

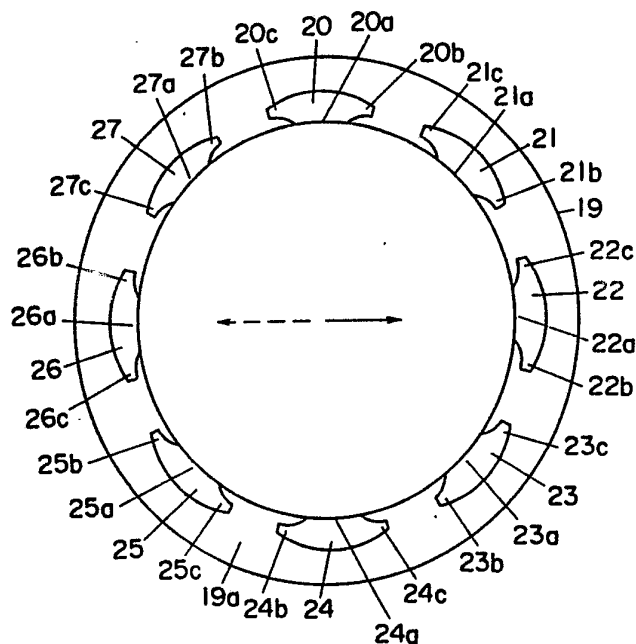


特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5 F04C 27/00, 29/00, 18/356	A1	(11) 国際公開番号 WO 92/21881 (43) 国際公開日 1992年12月10日 (10. 12. 1992)
(21) 国際出願番号 PCT/JP91/00725 (22) 国際出願日 1991年5月30日 (30. 05. 91) (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 松下冷機株式会社 (MATSUSHITA, REFRIGERATION COMPANY) [JP/JP] 〒577 大阪府東大阪市高井田本通3丁目2番地 Osaka, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 吉村多佳雄 (YOSHIMURA, Takao) [JP/JP] 〒247 神奈川県鎌倉市玉縄5丁目16番地16 Kanagawa, (JP) 森田一郎 (MORITA, Ichiro) [JP/JP] 〒251 神奈川県藤沢市鵠沼橋2丁目6番16-104号 Kanagawa, (JP) 小川原秀治 (OGAHARA, Hideharu) [JP/JP] 〒251 神奈川県藤沢市辻堂太平台2丁目8番1号 Kanagawa, (JP) (74) 代理人 弁理士 小鍛治明, 外 (KOKAJI, Akira et al.) 〒571 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内 Osaka, (JP) (81) 指定国 AT (欧州特許), BE (欧州特許), BR, CA, CH (欧州特許), DE (欧州特許), DK (欧州特許), ES (欧州特許), FR (欧州特許), GB (欧州特許), GR (欧州特許), IT (欧州特許), LU (欧州特許), NL (欧州特許), SE (欧州特許), US.		添付公開書類 国際調査報告書

(54) Title : ROTARY COMPRESSOR

(54) 発明の名称 回転式圧縮機



(57) Abstract

Grooves (20-27) in equal number are formed on the end surfaces (19a and 19b) of a roller (19), respectively, communicating portions (20a-27a) for establishing communication between the above-mentioned grooves and the inner periphery of the roller (19) are provided and sealing portions (20b, 20c, 20d, 20e and 20f-27b, 27c, 27d, 27e and 27f) each being decreased in a sectional area are formed. With this arrangement, the sectional areas are decreased relative to a direction of contamination of lubricant oil, so that a plurality of oil pressures can be obtained, thereby securing a constant clearance of the roller (19).

(57) 要約

ローラ 19 の端面 19 a, 19 b にそれぞれ溝 20 ~ 27 を同数設け、この溝をローラ 19 の内周側と連通する連通部 20 a ~ 27 a を設けるとともに、断面積が減少する封止部 20 b, 20 c, 20 d, 20 e, 20 f ~ 27 b, 27 c, 27 d, 27 e, 27 f を形成する。

このことにより、潤滑油の汚れ方向に対して断面積が減少するので、複数の油圧力を得ることができるので、ローラ 19 のクリアランスが一定に確保する。

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

AT	オーストリア	FI	フィンランド	MN	モンゴル
AU	オーストラリア	FR	フランス	MR	モーリタニア
BB	バルバドス	GA	ガボン	MW	マラウイ
BE	ベルギー	GN	ギニア	NL	オランダ
BF	ブルキナ・ファソ	GB	イギリス	NO	ノルウェー
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ	NZ	ニュージーランド
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	PL	ポーランド
BR	ブラジル	IE	アイルランド	PT	ポルトガル
CA	カナダ	IT	イタリア	RO	ルーマニア
CF	中央アフリカ共和国	JP	日本	RU	ロシア連邦
CG	コンゴ	KP	朝鮮民主主義人民共和国	SD	スーダン
CH	スイス	KR	大韓民国	SE	スウェーデン
CI	コート・ジボアール	LI	リヒテンシュタイン	SN	セネガル
CM	カメルーン	LK	スリランカ	SU	ソヴィエト連邦
CS	チェコスロバキア	LU	ルクセンブルグ	TD	チャード
DE	ドイツ	MC	モナコ	TG	トーゴ
DK	デンマーク	MG	マダガスカル	UA	ウクライナ
ES	スペイン	ML	マリ	US	米国

- 1 -

明 細 書

発 明 の 名 称

回 転 式 圧 縮 機

技 術 分 野

- 5 本発明は、冷蔵庫、冷凍庫の冷凍サイクルに使用され、体積効率が良好な圧縮機械部を備えた回転式圧縮機に関するものである。

背景技術

- 10 近年、冷凍サイクルに使用される圧縮機は圧縮方式をレシプタイプからロータリータイプ（回転式）へと変更して小形化を図ることが要求されてきた。

しかし、回転式方式においては、1回転中の自転方向が変化するローラの運動が安定せず、体積効率が悪いという問題があった。

- 15 以下第1図から第4図を参照しながら、従来の回転式圧縮機について説明する。

- 1は密閉ケーシング、2は電動機部であり、シャフト3を介してシリンダ4、ローラ5、ベーン6、主軸受7、副軸受8により構成される機械部本体9と連結している。シャフト3は主
20 軸3a、副軸3b、及び主軸3a、副軸3bの軸芯からEだけ偏心したクランク3cよりなる。また、シャフト3の中心には穴3eが形成されるとともにクランク3cには給油孔3f、給油溝3gが設けられている。10はベーン背面に設けられたスプリングである。11a、11bはシリンダ4内で、ローラ5、
25 ベーン6、主軸受7、副軸受8により構成される吸入室と圧縮

- 2 -

- ・ 室である。ローラ 5 の主軸受 7 , 副軸受 8 と対向するそれぞれの端面 5 a , 5 b の内周側には内周側から外周側に向うに伴い断面積が減少するテーパ 5 c , 5 d が設けられている。12 は、シャフト 3 と連結する給油機構である。13 は吸入管であり、
5 副軸受 8 , シリンダ 4 の吸入通路 14 を介して吸入室 11 a と連通している。15 は吐出孔であり吐出弁 16 を介して密閉ケーシング 1 内と連通している。17 は吐出管であり密閉ケーシング 1 内に開放している。18 は潤滑油である。

