

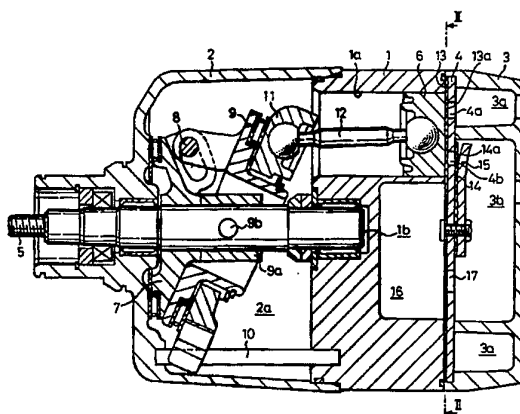


特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5 F04B 27/08		A1	(11) 国際公開番号 WO 94/28305
			(43) 国際公開日 1994年12月8日 (08.12.94)
(21) 国際出願番号 PCT/JP94/00816		(81) 指定国 DE, US.	
(22) 国際出願日 1994年5月20日 (20.05.94)		添付公開書類 国際調査報告書	
(30) 優先権データ 特願平5/119969 1993年5月21日 (21.05.93) JP 特願平5/169282 1993年7月8日 (08.07.93) JP 特願平6/62942 1994年3月31日 (31.03.94) JP			
(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 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 Aichi, (JP)			
(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] 牧野泰憲 (MAKINO, Yasunori) [JP/JP] 日比野悠吉 (HIBINO, Sokichi) [JP/JP] 小林久和 (KOBAYASHI, Hisakazu) [JP/JP] 〒448 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)			
(74) 代理人 弁理士 石田 敬, 外 (ISHIDA, Takashi et al.) 〒105 東京都港区虎ノ門一丁目8番10号 静光虎ノ門ビル 青和特許法律事務所 Tokyo, (JP)			

(54) Title : RECIPROCATING TYPE COMPRESSOR

(54) 発明の名称 往復動型圧縮機



(57) Abstract

A reciprocating type compressor having an exhaust chamber (3b) or an intake chamber (3a) in a cylinder head (3) that is joined to the outer end of a cylinder block via a valve plate (4) held therebetween, wherein a sub-exhaust chamber (16) (or a sub-intake chamber) is provided in an area circumferentially inwardly of a bore (1a) of the cylinder block (1), and wherein the sub-exhaust chamber (16) (or a sub-intake chamber) is made to communicate with the exhaust chamber (3b) (or the intake chamber) via at least one through hole (17) formed in the valve plate (4), whereby exhaust or intake pulsations are reduced, thereby reducing vibration in a piping system and abnormal noises produced inside a compartment when used with an air conditioning system. It is also possible to adopt a mode in which an exit through hole (or an entrance through hole) formed in the sub-exhaust chamber (16) (or the sub-intake chamber) is connected to an exhaust passage (or an intake passage).

(57) 要約

往復動型圧縮機のシリンダブロック（１）の外端に弁板（４）を挟んで接合されるシリンダヘッド（３）内に吐出室（３ｂ）又は吸入室（３ａ）を備えた往復動型圧縮機が、そのシリンダブロック（１）のボア（１ａ）より内周域に副吐出室（１６）（又は副吸入室）を備え、同副吐出室（１６）（又は副吸入室）を弁板（４）に貫設された少なくとも１個の通孔（１７）を介して前記吐出室（３ｂ）（又は吸入室）と連通させた構成を有し、以て吐出脈動又は吸入脈動を低減し、配管系での振動および車両の空調システムと使用した場合に車室内での異音を軽減する。

上述の副吐出室（１６）（又は副吸入室）に形成した出口通孔（又は入口通孔）を吐出通路（又は吸入通路）に接続した構成を有する態様とすることもできる。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第1頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AM	アルメニア	CZ	チェッコ共和国	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NZ	ニュージーランド
AT	オーストリア	DE	ドイツ	KR	大韓民国	PL	ポーランド
AU	オーストラリア	DK	デンマーク	KZ	カザフスタン	PT	ポルトガル
BB	バルバドス	EE	エストニア	LI	リヒテンシュタイン	RO	ルーマニア
BE	ベルギー	ES	スペイン	LK	スリランカ	RU	ロシア連邦
BF	ブルキナファソ	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SD	スーダン
BG	ブルガリア	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SE	スウェーデン
BJ	ベナン	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	SI	スロベニア
BR	ブラジル	GB	イギリス	MC	モナコ	SK	スロヴァキア共和国
BY	ベラルーシ	GE	グルジア	MD	モルドバ	SN	セネガル
CA	カナダ	GN	ギニア	MG	マダガスカル	TD	チャード
CF	中央アフリカ共和国	GR	ギリシャ	ML	マリ	TG	トーゴ
CG	コンゴ	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TJ	タジキスタン
CH	スイス	IE	アイルランド	MR	モーリタニア	TT	トリニダードトバゴ
CI	コート・ジボワール	IT	イタリア	MW	マラウイ	UA	ウクライナ
CM	カメルーン	JP	日本	NE	ニジェール	US	米国
CN	中国	KE	ケニア	NL	オランダ	UZ	ウズベキスタン共和国
CS	チェコスロヴァキア	KG	キルギスタン	NO	ノルウェー	VN	ベトナム

明 細 書

往復動型圧縮機

背景技術

本発明は、ピストンの往復動作によって冷媒の吸入、圧縮、吐出を行うピストン往復動型圧縮機に関し、特に、車両の空調システムにおける冷媒の圧縮に用いて好適な往復動型圧縮機に関する。

従来技術

シリンダブロックに複数のボアを形成し、これら各ボアのそれぞれに収嵌された往復形ピストンを斜板を介してそれぞれ所定の位相差をもって往復動させる形式の圧縮機は、揺動板型、斜板型等として周知であり、車両空調装置に多用されている。

この種の圧縮機では、従来より、吐出圧力の脈動が問題となっており、車両空調システムの場合、上記吐出脈動は配管を介して凝縮器に伝達され、該凝縮器及びその周辺の配管を振動させて、車両の車室で異音を発生させる原因となる。

一般に、吐出室から配管に伝わる吐出脈動には、ボアから直接に配管に伝達される直接成分と、吐出室の形状等によって吐出室内で複雑に発生するある周波数分布を持つ間接成分とがある。前者の直接成分は、配管に近いボアから発生する吐出脈動ほど大きな異音を発生させる。後者の間接成分は、もし、車両のフレーム等の固有振動数が上記周波数帯域と合致する場合、共振現象を起こして異音を増幅させる。

上記凝縮器の振動に起因する異音の発生を抑制するため、従来は、圧縮機の吐出室と凝縮器とを結ぶ配管にマフラを設けることが行わ

れている。

然しながら、上述のような配管に装備されるマフラは、車両への設置スペースを増加させ、高密度化された最近の車両におけるエンジンルームへの設置が困難になってきている。

そこで、吐出脈動が吐出室の容積に反比例することを利用して、配管にマフラを設けることなく、ボアの吐出容積に対する吐出室の容積を拡張することが考えられる。しかし、吐出室を拡張すれば、それだけ圧縮機の体格が大きくなり、配管にマフラを設ける対策と同様に、設置スペースが問題となる。

また、上記のように吐出室の容積効果だけで吐出脈動を低減させる方法では、ボアから直接に配管に伝わる直接成分（特に配管に近いボアからの脈動）は、殆ど低減されずに配管に伝達され、間接成分は、車両の装備品の固有振動数と合致する場合、装備品の振動と共振して車室での異音をそれほど軽減する効果を期待できない。

また、吸入室での吸入脈動も配管を介して蒸発器に伝達され、吐出脈動と同様の問題を生じる。

ここで、車両空調装置においては、上記蒸発器における脈動の共振周波数は500～1000Hzであることが確認されている。このため、上記蒸発器の振動に起因する異音の発生を抑制するため、従来は、圧縮機の吸入室と蒸発器とを結ぶ配管に500～1000Hzの吸入脈動を低減可能なマフラを設けることが行われている。

然しながら、上述のような配管に装備されるマフラは、車両への設置スペースを増加させ、また、コストアップも避けられない。

発明の開示

従って、本発明の目的は、上記実情に鑑みてなされたもので、設置スペースを増加することなく、往復動型圧縮機における冷媒の吸

入、圧縮、吐出の過程における冷媒ガスの圧力脈動を低減することにある。

また、本発明の他の目的は、往復動型圧縮機において、シリンダボアから直接、空調システムの配管系統に伝わる脈動の直接成分及び吐出室の形状等によって生じる脈動の間接成分の低減若しくは阻止を図ることにある。

本発明の一態様によれば、軸心と平行に複数個のボアが並設されたシリンダブロックと、弁板を挟んで該シリンダブロックの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッド内には吐出室が形成された往復動型圧縮機において、前記複数個のボアより内周域の前記シリンダブロックに副吐出室を設け、該副吐出室を弁板に貫設された少なくとも一個の通孔を介して前記吐出室と連通せしめている。

本発明の他の態様によれば、前記副吐出室を弁板に貫設された少なくとも一個の入口通孔を介して前記吐出室と連通し、かつ、前記副吐出室と連通すべく前記弁板に貫設した出口通孔を吐出通路と接続している。

