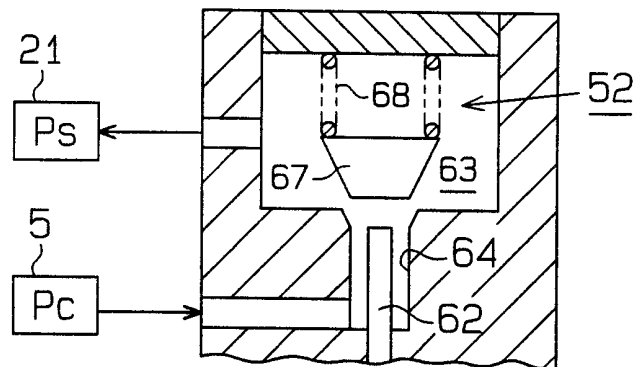


Fig. 5(A)

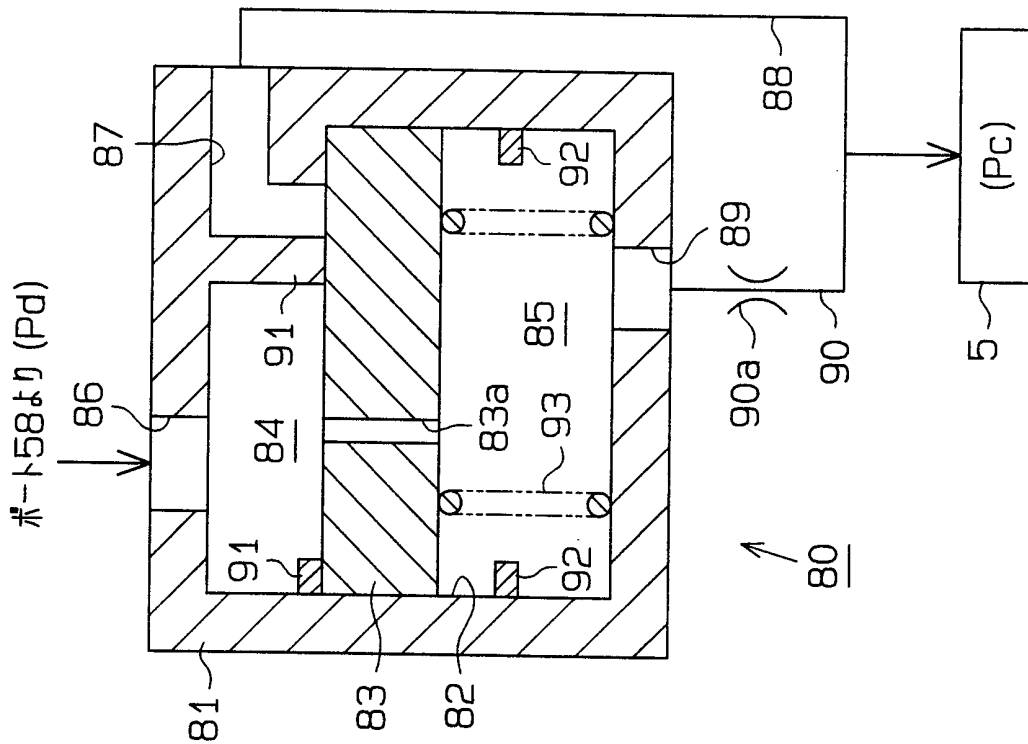
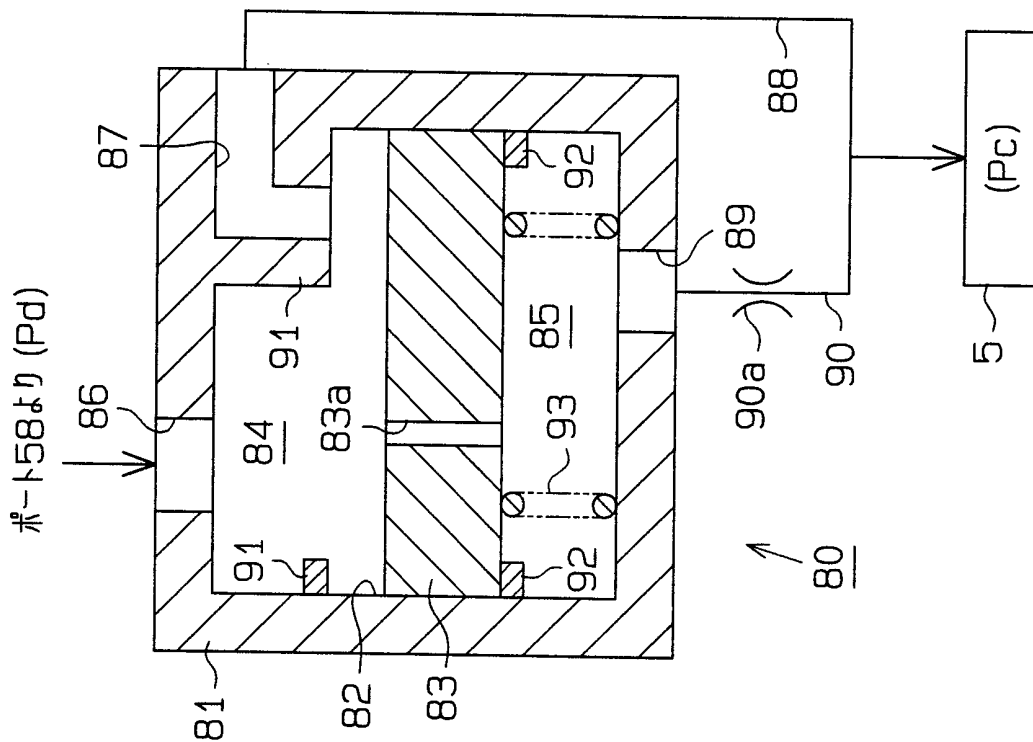