第 4 図の実線の矢印方向は、圧縮機運転中のある時点におけるローラ 5 の運動方向をまた破線の矢印方向は、ローラ 5 の運動によりローラの端面 5 a , 5 b を潤滑油 18 が流れる方向を示している。また、5 e はローラ 5 のテーパ 5 c , 5 d のうち、この破線の矢印方向に断面積を徐々に減少する部位であり、5 f は、断面積を徐々に増加する部位である。

- 15 次に回転式圧縮機の圧縮機構について説明する。冷却システム（図示せず）からの冷媒ガスは、吸入管 13 , 吸入孔 14 より導かれシリンダ 4 内の吸入室 11 a に至る。吸入室 11 a に至った冷媒ガスは、シャフト 3 のクランク 3 c に回転自在に収納されたローラ 5 とベーン 6 により仕切られた圧縮室 11 b で、
20 電動機部 2 の回転に伴うシャフト 3 の回転運動により漸次圧縮される。圧縮された冷媒ガスは、吐出孔 15 , 吐出弁 16 を介して密閉ケーシング 1 内に一旦吐出された後、吐出管 17 を介して冷却システムに吐出される。

また、冷媒の溶け込んだ密閉ケーシング 1 内の高圧の潤滑油
25 18 は、給油機構 12 によりシャフト 3 の穴 3 e に供給され、

- 3 -

主軸受 7 と副軸受 8 との摺動部に供給されるとともに、給油孔 3 f, 給油溝 3 g よりクランク 3 c とローラ 5 の内周側に供給され、ローラ端面 5 a, 5 b を潤滑した後、吸入室 11 a, 圧縮室 11 b に至り、その後吐出孔 15 より密閉ケーシング 1 内に吐出され、密閉ケーシング 1 の下部に戻る。

このとき、ローラ 5 は、シャフト 3 の回転に伴い、クランク 3 c のまわりを方向を考えながら自転し且つ、公転運動を行い、この結果ローラ 5 上の一点の軌跡は、らせん状となる。従って、ローラ 5 の移動方向は、シャフト 3 が回転する間に 360° 近く変化することになるが例えばローラ 5 のらせん運動の運動方向が、第 4 図の矢印で示す方向とすると、ローラ 5 の端面 5 a, 5 b にはテーパ 5 c, 5 d が設けられているためテーパ 5 c, 5 d の中で 5 e の近傍部に流入する潤滑油 18 のみが、内径側から外径側に向うに従い断面が先細となりくさび効果により油圧力を発生することになる。従って、テーパ 5 c と 5 d の近傍部の油圧力がバランスし、その結果ローラ 5 と主軸受 7, 副軸受 8 間のクリアランス δ_a と δ_b が $\delta_a = \delta_b$ となるようにローラ 5 が保持される。ところで、ローラ端面 5 a, 5 b を介して、クランク 3 c 側から吸入室 11 a, 圧縮室 11 b に流入する冷媒の溶け込んだ潤滑油の量は、クリアランスの 3 乗に比例する。従って、 $\delta_a + \delta_b = \text{一定}$ の場合、流入する量は $\delta_a = \delta_b$ のときに最小となり、その結果、テーパ 5 c, 5 d を設けることにより、体積効率が良好で効率の高い圧縮機が提供される。

例えば、実公昭 61-20317 号公報にて示される。

しかしながら、このような構造では、冷凍用の気筒容積の小

- 4 -

- ・ さい小型圧縮機のようにローラの（外径－内径）／2で示される肉厚が薄く、運転時の高圧圧力と低圧圧力の比（圧縮比）が高い圧縮機では、テーパを設けてローラの端面と主軸受及びローラと副軸受のクリアランスを等しくできても、実際には全周に亘って設けられたテーパ部のクリアランスはテーパ量だけ
5 広がりまた、テーパのない平坦面のシール距離が全周で短くなるため、吸入室や圧縮室への冷媒の溶け込んだ潤滑油の流入量が増加し結局テーパを設けても漏れ損失が減少せずまた、体積効率があまり向上しないとの課題があった。
- 10 また、テーパに侵入する潤滑油のくさび効果を利用しており、このくさび効果は、シャフトの回転運動に伴うローラのらせん状の運動のうち公転運動成分では発生するが、テーパが円周方向には断面積が変化しないためにローラのクランクのまわりを回る自転運動の成分に対しては、発生せずくさび効果が小さい。
15 また、くさび効果による油圧力の発生部位が、ローラの端面上の1箇所のみであり、大部分の部位には、発生せず、更に、テーパ部そのものが、円周方向に連通した形状となっているために、くさび効果により発生した圧力は円周方向に逃げる
こととなり、くさび効果による発生圧力は低い。この結果、く
20 さび効果によるローラの安定性は十分とは言えず、従って体積効率の向上効果が少ないとの課題があった。

発明の開示

そこで本発明の第1の目的は、ローラの運動を安定させて圧縮機構部の体積効率の向上を図ることにある。

- 25 第2の目的は、吸入室や圧縮室への冷媒の溶け込んだ潤滑油

- 5 -

- ・ の流入量を最小に抑えることにある。
 - ・ 具体的には、主軸受及び副軸受と対向するローラの端面に、ローラの内周側との連通部及び略円周方向に伸び前記連通部より離れるに伴い断面積が大きくなる複数の封止部よりなる溝を
- 5 形成するものである。

また、ローラと対向する主軸受及び副軸受にローラの内周側と連通しローラの端面とシャフトの一回転中に少なくとも一度は対向する複数の溝を形成したものである。

図面の簡単な説明

- 10 第1図は従来の回転式圧縮機の縦断面図、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ'線における矢視図、第3図は第1図の機械部の拡大断面図、第4図は第1図のローラを示す正面図、第5図は本発明の第1の実施例を示す回転式圧縮機のローラの正面図、第6図は第5図の機械部の拡大断面図、第7図は本発明の第2の実施
- 15 例を示す回転式圧縮機のローラの正面図、第8図は同第7図の機械部の拡大断面図、第9図は本発明の第3の実施例を示す回転式圧縮機のローラの正面図、第10図は同第9図の機械部の拡大断面図、第11図は本発明の第4の実施例を示す回転式圧縮機の主軸受の正面図、第12図は同第11図の機械部の拡大
- 20 断面図、第13図、第14図は同第11図の機械部の動作状態を示す断面図である。

発明を実施するための最良の形態

- 以下本発明の実施例の回転式圧縮機について図面を参照しながら説明するが、第1図から第4図の従来例と同一構成について同一番号を符してその詳細な説明を省略する。
- 25