また、上記各態様は、吐出室と吸入室の配置を入替え、シリンダブロックの中央域に吸入室を、外周域に吐出室を形成した往復動型圧縮機にも適用される。

更に、好適な態様では、前記副吐出室又は副吸入室は各ボア挟間へ延出して鎖車（スプロケット車）状に形成されている。

本発明の他の態様は、シリンダヘッドの中央域に蒸発器からの冷媒が吸入通路を介して吸入される吸入室が設置された往復動型圧縮機において、シリンダブロック及び弁板に吸入室と軸方向に連設された副吸入室を設け、副吸入室及び吸入室の軸方向長さ L を蒸発器の共振周波数に対応した長さに設定している。

本発明のシリンダヘッド内に吐出室が形成された往復動型圧縮機において、副吐出室を弁板に貫設された少なくとも一個の通孔を介して前記吐出室と連通した態様では、シリンダブロックに形成された副吐出室により、実質的な吐出室の容積拡張効果を生じ、吐出脈動を平滑化することができる。

また、上記態様において、通孔を流体絞りとして作用させた場合は、吐出室内の冷媒ガスと副吐出室内の冷媒ガスとの間に生じた圧力の波形の位相差が、通孔を介したガス流動によって干渉し、互いに圧力波形のピーク値を打ち消し合って吐出脈動を一層平滑化させる。

本発明の他の態様では、入口通孔を介して吐出室と副吐出室が連通し、更に副吐出室の出口通孔が空調システムへの吐出通路に連通されているため、全ての冷媒ガスが一度、吐出室から副吐出室に入って吐出通路に流れるため、全ての冷媒ガスについて冷媒ガスがボアから吐出孔を介して吐出室へ入る時の容積拡張効果と、吐出室から入口通孔を介して副吐出室へ入る時の容積拡張効果との２段階にわたり吐出脈動の低減に有効に作用する。従って、車両の装備品の固有振動数が吐出室の形状により生じる間接成分と合致する場合でも、共振を抑えて異音の低減を図ることができる。また、ボアからの吐出脈動の直接成分が配管に伝わる現象は、構造的に回避されている。

同様に、シリンダヘッド内に吸入室が形成された往復動型圧縮機においても、前者の態様を採れば、副吸入室により、吸入室の実質的な容積拡張効果と、吸入室内の冷媒ガスと副吸入室内の冷媒ガスとの間に生じた圧力波の位相差が、通孔を介したガス流動によって干渉することにより、吸入脈動を平滑化することができる。

また、後者の態様を採れば、全ての冷媒ガスについて吸入室と副

吸入室との２段階にわたる吸入脈動の低減作用を達成し、吸入室の形状等により生じる間接成分の低減作用を果たすとともに、ボアへの冷媒吸入によって発生する吸入脈動の直接成分が空調システムの配管系統へ伝達する現象を構造的に回避する。

なお、副吐出室又は副吸入室を鎖車（スプロケット車）状に形成すると、吐出室又は吸入室の容積をより有効に拡張させることができる。

また、副吸入室及び吸入室の軸方向長さ L が、蒸発器の共振周波数に対応した長さに設定されている場合、蒸発器を共振させる特定周波数の吸入脈動を効果的に減衰させることができる。

本発明の一態様では、複数個のボアより内周域のシリンダブロックに設けた副吐出室又は副吸入室を通孔を介してシリンダブロック内の吐出室又は吸入室と連通させたものであるから、通孔及び副吐出室が吐出室との間でマフラ作用を果たし、又は、通孔及び副吸入室が吸入室との間で同様にマフラ作用を果たし、脈動が格段と平滑化されるので、配管系の振動や異音の発生が良好に軽減される。

また、本発明の他の態様では、全ての冷媒ガスについて冷媒ガスがボアから吐出孔を介して吐出室へ入る時の容積拡張効果と、吐出室から入口通孔を介して副吐出室へ入る時の容積拡張効果との２段階にわたり吐出脈動に低減作用して、吐出脈動の間接成分と車両の装備品の振動との共振現象を防止するとともに、吐出脈動の直接成分を阻止することができる。そして、原理的には、同様に吸入脈動の間接成分と車両の装備品の振動との共振現象を防止すると共に、吸入脈動の直接成分を阻止することができる。

図面の簡単な説明

以下、本発明の上述した目的および他の目的、特徴、利点につい

て添付図面に示す実施例を参照して更に、詳細に説明する。なお、添付図面において、

図 1 は、本発明の一実施例に係る圧縮機の全容を示す断面図、

図 2 は、同圧縮機の図 1 に示す II - II 線から見たシリンダブロックの端面図、

図 3 は、本発明により吐出脈動が平滑化される時の吐出室と副吐出室の圧力波形図、

図 4 は、本発明による通孔にリードを設けた場合の吐出室と副吐出室の圧力波形図、

図 5 は、本発明の第 2 の実施例に係る圧縮機の全体的な構造を示す断面図、

図 6 は、本発明の第 3 の実施例に係る圧縮機の全体的な構造を示す縦断面図、

図 7 は、第 4 の実施例に係る圧縮機の全体的な構造を示す縦断面図、

図 8 は、図 7 に示した圧縮機における VIII - VIII 線から見たシリンダブロックの端面図、

図 9 は、第 5 の実施例に係る圧縮機の縦断面図、

図 10 は、第 6 の実施例に係る圧縮機の縦断面図、

図 11 は、図 10 に示す圧縮機の XI - XI 線から見たシリンダブロックの端面図、

図 12 は、一般的な空洞形のマフラを説明する模式図、

図 13 は、この空洞形のマフラにおける周波数と透過損失との関係を示す線図、そして、

図 14 は、この空洞形マフラに筒状部を設けた場合における周波数と透過損失との関係を示す線図である。

発明を実施するための最良の態様

本発明を具体化した第1実施例による回転斜板式往復動型圧縮機を、図1および図2に示す。

ただし、本発明は、回転斜板式の圧縮機にのみ適用されるものではなく、往復動型圧縮機全般へ適用することができるものである。

図1において、圧縮機の外郭を構成するシリンダブロック1の前端には、クランク室2aが形成されたハウジング2が結合され、また、後端には、中央域に吐出室3b、外周域に吸入室3aが形成されたシリンダヘッド3が弁板4を介して結合されている。

ハウジング2と一緒に駆動軸5を支承したシリンダブロック1には、同駆動軸5の一端が嵌挿された中心軸孔1bと平行な5つのボア1aが形成され、各々のボア1a中には、ピストン6が往復摺動自在に嵌合、収納されている。

クランク室2a内においては駆動軸5に回転基体7が固着されると共に、その回転基体7にピン8を介して揺動可能に連結された回転斜板9が、駆動軸5上に遊嵌されたスリーブ9aの左右1対の枢軸9b（一方のみ図示）によって支持されている。

また、回転斜板9には、通しボルト10により自転が規制された揺動板11が担持され、揺動板11は、コンロッド12を介して夫々のピストン6と連節されている。

上述の弁板4には、ボア1aと吸入室3a及び吐出室3bとをそれぞれ連通する吸入孔4aと吐出孔4bとが形成されるとともに、前面側には吸入弁13、後面側には吐出弁14がリテーナ15を介して接合されている。そして、吸入弁体13に形成されたリード弁13aにより、吸入孔4aはピストン6の往復動に呼応して開閉される。

同様に、吐出弁体14に形成されたリード弁14aによって、吐出孔4bはピストン6の往復動に呼応して開閉される。

以上は通常の回転斜板式往復動型圧縮機の構成であり、駆動軸 5 の回転運動が回転斜板 9 を介して揺動板 11 の揺動運動に変換され、ピストン 6 がボア 1 a 内を往復動作することにより、吸入室 3 a からボア 1 a 内へ吸入された冷媒ガスが圧縮されつつ吐出室 3 b に吐出される。そしてクランク室圧力と吸入室圧力との差圧に応じてピストン 6 のストロークと揺動板 11 の傾角が変化し、吐出ガス容量が調節的に制御される。

さて、本実施例の圧縮機では、ボア 1 a より内周域のシリンダブロック 1 を穿って副吐出室 16 が形成されている。この副吐出室 16 は図 2 に示すように、中心軸孔 1 b が駆動軸 5 の終端により途中で閉塞されて生じたシリンダブロック 1 の中央域 16 a から、各ボア 1 a の挟間域 16 b へと延出して鎖車（スプロケット車）状に形成され、可及的に容積を拡大する工夫が図られている。そして、副吐出室 16 は弁板 4 及び吸入弁体 13 に形成された通孔 17 を介して吐出室 3 b と連通されている。上記の通孔 17 は、ここでは軸心を基点とする周方向の任意の位置に円孔状に一つ設けられている。この通孔 17 の断面積は、特に限定しないが、絞りとしての機能を持たせるために、吐出室 3 b および副吐出室 16 の断面積に対して十分小さく設定されている。ただし、通孔 17 は、一つに限るものではなく、複数個散在させることも可能である。

上述の構成を有した圧縮機において、ピストン 6 の往復動により吐出室 3 b には吐出脈動が生じるが、この脈動による吐出室 3 b 内の圧力の変化によって、吐出室 3 b 内の冷媒ガスは、絞りとしての通孔 17 を介して副吐出室 16 内の冷媒ガスと相互に干渉する。すなわち、吐出脈動により吐出室 3 b の圧力が副吐出室 16 の圧力より高くなるときは、吐出室 3 b 内の冷媒ガスは、通孔 17 を通して副吐出室 16 に流入する。このため、吐出室 3 b の圧力波形の上ピーク値は低