Fig. 5(B)



**Fig. 6**

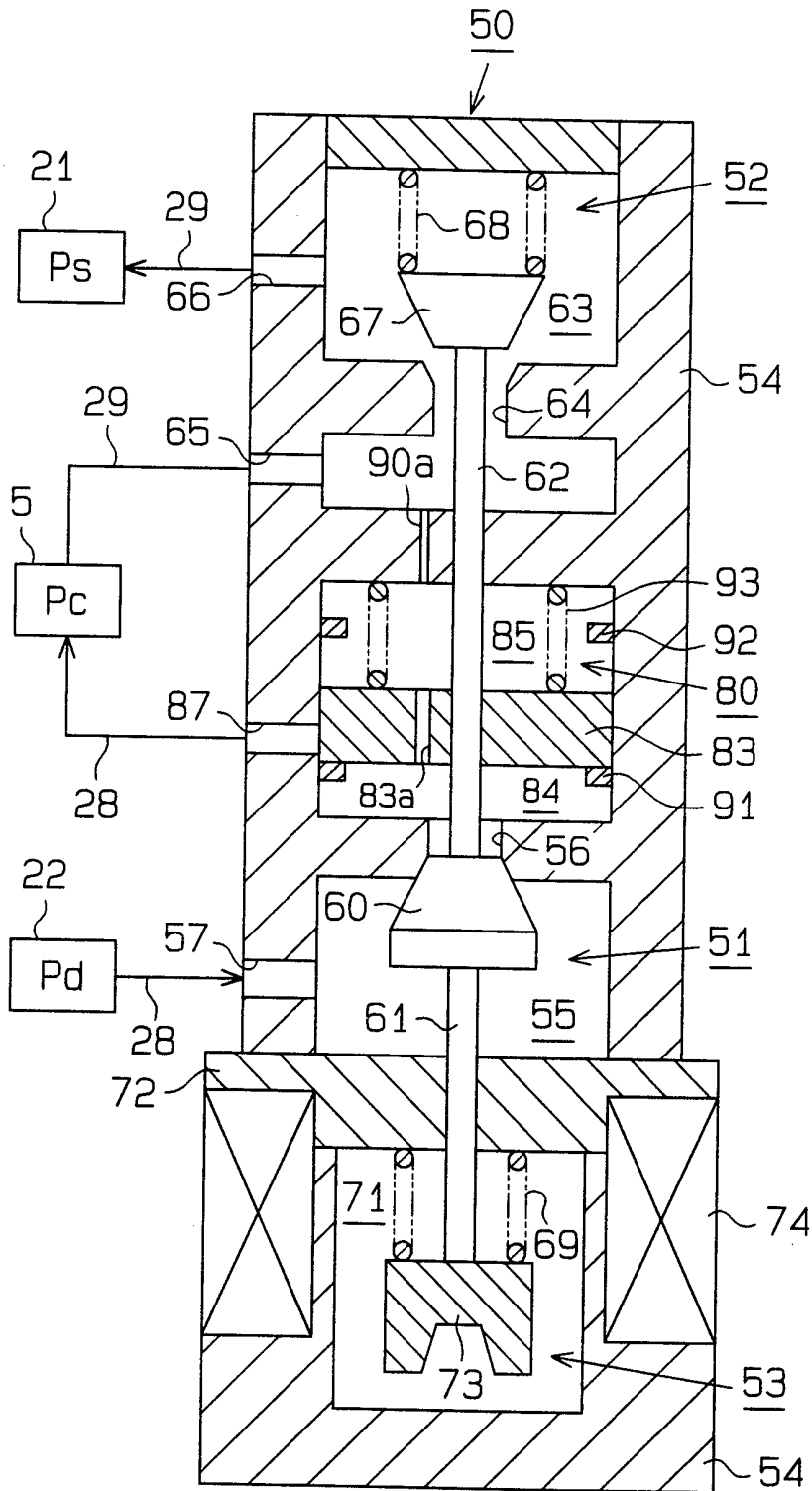