- 6 -

第 5 図、第 6 図は本発明の第 1 の実施例を示す。

19 はローラであり、従来と同様にシャフト 3 のクランク 3 c に回転自在に保持されている。ローラ 19 の端面 19 a, 19 b には、それぞれ、溝 20 ~ 24 ~ 27 が同数だけ設けられている。溝 20 ~ 27 はローラ 19 の内周側との連通部 20 a ~ 27 a 及び円周方向に沿って連通部 20 a ~ 27 a より伸び且つ連通部 20 a ~ 27 a より離れるに伴い断面積を減少する封止部 20 b ~ 27 b 及び 20 c ~ 27 c により形成されている。

かかる構成において、吸入管 13 より吸入された冷媒ガスは、従来と同様に圧縮され吐出管 17 より冷却システムに吐出される。

また、冷媒の溶け込んだ密閉ケーシング 1 内の高圧の潤滑油 18 も従来と同様に機械部本体 9 を潤滑するが、ローラ 19 の内周側に流入した潤滑油 18 は、ローラ 19 a, 19 b を潤滑した後、従来と同様に密閉ケーシングの下部に戻る。

ローラ 19 は、従来と同様にシャフト 3 の回転に伴い、公転運動と自転運動を行い、この結果ローラ 19 はらせん運動を行う。このらせん運動のある瞬間の運動の方向を従来と同様に実線の矢印方向とし、またローラ 19 の運動により潤滑油 18 が流れる方向を破線の矢印方向とする。

このとき、ローラ 19 の端面 19 a 上の溝 20 ~ 27 では、封止部 20 b ~ 27 b, 20 c ~ 27 c のうち封止部 20 c, 21 c, 23 b, 24 b, 25 b, 26 b, 26 c, 27 c が、破線の矢印方向で示す潤滑油 18 の流れ方向に対して、断面積を減少することとなり、連通部 20 a ~ 27 a より流入す

- 7 -

- ・ る潤滑油 18 により油圧力を発生する。

即ち、溝 20 ~ 27 のうち、溝 22 以外の溝では、封止部 20 b ~ 27 b, 20 c ~ 27 c のどちらか一方または両方で油圧力が発生し、油圧力の発生位置が、従来の一箇所だけと異なり、

- 5 ローラ端面 19 a 上に分散される。また、端面 19 b 上の溝 20 ~ 27 においても、端面 19 a 上の溝 20 ~ 27 と同様に溝 22 と対称位置溝 22 以外の溝で、封止部 20 b ~ 27 b, 20 c ~ 27 c のどちらか一方または両方で油圧が発生し、且つ油圧の発生位置は、端面 19 a と 19 b で対称位置となる。

- 10 更に、ローラ 19 のら旋運動を形成する自転成分においては、略円周方向に断面積を減少する封止部 20 b ~ 27 b, 20 c ~ 27 c を形成しているために、どちらの自転方向に対してもくさび効果による油圧力を発生する。また油圧力は、封止部 20 b ~ 27 b, 20 c ~ 27 c の近傍で発生するので油圧力の逃げ場
15 がなく、油圧力は高く保持される。従って、ローラ 19 の端面 19 a, 19 b には常に同じ大きさの油圧力が分散した位置に発生しバランスすることになる。また、この油圧力は、自転成分により発生する油圧力分と、油圧力が逃げず高く保持される分だけ従来より高い油圧力となるため、ローラ 19 は、一回転
20 中従来以上に確実にクリアランス $\delta_a = \delta_b$ の位置に保持され、体積効率が向上する。

- 更に、溝 20 ~ 27 は、全周に亘って設けられておらず、シール距離がテーパを設ける場合より長くなり、このために、圧縮室や吸入室へ流入する潤滑油の量が減少し小型の圧縮機等
25 で、ローラ肉厚の薄い場合でも体積効率が向上する。

- 8 -

次に第 7 図、第 8 図を参照に本発明の第 2 の実施例を説明する。なお第 1 の実施例と異なる点のみ説明する。

ローラ 19 の端面 19 a, 19 b には、それぞれ、溝 28 ~ 32 ~ 35 が同数だけ設けられている。溝 28 ~ 35 はローラ 19 の内周側との連通部 28 a ~ 35 a 及び連通部 28 a ~ 35 a より略放射状に伸び且つ連通部 28 a ~ 35 a より離れるに伴い断面積を減少する封止部 28 b ~ 35 b 及び 28 c ~ 35 c, 28 d ~ 35 d, 28 e ~ 35 e, 28 f ~ 35 f により形成されている。

かかる構成において、吸入管 13 より吸入された冷媒ガスは、従来と同様に圧縮され吐出管 17 より冷却システムに吐出される。

また、冷媒の溶け込んだ密閉ケーシング 1 内の高圧の潤滑油 18 も従来と同様に機械部本体 9 を潤滑するが、ローラ 19 の内周側に流入した潤滑油 18 は、ローラの端面 19 a, 19 b を潤滑した後従来と同様に密閉ケーシングの下部に戻る。

ローラ 19 は、従来と同様にシャフト 3 の回転に伴い、公転運動と自転運動を行い、この結果ローラ 19 はら旋運動を行う。このら旋運動のある瞬間の運動の方向を従来と同様に実線の矢印方向とし、またローラ 19 の運動により潤滑油 18 が流れる方向を破線の矢印方向とする。

このとき、ローラ 19 の端面 19 a 上の溝 28 ~ 35 では、封止部 28 b ~ 35 b, 28 c ~ 35 c, 28 d ~ 35 d, 28 e ~ 35 e, 28 f ~ 35 f のうち破線の矢印方向で示す潤滑油 18 の流れ方向に対して、断面積を減少する箇所が連通部 28 a ~

- 9 -

- ・ 35 a より流入する潤滑油 18 により油圧力を発生する。例えば、溝 28 では封止部 28 e, 28 f が油圧力を発生し、また、溝 32 では封止部 32 c, 32 d で油圧力が発生することとなる。即ち全ての溝 28 ~ 35 についてそれぞれ 2 箇所の封止部で油圧力が発生することになり、油圧力の発生位置が、従来の 1 箇所だけと異なり、ローラ端面 19 a 上に分散される。また、端面 19 b 側においても同様の働きがなされ油圧の発生位置は端面 19 a と 19 b で対称位置となり、端面 19 a と 19 b で発生する油圧力はバランスする。
- 10 特に、ローラ 19 のら旋運動を形成する自転成分においても、略円周方向に断面積を減少する封止部 28 c ~ 35 c, 28 d ~ 35 d, 28 e ~ 35 e, 28 f ~ 35 f を形成しているために、どちらの自転方向に対してもくさび効果による油圧力を発生する。また油圧力は、封止部 28 b ~ 35 b, 28 c ~ 35 c, 15 28 d ~ 35 d, 28 e ~ 35 e, 28 f ~ 35 f の近傍で発生するので油圧力の逃げ場がなく、油圧力は高く保持される。従って、ローラ 19 の端面 19 a, 19 b には常に同じ大きさの油圧力が分散した位置に発生しバランスすることになる。また、この油圧力は、発生箇所の増加、自転成分により発生する 20 油圧力の増加、及び油圧力が逃げず高く保持される分だけ従来より高い油圧力となるため、ローラ 19 は、一回転中従来以上に確実にクリアランス $\delta_a = \delta_b$ の位置に保持され、体積効率が向上し漏れ損失が減少する。