い値に抑えられる。

一方、吐出室 3 b からの冷媒ガスの流入により副吐出室 16 の圧力が上昇し、圧力波形が下ピークに向かう吐出室 3 b の圧力値より高くなると、今度は、副吐出室 16 から吐出室 3 b へ冷媒ガスの流出が生じる。これによって、吐出室 3 b の圧力波形の下ピーク値が高められる。図 3 は、上述の互いに干渉する吐出室 3 b と副吐出室 16 の圧力波を表し、実線は吐出室 3 b の圧力波形、破線は副吐出室 16 の圧力波形を表している。

このように、吐出室 3 b と副吐出室 16 とを通孔 17 で連通することにより、両室内の圧力の波形は、副吐出室 16 の圧力波形が吐出室 3 b の圧力波形に少し遅れる位相差をもって互いに干渉し合う。このような両圧力の位相のずれた干渉は、互いの上ピークを押し下げ、下ピークを持ち上げるように作用し、吐出脈動を平滑化する機能を果たす。従って、凝縮器やその周辺を振動させるような吐出室 3 b の脈動が平滑化されて、結果的に車両の空調時における車室内での異音の聴取感覚を軽減することができるものである。

なお、一般に吐出脈動は、各ボアの吐出容積と吐出室容積との間に次式の関係があるため、

$$\text{吐出脈動} \propto \text{ボア吐出容積} / \text{吐出室容積}$$

副吐出室 16 を実施例のように、鎖車状に形成して体積を可及的に大きくすることにより、図 3 の点線にて示す副吐出室 16 の圧力はより振幅が小さくされて、吐出脈動は、更に平滑化されることがわかる。

また、通孔 17 を複数設けた場合には、それらの幾つかに吸入弁体 13 を利用してリード弁を設けることができる。

このような構成とすれば、吐出室圧の上昇時に、該リード弁が大きく開き、吐出室 3 b の容積拡張効果で吐出脈動の上ピークを下げる。

一方、吐出室圧の低下時には、副吐出室16から吐出室3 bに戻る冷媒ガスの流量が緩慢となり、副吐出室における圧力波形の下ピーク値が図3の実施例より高くなる。このため、吐出脈動の下ピーク値が、一層持ち上げられるように両室の冷媒ガスが干渉する。この場合の吐出室3 bと副吐出室16の圧力波形を図4に示す。

〔第2実施例〕

また、本発明は、吐出脈動の平滑化にのみ用いられるものでなく、吸入脈動を平滑化することにも用いることができる。これを以下の第2実施例を具体例として説明する。

図5は吸入脈動を軽減するようにした圧縮機の構造を示し、図1と同一の機能を果たす部材には共通の符号を付して示してある。

この圧縮機は、回転斜板20によりピストン6を往復動させるもので、吸入室3 aはシリンダヘッド3の中央域に形成され、また、吐出室3 bは同吸入室3 aを囲むような配置でシリンダヘッド3の外周域に形成されている。そして、シリンダブロック1には、中心軸孔1 bが途中で閉塞されて生じた中央域と、各ボア1 aの挟間域とにわたり図2の鎖車状の副吐出室16と同様な形状を有した鎖車状の副吸入室18が形成されている。

この副吸入室18は、図1の実施例と同様に、弁板4及び吸入弁体13に形成された通孔19を介して吸入室3 aと連通されている。

このような圧縮機においては、吸入室3 aに生じる吸入脈動を図1の実施例と同様の圧力の干渉現象によって平滑化することができる。

なお、各実施例では、中心軸孔1 bが途中で閉塞されたシリンダブロック1の中央域をも含むように副吐出室16又は副吸入室18を形成したが、中心軸孔1 bがシリンダブロック1の弁板4に近い端面

部分にまで延在する場合は、その中心軸孔 1 b の回りに副吐出室 16 又は副吸入室 18 を形成する。このような構成でも、吐出脈動又は吸入脈動を平滑化する効果がある。

また、上記のように中心軸孔 1 b がシリンダブロック 1 の端面にまで延在し、副吐出室 16 又は副吸入室 18 をその回りに形成した圧縮機では、圧縮機中心軸線に関して放射方向に延びてスプロケット車状を呈するように形成された副吐出室 16 又は副吸入室 18 の谷部に相当する空洞部を絞りとして機能させることにより、ボア挟間に突出した山部に相当する空洞部間での冷媒ガスの干渉作用が生じ、吐出脈動又は吸入脈動の更なる平滑化効果を生じさせることができる。

〔第 3 実施例〕

次に、本発明の第 3 の実施例を図 6 を参照して説明する。

図 6 に示す実施例は、図 1 の圧縮機と同様に、シリンダブロック 1 の後端に、内周域に吐出室 3 b、外周域に吸入室 3 a が形成されたシリンダヘッド 3 が弁板 4 を介して結合されている。また、ボア 1 a より内周域のシリンダブロック 1 を穿って鎖車状の副吐出室 21 が形成されている。

本実施例の特徴は、上記副吐出室 21 と吐出室 3 b とを連通する入口通孔 22 が弁板 4、吸入弁体 13 を貫通して設けられていることに加えて、副吐出室 21 と連通し、本圧縮機の吐出通路 24 に直接に接続された出口通孔 23 を備えている。

具体的には、入口通孔 22 は図 1 の実施例の通孔 17 と同等に、軸心を基点とする周方向の任意の位置で、弁板 4 及び吸入弁体 13 に円孔状に一つ穿設され、その断面積も、吐出室 3 b 及び副吐出室 21 の断面積に対し十分小さく設定されている。

一方、出口通孔 23 は、例えば入口通孔 22 と同一円周上で、弁板 4

と吸入弁体13に穿設され、吐出室3b内を延在するパイプ材による吐出通路24を介してシリンダヘッド3の端面に形成された吐出口25に連通されている。この吐出通路24は、シリンダヘッド3の製造過程に同シリンダヘッド3を弁板4側へ凹状に成形加工することにより設けるようにしてもよい。

従って、上述した構成を有する圧縮機においては、ボア1aの全冷媒ガスは、吐出孔4bから吐出室3bに吐出される時に一回膨張し、その吐出室3bから入口通孔22を通り副吐出室21に吐出される時に再び膨張する。これは、自動車の膨張型マフラと同様の原理により、この場合、二度にわたり圧力波形のピークが低減される。従って、本実施例によっても、図1の実施例と同様に、配管系を振動させる吐出脈動が抑制され、車両の車室での異音聴取感覚を良好に軽減することができる。

特に、本実施例は、吐出室3bの形状等により生じる脈動の間接成分と車両の装備品の固有周波数とが合致するような場合でも、副吐出室21でその特定帯域の成分は低減されるため、装備品との共振によって異音を生じる現象を防止することができる。

また、各ボア1aと吐出孔4bと吐出通路24とは、副吐出室16を介して隔絶された構造となっているため、吐出脈動の直接成分が配管に伝達される余地がない。

従って、本実施例は、図1の実施例よりも、振動及び異音の軽減効果が良好となる。

なお、図6の実施例も図5のような圧縮機、すなわち、吐出室と吸入室の配置を入替え、シリンダブロックの中央域に吸入室を、外周域に吐出室を形成した圧縮機にも適用することができる。

この場合の構成は、吸入室と副吸入室とを、弁板4及び吸入弁13に形成した出口通孔で連通し、同様に形成した入口通孔を吸入通路

に連通する。このような実施例によっても、吐出脈動と同様に、吸入脈動の直接成分の阻止と、間接成分の低減を行うことができる。

また、この吐出室と吸入室の配置を入替えた圧縮機の実施例でもその出口通孔は、通孔17と同様に、一つに限るものではなく、複数散在させることが可能である。

〔第4実施例〕

次に本発明の第4の実施例を、図7および図8に示す。

図7において、圧縮機の外郭体を構成するシリンダブロック31の前端には、クランク室32aが形成されたハウジング32が結合され、同後端には、中央域に断面円形状の吸入室33a、その吸入室33aを囲んだ外周域に吐出室33bが形成されたシリンダヘッド33が弁板34を介して結合されている。

また、シリンダヘッド33の側壁には、圧縮機と蒸発器とを接続する配管としての吸入管路（図示せず）が接続される吸入通路33cが吸入室33aに通じるように設けられている。

ハウジング32とともに駆動軸35を支承したシリンダブロック31には、同駆動軸35の一端が嵌挿された中心軸孔31bと平行に図8に示すように、5個のボア31aが形成され、各ボア31a内には、ピストン36が軸心と平行な方向に往復摺動自在に収嵌されている。

駆動軸35にはクランク室32a内において回転斜板37が固着され、回転斜板37には一對のシュー38を介して上記ピストン36が係留されている。

また、上記弁板34には、ボア31aと吸入室33a及び吐出室33bとをそれぞれ連通する吸入孔34a及び吐出孔34bが形成されると共に前面側には吸入弁体43、後面側には吐出弁体44が配設されている。そして、吸入孔34aはピストン36の往復動に呼応する吸入弁43によ

って開閉され、同様に、吐出孔34bはピストン36の往復動に呼応する吐出弁44によって開閉されるようになっている。

以上は通常の回転斜板式圧縮機の構成であり、駆動軸35及び回転斜板37の回転運動がシュー38を介してピストン36の直線運動に変換され、ピストン36がボア31a内を往復動することにより、吸入室33aからボア31a内へ吸入された冷媒ガスが圧縮されつつ吐出室33bに吐出される。