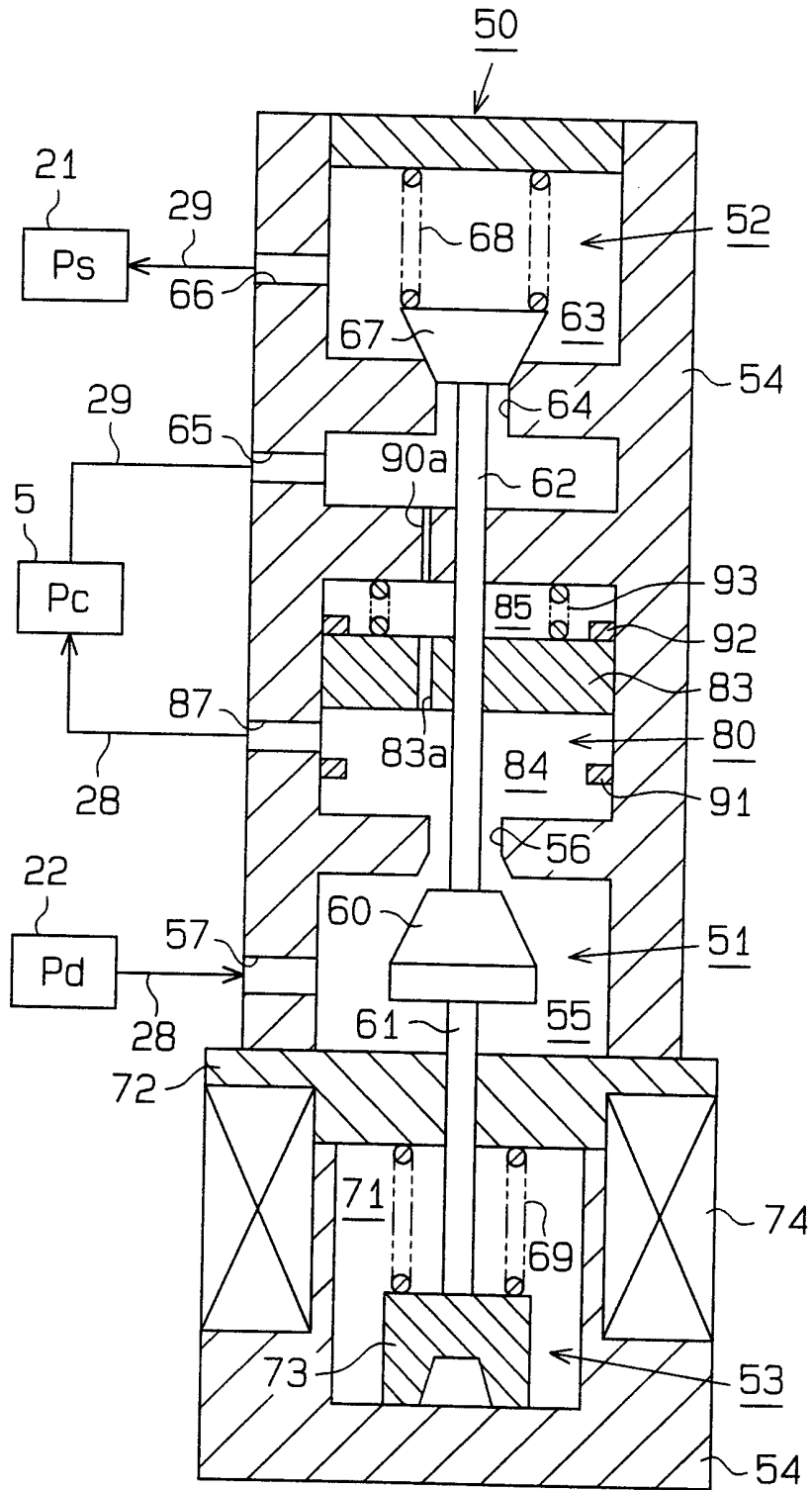
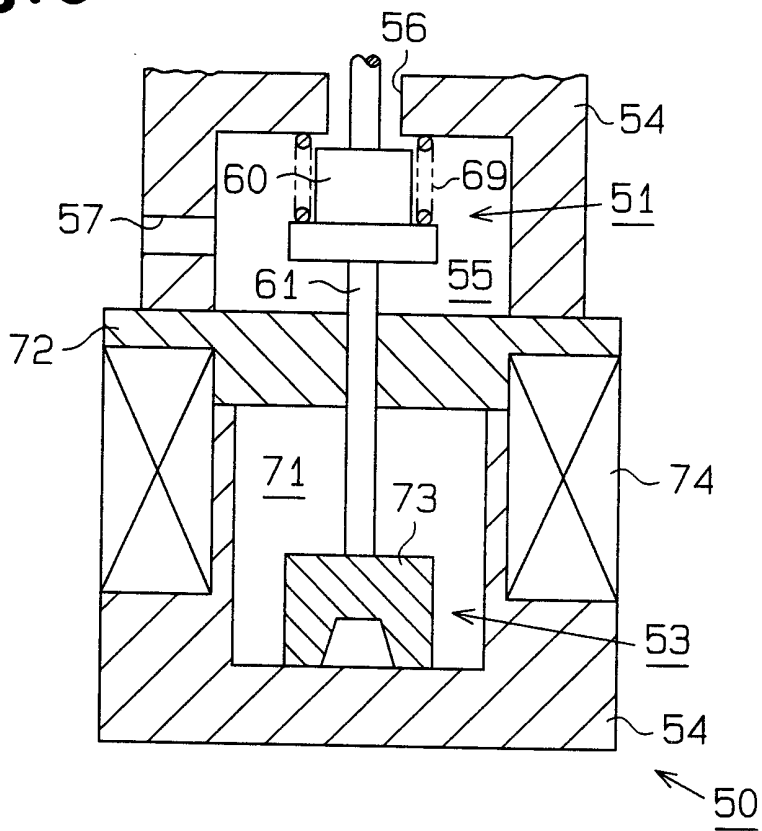