- 更に、溝 28 ~ 35 は、全周に亘って設けられておらず、
25 シール距離がテーパを設ける場合より長くなり、このために、

- 10 -

- ・ 圧縮室や吸入室へ流入する潤滑油の量が減少し小型の圧縮機等で、ローラ肉厚の薄い場合でも体積効率が向上する。

次に第 3 の実施例を第 9 図、第 10 図を参照に説明する。

- ローラ 36 の端面 36 a, 36 b には、溝 37 ~ 44 が設け
5 られている。溝 37 ~ 44 には、ローラ 36 の内周壁と溝 37 ~
44 を通過する連通部 37 a ~ 44 a が形成され、また封止部
37 b ~ 44 b, 37 c ~ 44 c, 37 d ~ 44 d, 37 e ~
44 e, 37 f ~ 44 f が連通部 37 a ~ 44 a の溝 37 ~ 44
10 への開孔部より放射状に形成されている。本実施例の場合も、
封止部 37 b ~ 44 f でら旋運動により油圧を発生するが、連
通部 37 a ~ 44 a が、溝 37 ~ 44 の中央部に開孔してお
り、全ての封止部 37 b ~ 44 f で連通部 37 a ~ 44 a との
距離が一定であるために同じ条件で油圧が発生し、第 2 の実施
例以上に高い油圧力を得ることができた、潤滑油の供給がス
15 ムーズに行なわれる。

次に第 11 図から第 14 図を参照して本発明の第 4 の実施例
を説明する。

- 45 は主軸受、46 は副軸受であり、従来と同様にその内部
をシャフト 3 が回転摺動する。47 はローラであり、シャフト 3
20 のクランク 3 c に回転自在に保持されている。主軸受 45, 副
軸受 46 には、それぞれ溝 48 ~ 52 ~ 55 が同枚だけ設けら
れている。溝 48 ~ 55 は、溝の中央より円周方向並びに半径
方向に断面積を減少する形状に形成されている。

- なお、第 11 図中で、二点鎖線で示すのは、シリンダ 4 の内
25 周面、ベーン 6, ローラ 47 であり、ある回転位置での溝 48 ~

- ・ 55とローラ47の位置関係を示すものである。

また、第13図、第14図も、溝48～55とローラ47の位置関係を示すものであるが、実際は溝48～55は隠れ線にて表示すべきであるが図を判りやすくするために実線での表示とした。

かかる構成において、吸入管13より吸入された冷媒ガスは、従来と同様に圧縮され吐出管17より冷却システムに吐出される。

また、冷媒の溶け込んだ密閉ケーシング1内の高圧の潤滑油18も従来と同様に機械部本体9を潤滑するが、ローラ47の内周側に流入した潤滑油18は、ローラ47の両端面を潤滑した後、従来と同様に密閉ケーシングの下部に戻る。

ローラ47は従来と同様にシャフト3の回転に伴い、公転運動と自転運動を行う。このら旋運動のある回転角度の運動の方向を第13図に示す如く従来と同様に実線の矢印とする。

このとき、主軸受45の溝48～55のうち、ローラ47の端面により、溝50、51、52、53が封止されている状態にある。また副軸受46の溝48～55も同様に封止されている状態にある。溝48～55は、半径方向と円周方向に溝の中央より断面積を減少する形状であり、封止状態にする溝50～53内を潤滑油が実線方向に移動すると、それぞれの溝50～53内に油圧力が発生する。また、溝50～53で油圧力の発生位置は、対称位置となる。即ち、油圧力の発生位置が本実施例ではローラ47の両端面でそれぞれ4箇所となり、またその油圧力は両端面でバランスすることになる。

- 12 -

更にローラ 47 のら旋運動を形成する自転成分においては、円周方向に断面積を減少するように溝 48 ~ 55 が形成されており、どちらの自転方向に対してもくさび効果により封止されている溝 50 ~ 53 で発生する。また、溝 48 ~ 55 はそれぞれ独立しており、封止された溝 50 ~ 53 で発生した油圧力の逃げ場がなく、油圧力は高く保持される。

また、第 14 図に示す如く、シャフト 3 が別の回転角度位置にくると、ローラ 47 の端面にて封止される溝は 48, 49, 50, 51 と変化し、それぞれに油圧力が発生する。従って、どんなシャフト 3 の回転角度位置においても、溝 48 ~ 55 のうちで封止される溝が形成される。

従って、ローラ 47 の端面には、常に同じ大きさの油圧力が分散した位置に発生しバランスすることになる。また、この油圧力は、自転成分により発生する油圧力分と、油圧力が逃げず高く保持される分だけ従来より高い油圧力となるため、ローラ 47 は、一回転中従来以上に確実にクリアランス $\delta_a = \delta_b$ の位置に保持され、体積効率が向上し、漏れによる動力損失が低減する。

更に、溝 48 ~ 55 と、ローラ 47 は、常に一部だけが対向することになり、シール距離がテーパを設ける場合より長くなり、このために、圧縮室へ流入する潤滑油の通が減少し、小型の圧縮機等で、ローラ肉厚の薄い場合でも体積効率が向上する。

産業上の利用可能性

以上詳述したように、ローラと主軸受、副軸受の接触面に潤

- 13 -

- ・ 滑油の封止部とローラの内周面と連通する連通部を形成することにより、常に同じ大きさの油圧力が分散した位置で発生しバランスするものである。従って、冷蔵庫、冷凍庫等の冷凍サイクルに用いると、ローラの運動が安定して、体積効率が向上して冷凍サイクルの性能を向上するものである。

10

15

20

25

請求の範囲

1. シリンダと、前記シリンダの端面に固定された主軸及び副軸受と、前記主軸受及び副軸受内を回転摺動し且つクラ
5 ンクを有するシャフトと、前記シャフトのクランクに回転自在に収納されたローラと、前記ローラに当接し且つ前記シリンダに設けられた溝内を往復摺動するベーンと、前記ローラの前記主軸受及び副軸受と対向する端面のそれぞれに、前記ローラの内周側と連通する連通部と、この連通部につながり連通部より離れるに伴い断面積を減少する複数の封止部より形成される溝を備えた回転式圧縮機。
10
2. 封止部が略円周方向に伸び、連通部より離れるに伴い断面積を減少してなる請求の範囲第1項記載の回転式圧縮機。
3. 封止部が略放射方向に伸び、連通部より離れるに伴い断
15 面積を減少してなる請求の範囲第1項記載の回転式圧縮機。
4. シリンダと、前記シリンダの端面に固定された主軸受及び副軸受と、前記主軸受及び副軸受内を回転摺動し且つクラ
20 ンクを有するシャフトと、前記シャフトのクランクに自在に収納されたローラと、前記ローラに当接し且つ前記シリンダに設けられた溝内を往復摺動するベーンと、前記主軸受と前記副軸受の端面に、半径方向と円周方向に断面積を減少し且つ前記ローラの端面と前記シャフト一回転中に少なくとも一度は対向する独立した複数の溝を備えた
25 回転式圧縮機。