ところで、本実施例の圧縮機では、シリンダブロック31及び弁板34に同一断面形状にて副吸入室31cが形成されている。この副吸入室31cは、図8に示すように、中心軸孔31bが駆動軸35の終端により途中で閉塞されて生じたシリンダブロック31の中央域から各ボア31aの挟間域へと延出して鎖車状に形成されている。これにより、副吸入室31cの断面積は、吸入室33aの断面積に可及的に近似せしめられている。また、吸入室33aと副吸入室31cとは同軸状に軸方向に連設されている。そして、吸入室33a及び副吸入室31cの軸方向長さ：Lは、好ましくは50mmに設定されるが、以下に、その理由を説明する。

即ち、上記の長さ寸法値Lの設定は、以下の如く行うことができる。図12に示すような一般的な空洞形のマフラを想定した場合においては、マフラに入射した脈動成分は、断面積： S_1 の通路80から断面積： S_2 の空洞81に至る断面の変化部において反射されて低減する。そして、周波数： f 〔Hz〕と透過損失〔dB〕との間には図13に示すような関係がある。これより、周波数が f ， $3f$ ， $5f$ ，…のときマフラの透過損失が最大となる。

また、 c ：冷媒の流速（m/s）、 l ：空洞の長さ（m）とした場合、

$$f = c / 4 l \quad \dots (1)$$

の関係式が成立し、マフラの透過損失が最大となる周波数は、空洞の長さ：Lによって決定される。なお、透過損失の最大値：Mは、 D_1 ：通路80の直径、 D_2 ：空洞81の直径として、

$$M = (D_2 / D_1) \times 4$$

により表される。

従って、通路80を本発明の吸入通路、空洞81を本発明の吸入室および副吸入室として想定すれば、蒸発器における脈動の共振周波数としての500～1000Hz周辺にマフラの透過損失が最大となる周波数を合致させるべく、L(1)の長さを設定すればよい。

上記構成よりなる本実施例の圧縮機では、蒸発器からの冷媒が吸入通路33cから吸入室33aに導入される。このとき吸入通路33c及び吸入室33a間における断面変化により、吸入脈動成分が反射されて低減される。

そして、本実施例では、副吸入室31cと吸入室33aとが軸方向に連設されており、しかも吸入室33a及び副吸入室31cの軸方向長さ：Lが50mmに設定されている。ここで、吸入通路33cを流れる冷媒の流速を150m/sと想定した場合、前述の(1)式により、

$$\begin{aligned} f &= 150 \text{ [m/s]} / (4 \times 50 \times 10^{-3} \text{ [m]}) \\ &= 750 \text{ [Hz]} \end{aligned}$$

が導き出せる。このため、吸入室33a及び副吸入室31cにより構成されるマフラ効果は、流速を150m/sと想定した場合に $f = 750\text{Hz}$ の周波数で透過損失が最大となる。従って、本実施例の圧縮機では $f = 750\text{Hz}$ 周辺の周波数の吸入脈動を効果的に減衰させることができ、蒸発器を共振させる吸入脈動の共振周波数が750Hzである場合に、効果的に蒸発器の共振を抑えることが可能となる。

なお、吸入通路33cを流れる冷媒の流速を150m/sと想定した場合、吸入室33a及び副吸入室31cにより構成されるマフラの透過

損失を一般の車両空調装置での蒸発器における脈動の共振周波数である 500～1000Hzに合わせるには、前述の（１）式により、上記 L の値を 37.5～75mm とすればよい。従って、一般の車両空調装置において、蒸発器を共振させる 500～1000Hz 周辺の吸入脈動を効果的に減衰するには、上記 L の値を 35～80mm とすることが好ましいことがわかる。

なお、副吸入室 31 c の断面形状を円形状とすることも可能である。また副吸入室の断面積としては、吸入室の断面積に可及的に近似していることが好ましいが、吸入室 33 a 及び副吸入室 31 c 間での断面変化が大きすぎると、該断面変化部における別の絞り効果により減衰し得る脈動成分の周波数がずれてしまうので、蒸発器を共振させる、吸入脈動を低減させるという本発明本来の効果を発揮し得る範囲内に上記断面変化を抑える必要がある。

〔第 5 実施例〕

ここで、図 12 に示すように空洞形のマフラにおいては、周波数が $2f$, $4f$, $6f$ … のときマフラの透過損失は 0 となり、この周波数域にある脈動を減衰させることができない。

そこで、本発明の往復動型圧縮機において、吸入室の底壁には吸入通路を形成する筒状部が軸方向に向けて突設された態様とした場合は、上記 $2f$, $6f$ の周波数におけるマフラの透過損失を 0 から増加させることができ、減衰特性の向上を図ることができる。

このとき、上記筒状部の長さを略 $L/2$ に設定した場合は、周波数： f [Hz] と透過損失 [dB] とは図 14 の実線に示すような関係となり、上記 $2f$, $6f$ の周波数におけるマフラの透過損失をより効果的に増加させることができ、さらなる減衰特性の向上を図ることができる。

図9に示す第5実施例の圧縮機では、吸入室33aの底壁中央には吸入通路33cを形成する筒状部61が軸方向に向け突設されている。その他の構成は、前記第4実施例の圧縮機と同様である。なお、上記筒状部61の長さ（吸入室33aの底壁から突出する長さ）は、吸入室33a及び副吸入室31cの軸方向長さ： L の $1/2$ に設定されている。

この圧縮機では、 $L/2$ の長さの筒状部61を設けることにより、周波数と透過損失とは図14に示すような関係となるので、 $f = 750\text{Hz}$ 周辺の周波数の吸入脈動の他に、 $2f = 1500\text{Hz}$ 周辺の周波数の吸入脈動も効果的に減衰させることができる。

なお、上記実施例では、 $L/2$ の長さの筒状部61を吸入室33aの底壁中央から突設させる例について示したが、筒状部61の長さや位置はこれに限定されるものではない。例えば、吸入室33aの底壁の周辺部や吸入室33aの側面から筒状部61を突設させたりすることも可能である。

〔第6実施例〕

図10及び図11に示す第6実施例の圧縮機では、吸入室33aの底壁にはシリンダブロック31の各ボア31aと副吸入室31cとの隔壁部41に対応させて弁板34を支持する環状のリブ62が突設されている。なお、図11に示すように、リブ62の外周面は各ボア31aの内周側端面を結んだ仮想円と一致し、リブ62の内周面は副吸入室31cの最小内径を示す仮想円と一致する。その他の構成は、前記第4実施例の圧縮機と同様である。

シリンダブロック31の各ボア31aの内周域に副吸入室31cを設けた前記第4及び第5の実施例では、圧縮行程時にボア内圧力によりシリンダブロック31から弁板34が離れた場合、ボア31a及び副吸入

室31c間で圧力漏れが発生するおそれがある。然し、本実施例の圧縮機では、シリンダブロック31の各ボア31aと副吸入室31cとの隔壁部41に対応させて弁板34を支持するリブ62が設けられている。

リブ62と隔壁部41とにより弁板34が両側から挟持されているので、上述したようなボア31aおよび副吸入室31c間での圧力漏れを確実に防ぐことができる。

なお、リブ62の形状としては、上記実施例で示した環状のものに限られない。例えば、図11において、各ボア31aと副吸入室31cとの隔壁部41と、環状のリブ62とが重なり合う部分（図11に斜線で示す部分）のみに断片的に複数のリブを設けることもできる。

このようなリブは、弁板34が上記圧縮行程時のボア内圧力に対抗し得る十分な剛性を有し、圧縮行程時にボア31a及び副吸入室31c間で圧力漏れが発生するおそれがない場合は、不要となることは言うまでもない。

請 求 の 範 囲

1. 軸心とその軸心に平行に並設された複数個のボアとを有したシリンダブロックと、前記複数個のボア内に往復摺動可能に装着され、冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出を行う往復動型ピストンと、弁板を挟んで該シリンダブロックの1つの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッド内には吸入室と吐出室とが形成された往復動型圧縮機において、

前記シリンダブロックは、前記複数個のボアより内周域に副吐出室を備え、該副吐出室は前記弁板に貫設された少なくとも一個の通孔を介して前記吐出室と流体流路を形成するように連通せしめたことを特徴とする往復動型圧縮機。

2. 軸心とその軸心に平行に並設された複数個のボアとを有したシリンダブロックと、前記複数個のボア内に往復摺動可能に装着され、冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出を行う往復動型ピストンと、弁板を挟んで該シリンダブロックの1つの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッド内には吸入室と吐出室とが形成された往復動型圧縮機において、

前記シリンダブロックは、前記複数個のボアより内周域に副吐出室を備え、該副吐出室は前記弁板に貫設された少なくとも一個の通孔を介して前記吐出室と流体流路を形成するように連通せしめ、かつ、

前記弁板は、前記副吐出室に流体連通するように貫設した出口通孔を備え、該出口通孔を経て前記副吐出室が圧縮機の吐出通路に接続されたことを特徴とする往復動型圧縮機。

3. 軸心とその軸心に平行に並設された複数個のボアとを有したシリンダブロックと、前記複数個のボア内に往復摺動可能に装着さ

れ、冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出を行う往復動型ピストンと、弁板を挟んで該シリンダブロックの1つの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッド内には吸入室と吐出室とが形成された往復動型圧縮機において、