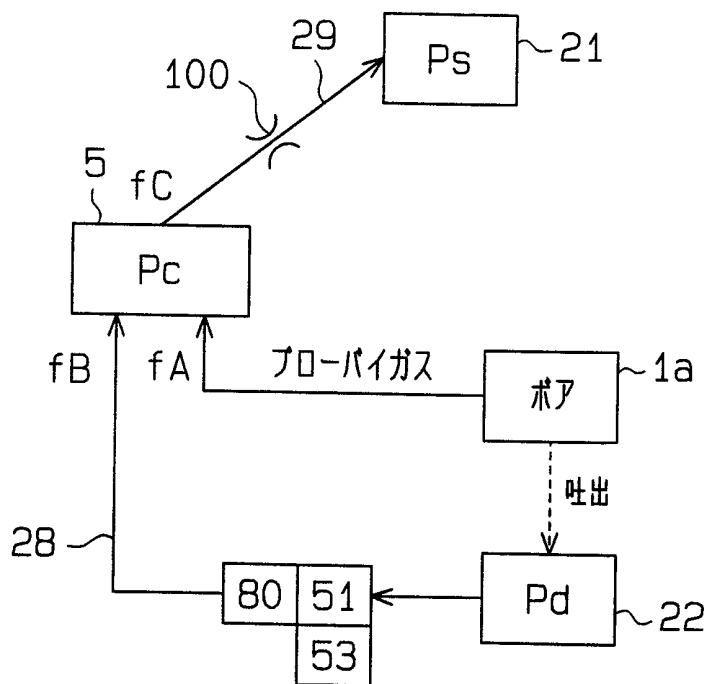
Fig.7



**Fig. 8**



**Fig. 9**



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.  
PCT/JP00/00650

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
Int.Cl<sup>7</sup> F04B27/08 F04B27/14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl<sup>7</sup> F04B27/08 F04B27/14

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-2000	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2000
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2000	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2000

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 63-285276, A (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), 22 November, 1988 (22.11.88), Full text (Family: none)	1~13
A	JP, 3-9087, A (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), 16 January, 1991 (16.01.91), Full text (Family: none)	1~13

Further documents are listed in the continuation of Box C.       See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 19 May, 2000 (19.05.00)	Date of mailing of the international search report 30 May, 2000 (30.05.00)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl<sup>7</sup> F04B27/08 F04B27/14

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl<sup>7</sup> F04B27/08 F04B27/14

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-2000  
 日本国公開実用新案公報 1971-2000  
 日本国登録実用新案公報 1994-2000  
 日本国実用新案登録公報 1996-2000

国際調査で使用了電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, 63-285276, A (株式会社豊田自動織機製作所) 22. 11月. 1988 (22. 11. 88)、 全頁 (ファミリー無し)	1~13
A	JP, 3-9087, A (株式会社豊田自動織機製作所)、 16. 1月. 1991 (16. 01. 91)、 全頁 (ファミリー無し)	1~13

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 19.05.00

国際調査報告の発送日

国際調査機関の名称及びあて先  
 日本国特許庁 (ISA/JJP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員) 尾崎和寛 印  
 30.05.00  
 3T 8922  
 電話番号 03-3581-1101 内線 3394