— 1/12 —

FIG. 1

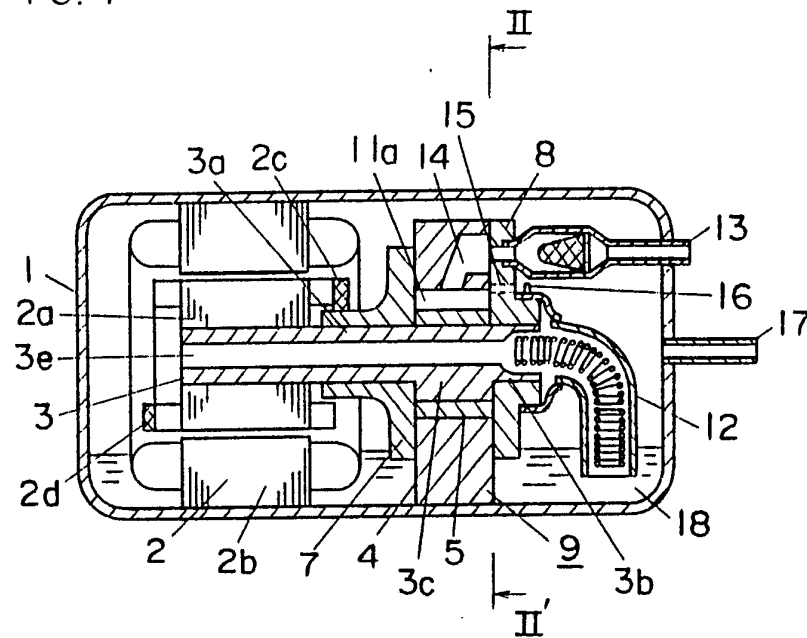
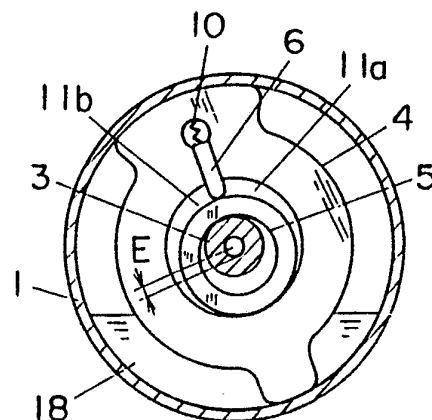


FIG. 2



— 2/12 —

FIG. 3

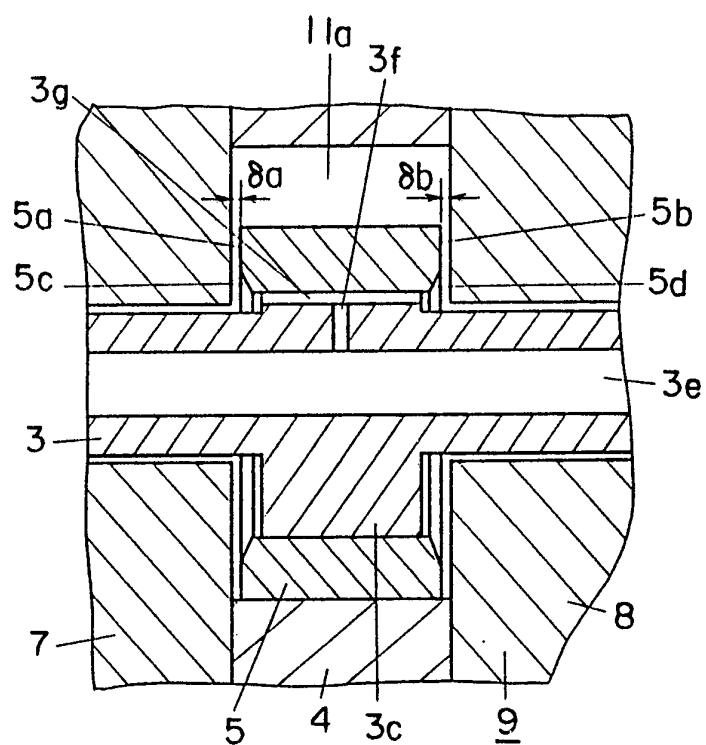
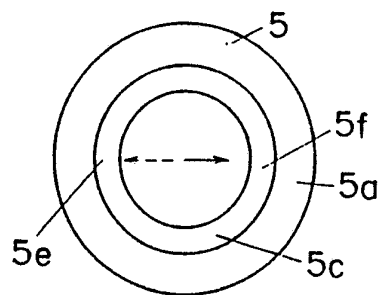
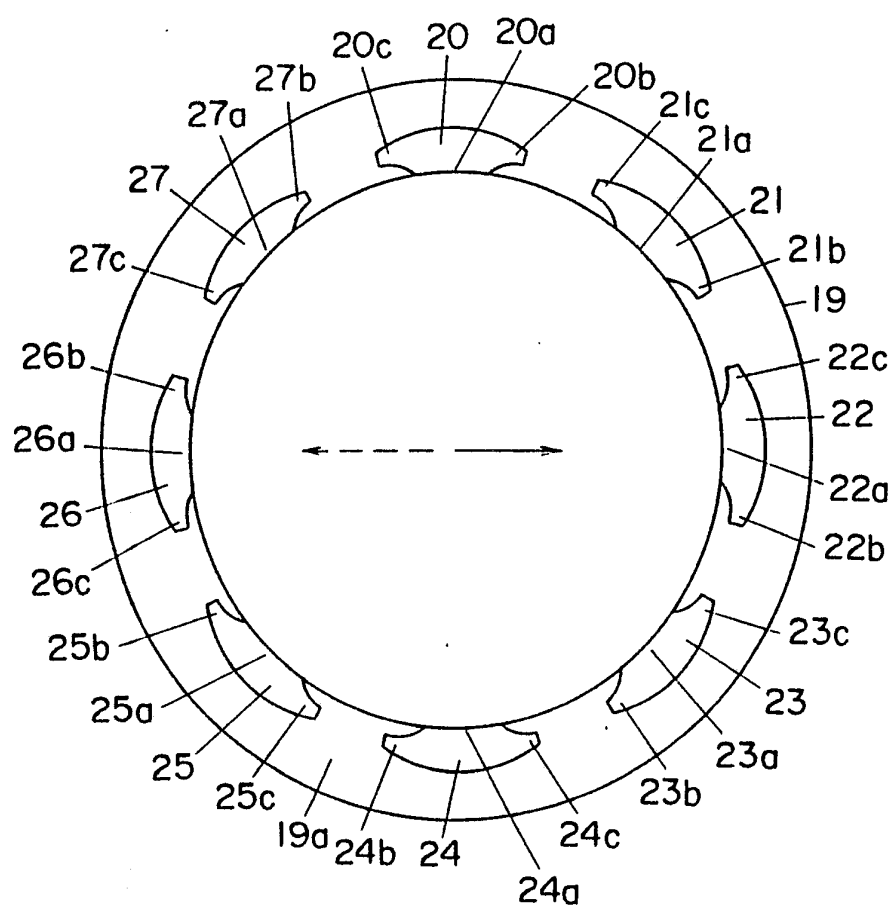