前記シリンダブロックは、前記複数個のボアより内周域に副吸入室を備え、

前記弁板は、それに貫設された少なくとも一個の通孔を備え、該通孔を介して前記副吸入室を前記吸入室と流体連通せしめたことを特徴とする往復動型圧縮機。

4. 軸心とその軸心に平行に並設された複数個のボアとを有したシリンダブロックと、前記複数個のボア内に往復摺動可能に装着され、冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出を行う往復動型ピストンと、弁板を挟んで該シリンダブロックの1つの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッド内には吸入室と吐出室とが形成された往復動型圧縮機において、

前記シリンダブロックは、前記複数個のボアより内周域に副吸入室を備え、

前記弁板は、それに貫設された少なくとも一つの出口通孔と少なくとも一つの入口通孔とを備え、前記出口通孔を介して前記副吸入室を前記吸入室と流体連通せしめ、かつ、前記入口通孔を介して前記副吸入室を圧縮機の冷媒吸入通路に接続したことを特徴とする往復動型圧縮機。

5. 前記副吐出室または副吸入室は各ボア挟間へ延出して鎖車状に形成されていることを特徴とする請求項1～4記載の往復動型圧縮機。

6. 軸心とその軸心に平行に並設された複数個のボアとを有したシリンダブロックと、前記複数個のボア内に往復摺動可能に装着さ

れ、冷媒ガスの吸入、圧縮、吐出を行う往復動型ピストンと、弁板を挟んで該シリンダブロックの1つの外端を閉塞するシリンダヘッドとを備え、該シリンダヘッドの内側中央域には外部の蒸発器からの冷媒が吸入通路を介して吸入される吸入室が設けられた往復動型圧縮機において、

前記シリンダブロック及び前記弁板は、前記吸入室と軸方向に連設された副吸入室を備え、該副吸入室及び前記吸入室の軸方向長さ L を前記蒸発器の共振周波数に対応した長さに設定したことを特徴とする往復動型圧縮機。

7. 前記副吸入室は各ボア狭間へ延出して鎖車状に形成されていることを特徴とする請求項6記載の往復動型圧縮機。

8. 前記副吸入室及び前記吸入室の軸方向長さ L は35～80mmであることを特徴とする請求項6記載の往復動型圧縮機。

9. 前記吸入室の底壁には、前記吸入通路を形成する筒状部が軸方向に向け突設されていることを特徴とする請求項6記載の往復動型圧縮機。

10. 前記筒状部の長さは、前記副吸入室及び吸入室の軸方向長さ L の略 $1/2$ であることを特徴とする請求項9記載の往復動型圧縮機。

11. 前記吸入室の底壁には、前記シリンダブロックの各ボアと副吸入室との隔壁部に対応させて前記弁板を支持するリブが突設されていることを特徴とする請求項6記載の往復動型圧縮機。