FIG. 4



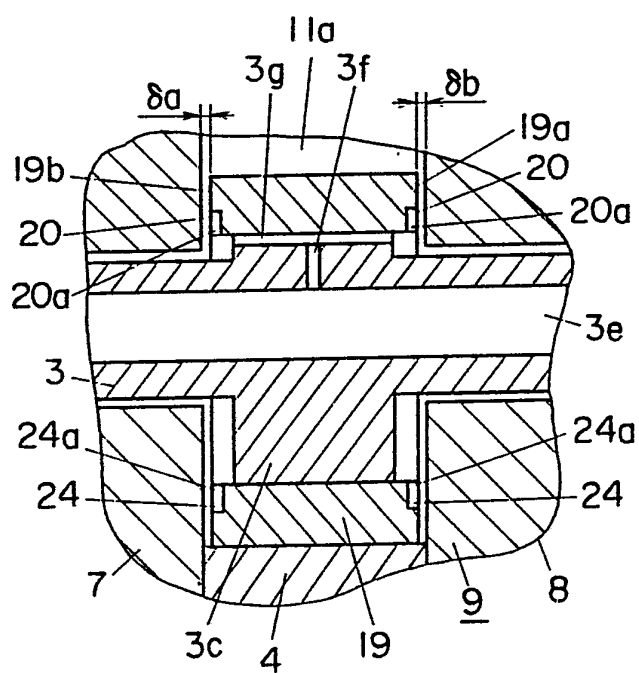
— 3/12 —

FIG. 5



— 4/12 —

FIG. 6



— 5/12 —

FIG. 7

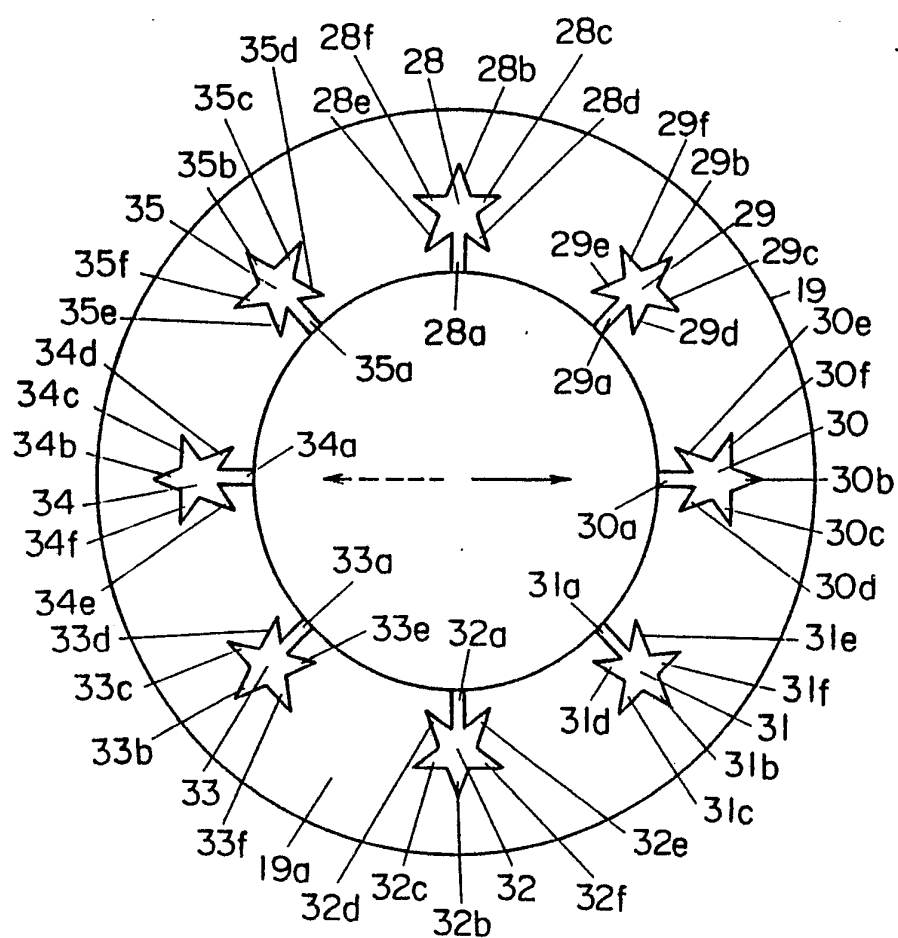


FIG. 8

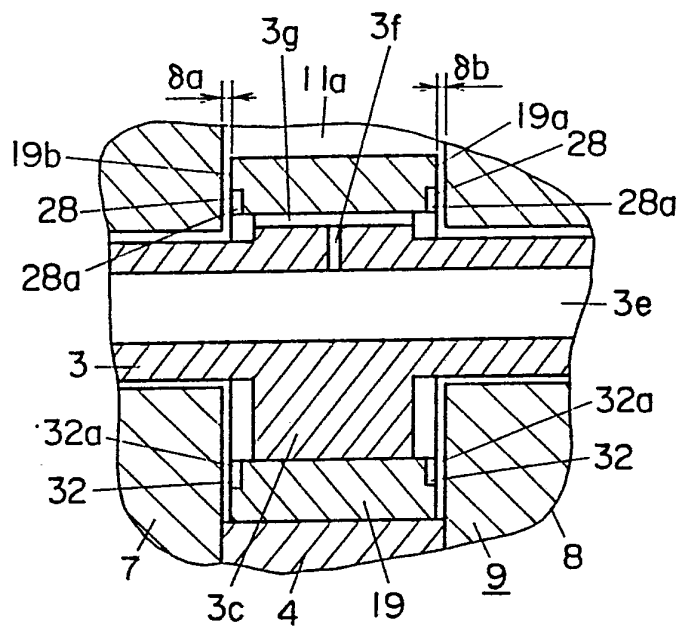