Fig.1

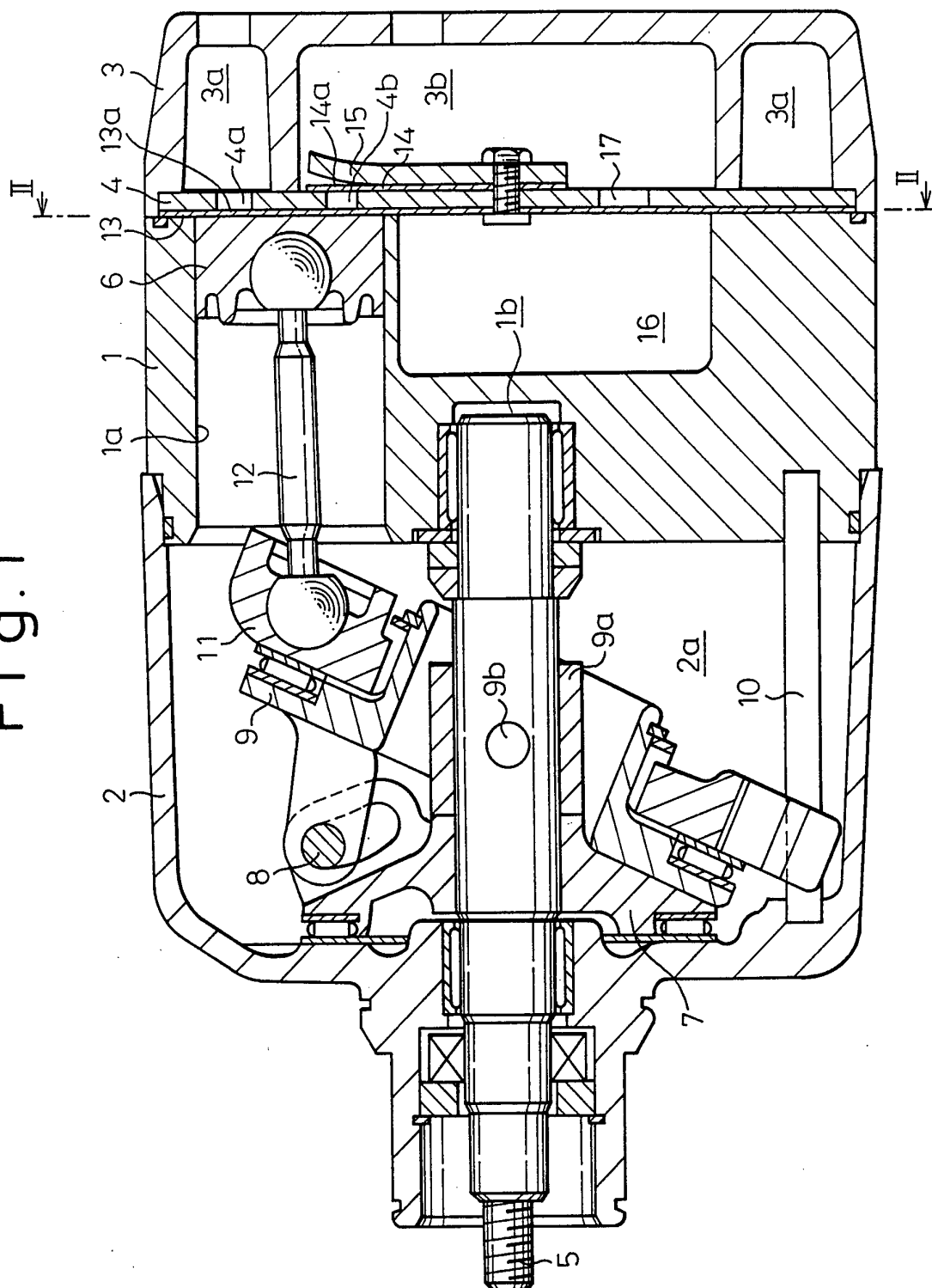


Fig.2

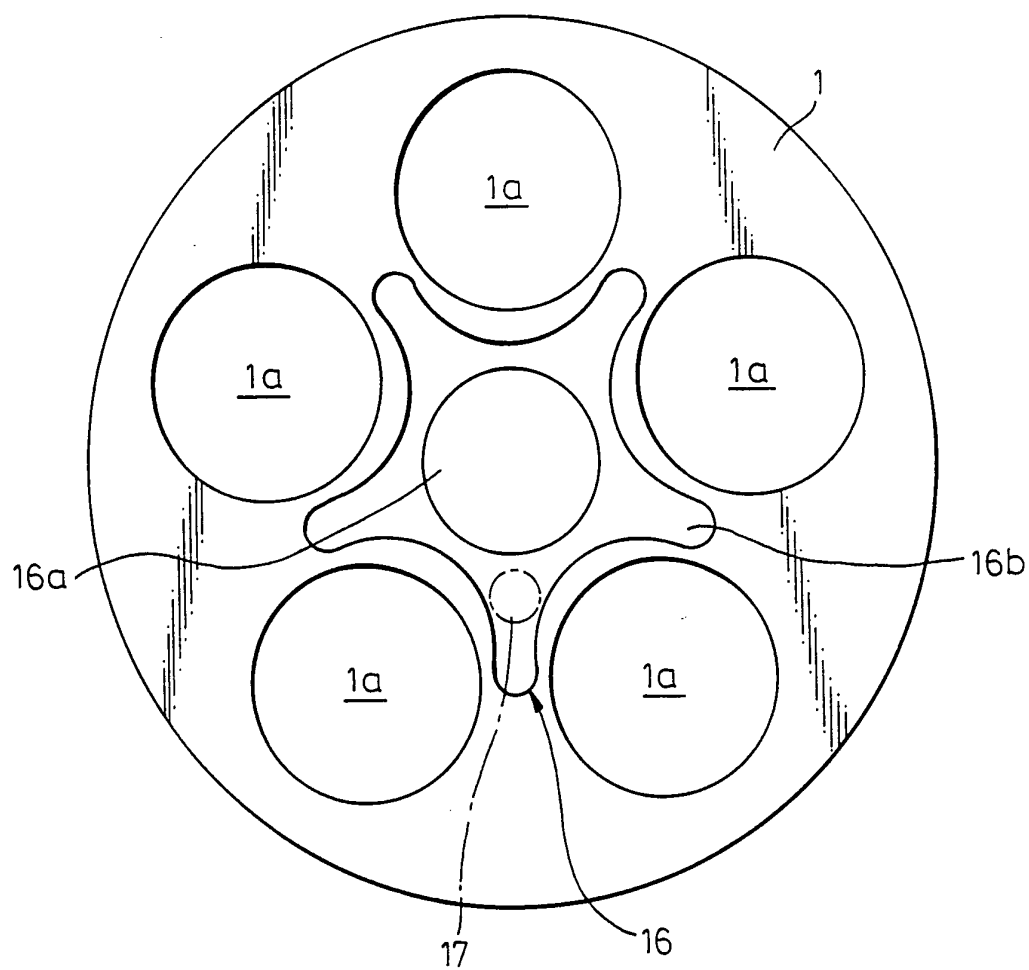


Fig. 3

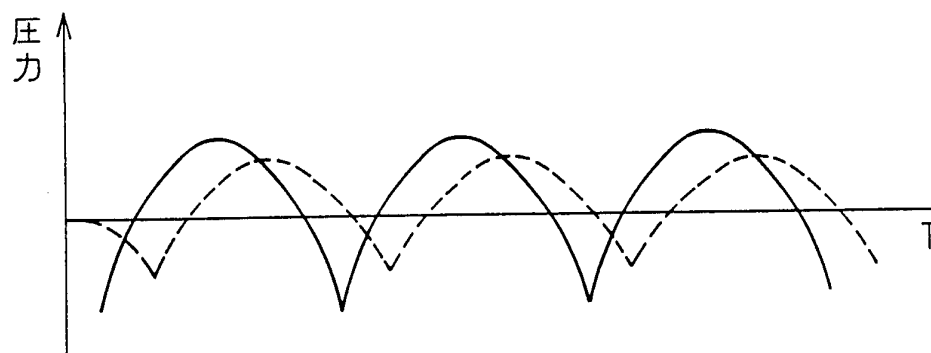


Fig. 4

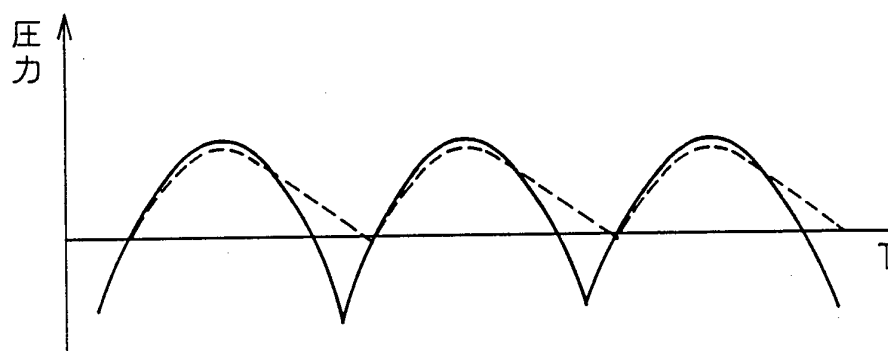


Fig. 5

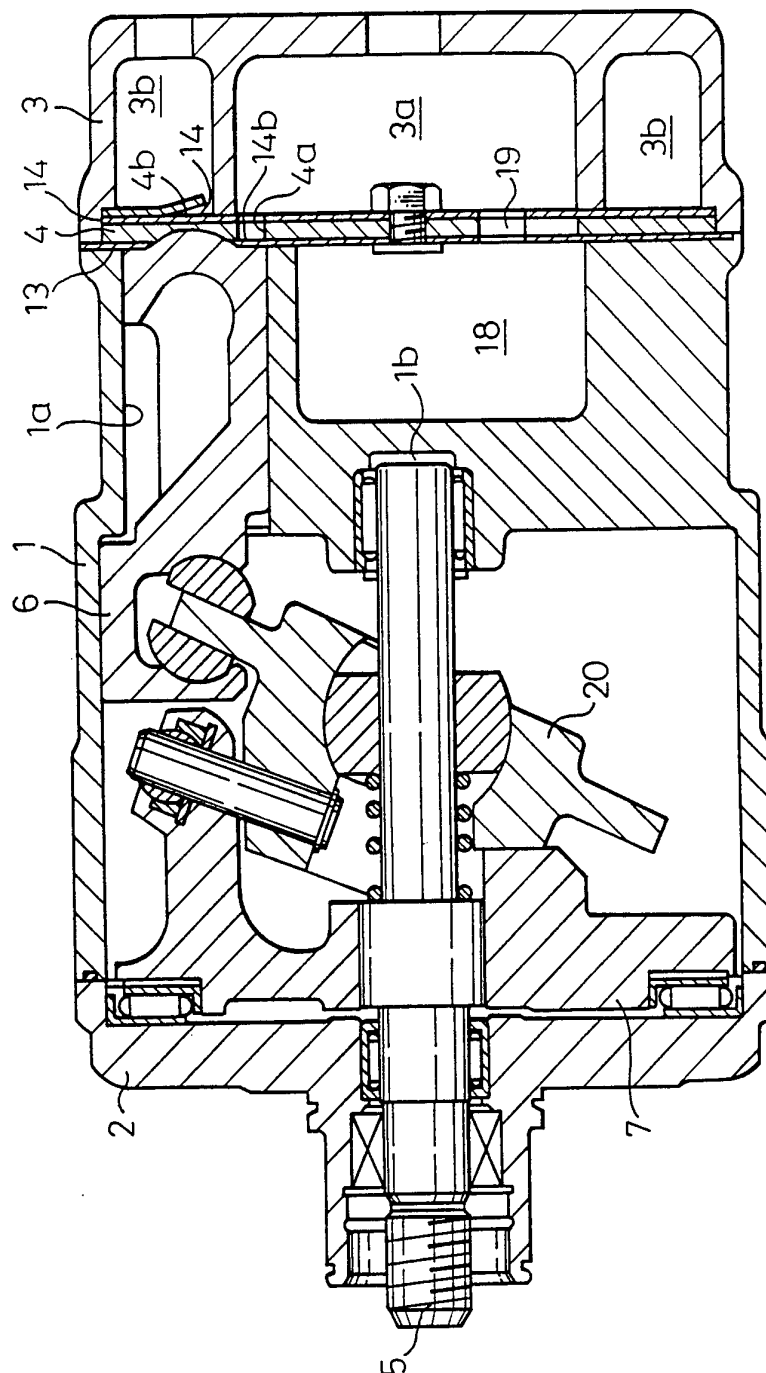


Fig. 6

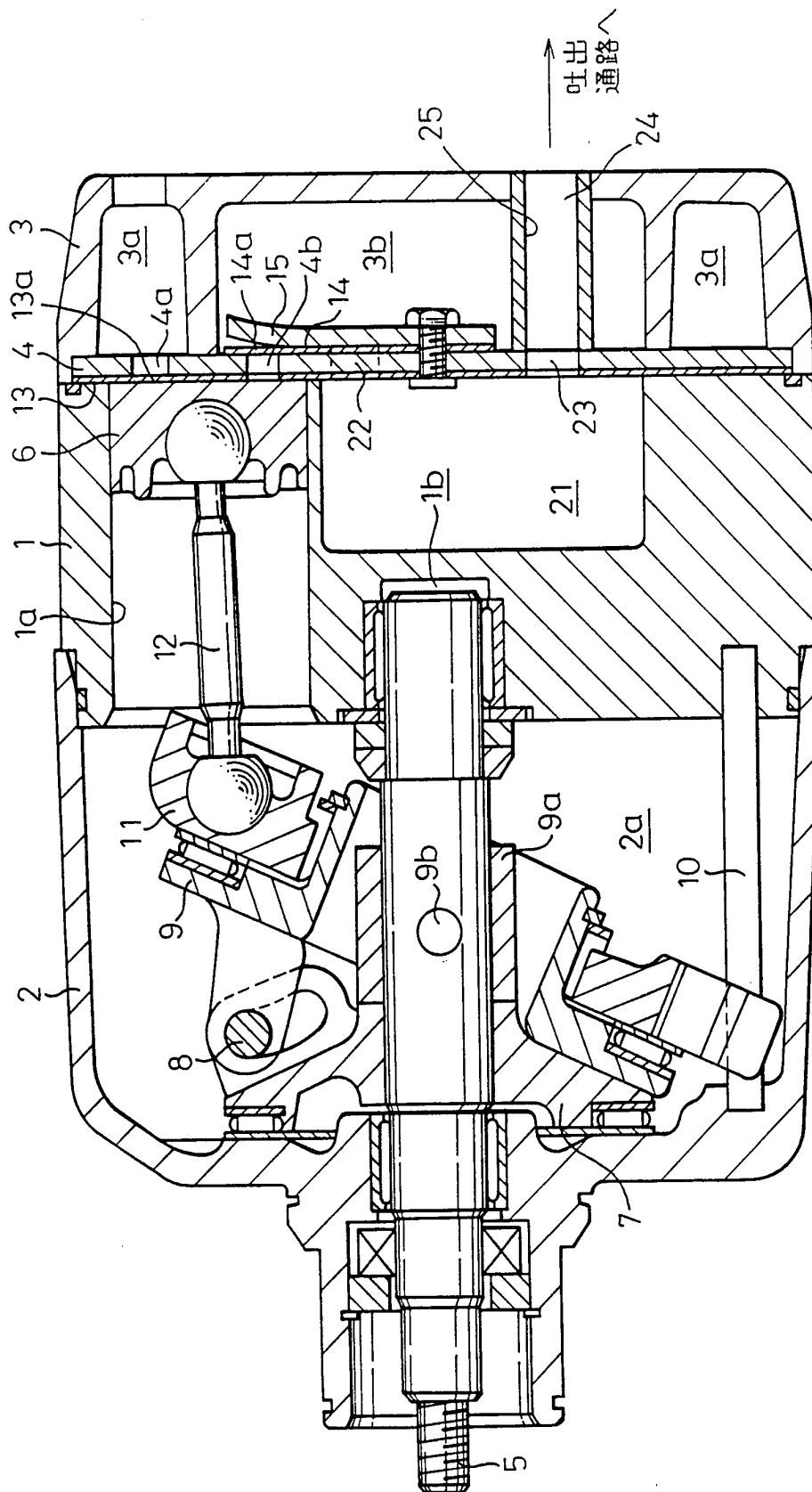


Fig. 7

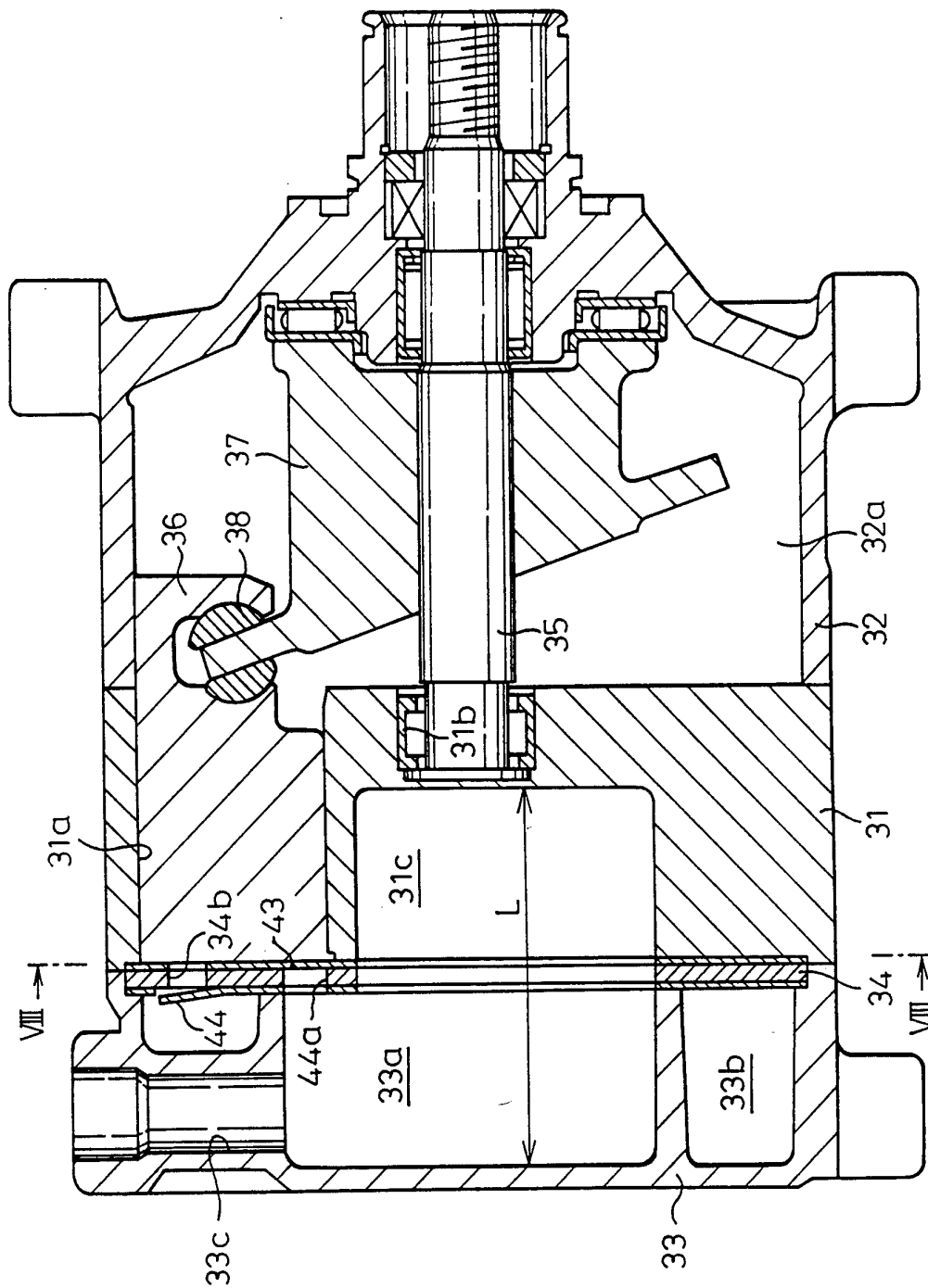


Fig. 8

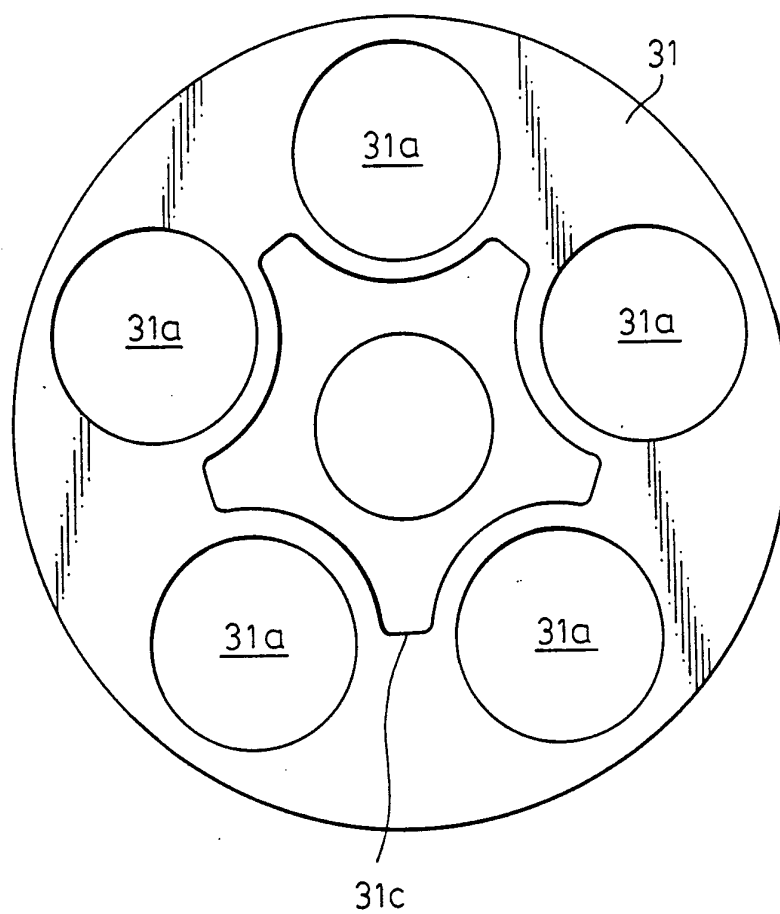


Fig.9

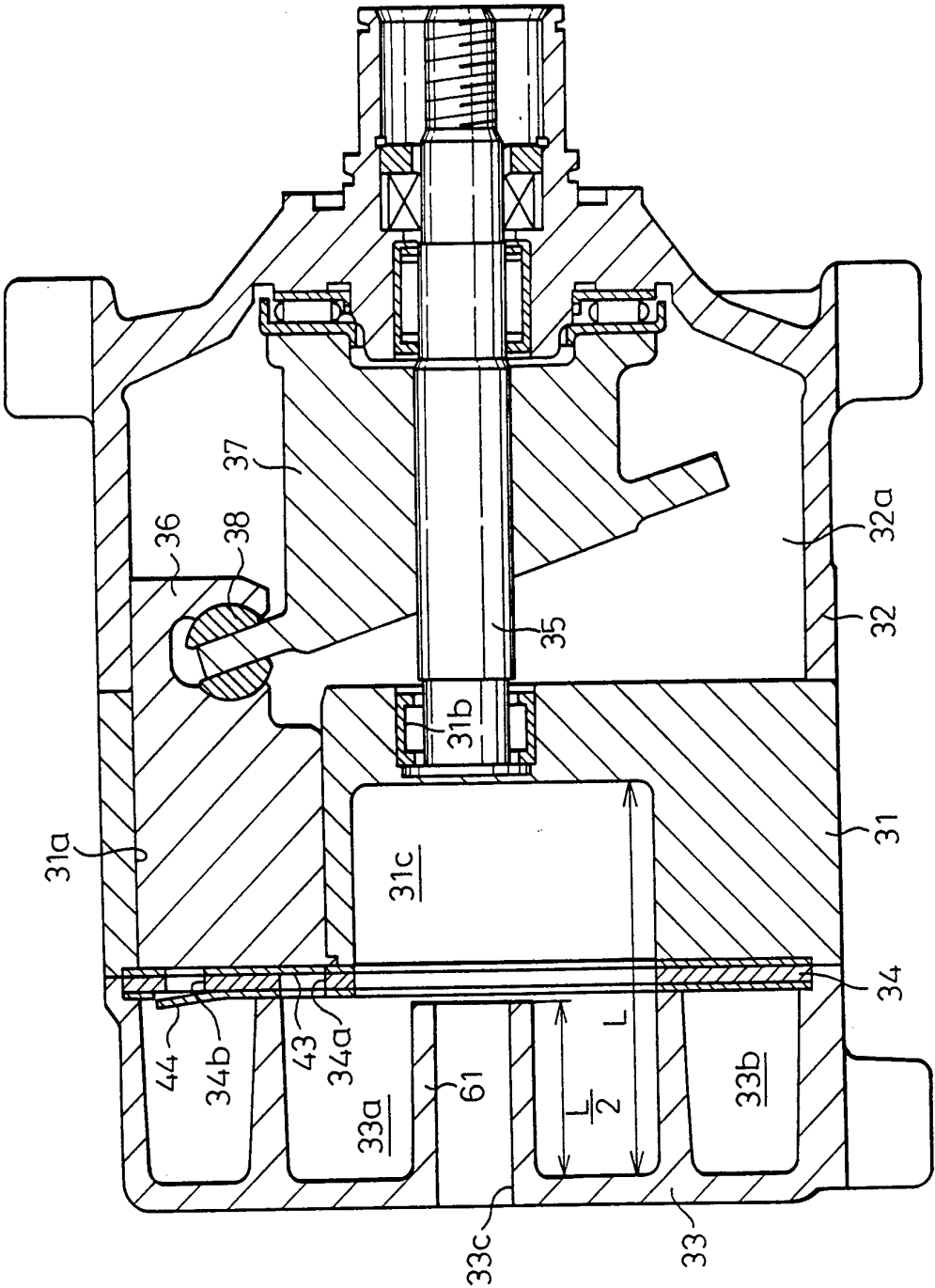


Fig.11

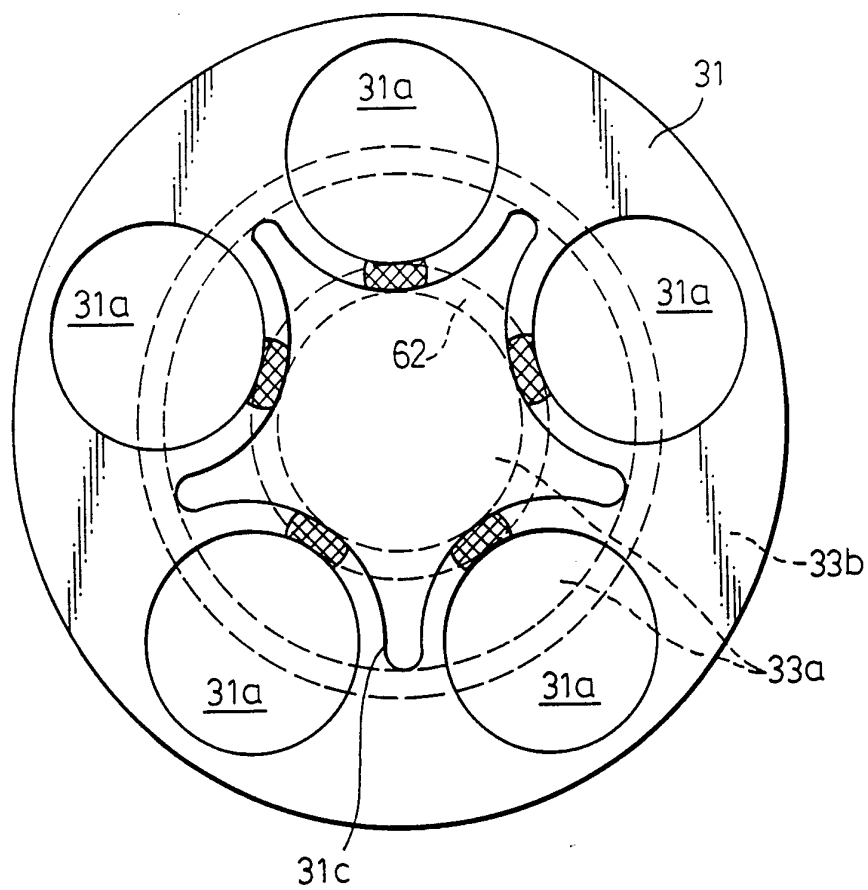


Fig.12

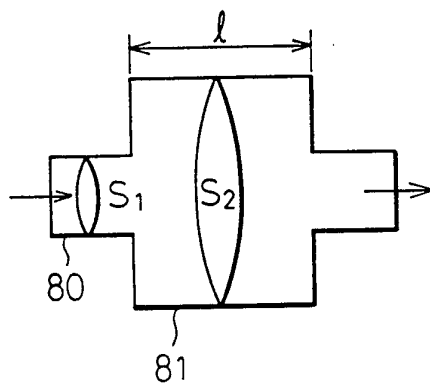


Fig.13

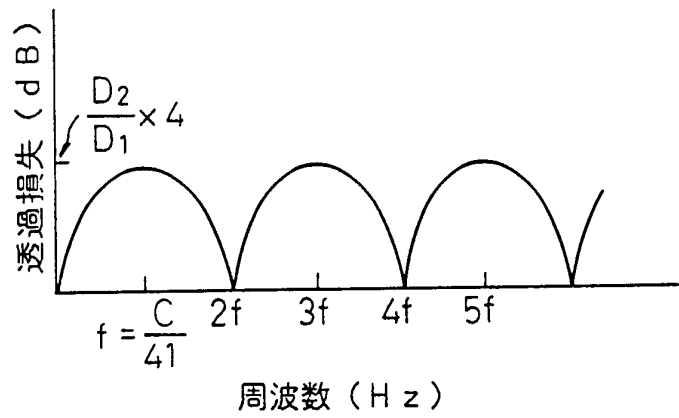
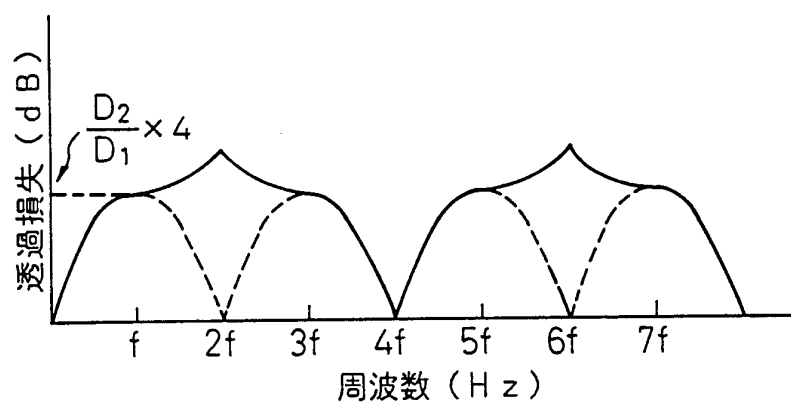


Fig.14



参照番号・事項の一覧表

- 1 … シリンダブロック
- 1 a … ボア
- 1 b … 中心軸孔
- 2 … ハウジング
- 2 a … クランク室
- 3 … シリンダヘッド
- 3 a … 吸入室
- 3 b … 吐出室
- 4 … 弁板
- 5 … 駆動軸
- 6 … ピストン
- 7 … 回転基体
- 8 … ピン
- 9 … 回転斜板
- 9 a … スリーブ
- 9 b … 枢軸
- 1 0 … 通しボルト
- 1 1 … 揺動板
- 1 2 … コンロッド
- 1 3 … 吸入弁体
- 1 3 a … リード弁
- 1 4 … 吐出弁体
- 1 4 a … リード弁
- 1 6 … 副吐出室
- 1 7 … 通孔
- 1 8 … 副吸入室

- 1 9 … 通孔
- 2 0 … 回転斜板
- 2 1 … 副吐出室
- 2 2 … 入口通孔
- 2 3 … 出口通孔
- 2 4 … 吐出通路
- 2 5 … 吐出口
- 3 1 … シリンダブロック
- 3 1 a … ボア
- 3 1 b … 中心軸孔
- 3 1 c … 副吸入室
- 3 2 a … クランク室
- 3 2 … ハウジング
- 3 3 a … 吸入室
- 3 3 b … 吐出室
- 3 3 c … 吸入通路
- 3 4 … 弁板
- 3 4 a … 通孔
- 3 4 b … 通孔
- 3 5 … 駆動軸
- 3 6 … ピストン
- 3 7 … 回転斜板
- 3 8 … シュー
- 4 1 … 隔壁部
- 6 1 … 筒状部

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP94/00816

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁵ F04B27/08

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. Cl⁵ F04B27/08

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

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1993

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1993

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.
Y	JP, U, 4-125680 (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), November 16, 1992 (16. 11. 92), Lines 5 to 11, page 6, Fig. 1, (Family: none)	1-11
Y	JP, U, 1-113164 (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), July 31, 1989 (31. 07. 89), Figs. 2 to 3, (Family: none)	1-11
Y	JP, B2, 58-7835 (Hitachi, Ltd.), February 12, 1983 (12. 02. 83), (Family: none)	1-11



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"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)

"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

"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

"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

"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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

June 7, 1994 (07. 06. 94)

Date of mailing of the international search report

June 28, 1994 (28. 06. 94)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Facsimile No.

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁵ F04B27/08

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. Cl⁵ F04B27/08

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 1926-1993年
日本国公開実用新案公報 1971-1993年

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
Y	JP, U, 4-125680 (株式会社 豊田自動織機製作所), 16. 11月. 1992 (16. 11. 92), 第6頁第5-11行, 第1図 (ファミリーなし)	1-11
Y	JP, U, 1-113164 (株式会社 豊田自動織機製作所), 31. 7月. 1989 (31. 07. 89), 第2-3図 (ファミリーなし)	1-11
Y	JP, B2, 58-7835 (株式会社 日立製作所), 12. 2月. 1983 (12. 02. 83) (ファミリーなし)	1-11

☐ 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」 先行文献ではあるが、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

07. 06. 94

国際調査報告の発送日

28.06.94

名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100

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)

石橋和夫

3 H 6 9 0 7

電話番号 03-3581-1101 内線

3316