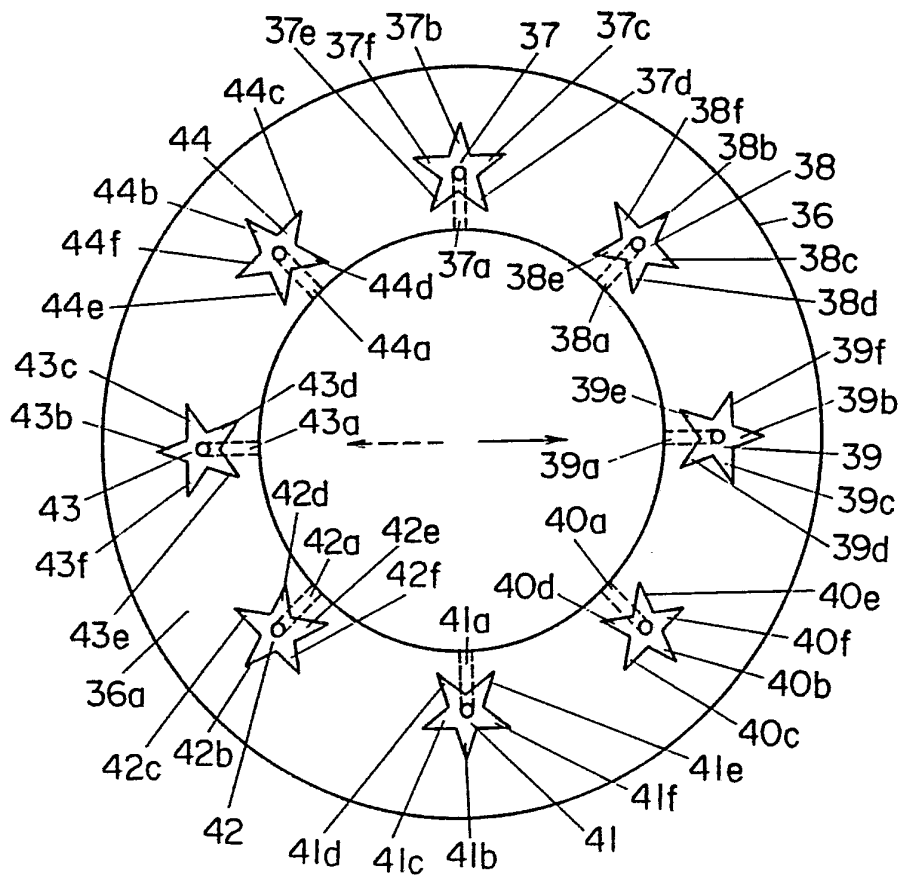
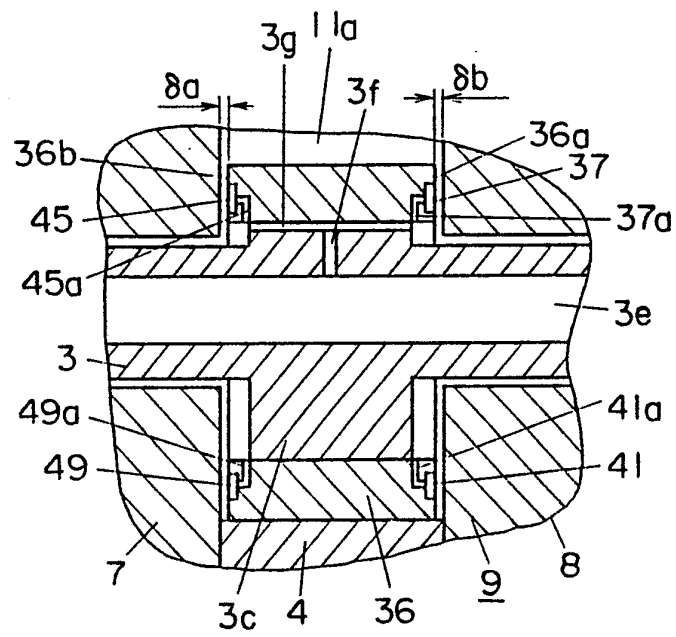


FIG. 9



— 7/12 —

FIG. 10



— 8/12 —

FIG. II

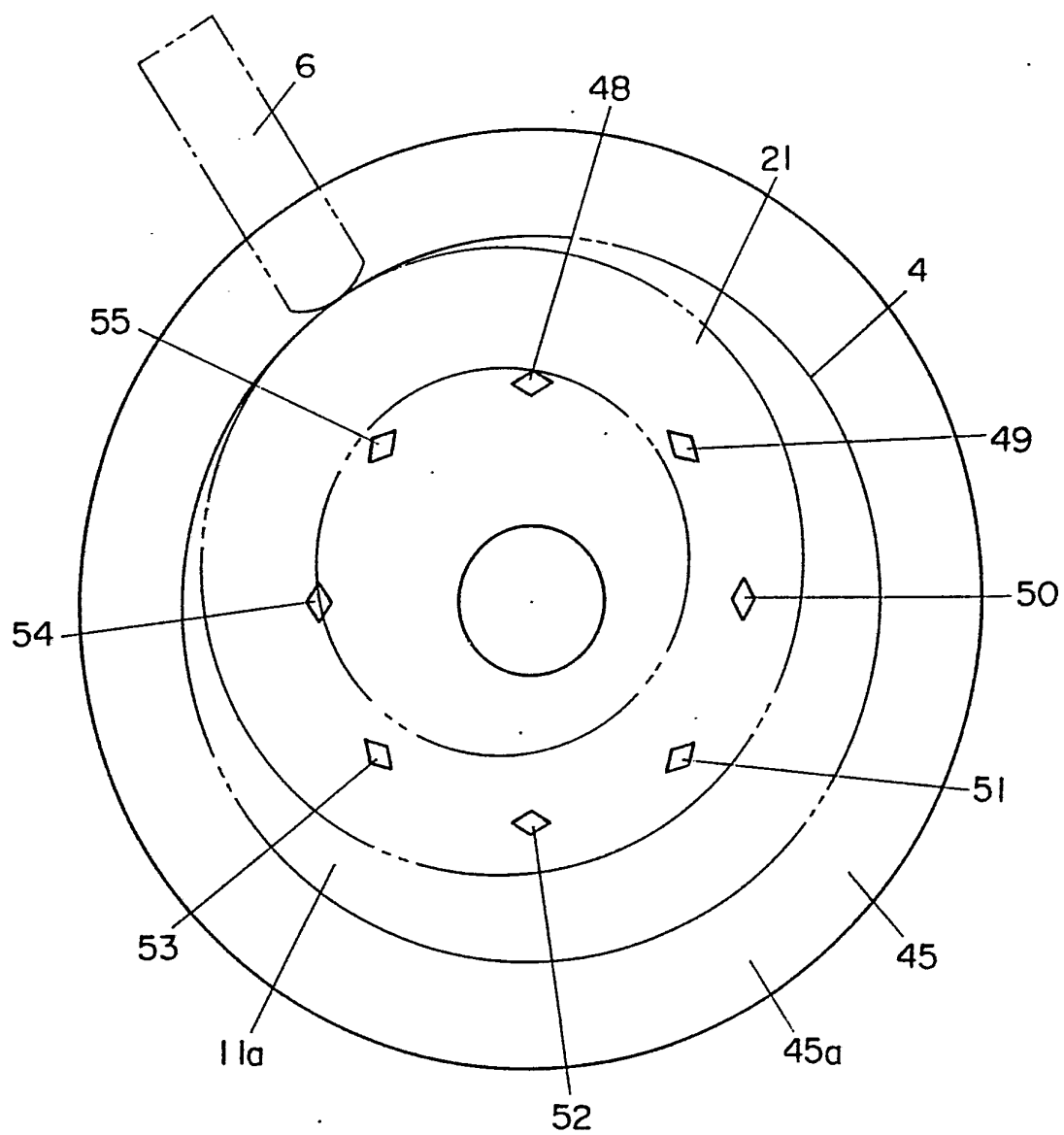
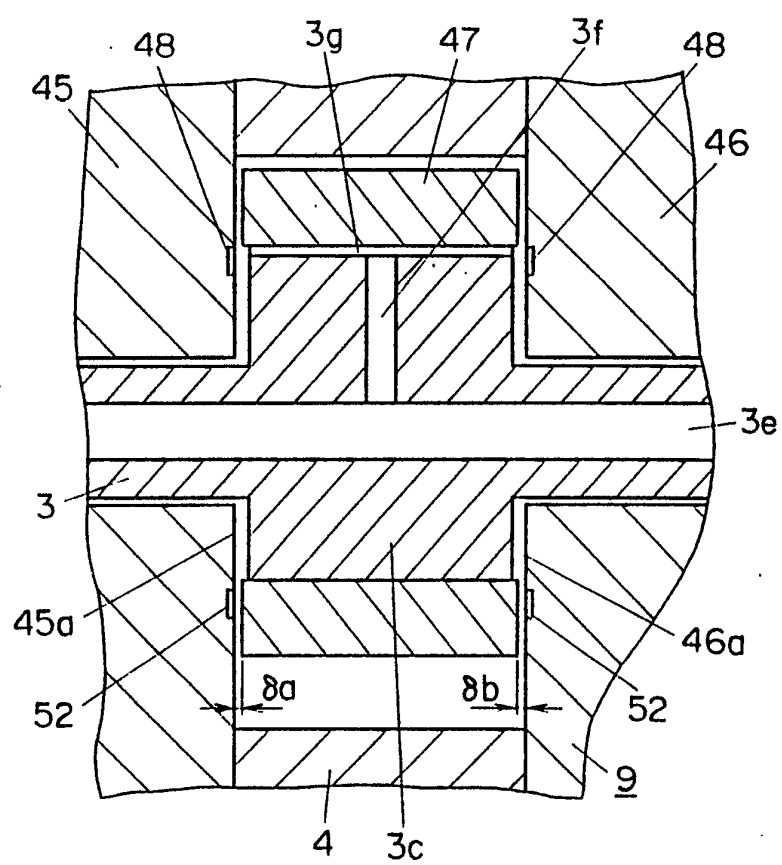


FIG. 12



$-\frac{10}{12}-$

FIG. 13

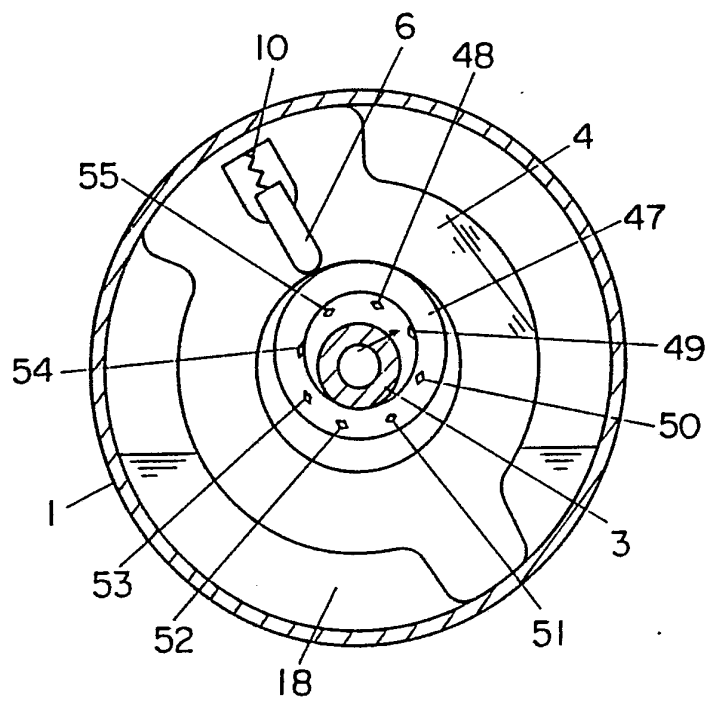
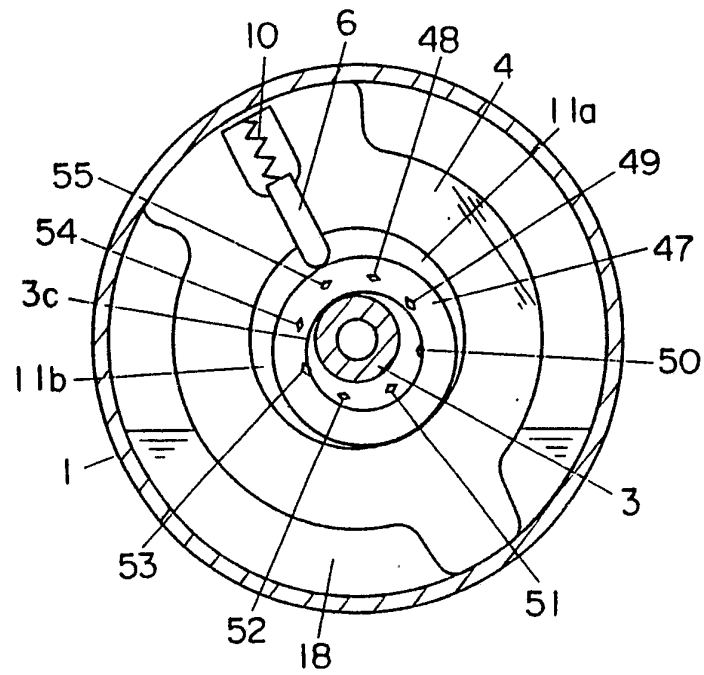


FIG. 14



- 12/12 -

図面の参照番号の一覧表

	3 ... シャフト
	3 c ... クランク
	4 ... シリンダ
5	6 ... ベーン
	1 3 ... 吸入管
	1 7 ... 吐出管
	1 8 ... 潤滑油
	1 9, 3 6, 4 7 ... ローラ
10	2 0 ~ 2 7, 2 8 ~ 3 5, 3 7 ~ 4 4, 4 8 ~ 5 5 ... 溝
	2 0 a ~ 2 7 a, 2 8 a ~ 3 5 a, 3 7 a ~ 4 4 a ... 連通部
	2 0 b, 2 0 c, 2 0 d, 2 0 e, 2 0 f ~ 2 7 b, 2 7 c,
	2 7 d, 2 7 e, 2 7 f ... 封止部
	2 8 b, 2 8 c, 2 8 d, 2 8 e, 2 8 f ~ 3 5 b, 3 5 c,
15	3 5 d, 3 5 e, 3 5 f ... 封止部
	3 7 b, 3 7 c, 3 7 d, 3 7 e, 3 7 f ~ 4 4 b, 4 4 c,
	4 4 d, 4 4 e, 4 4 f ... 封止部

20

25

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/JP91/00725

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (if several classification symbols apply, indicate all) ⁶		
According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC		
Int. Cl ⁵ F04C27/00, 29/00, 18/356		
II. FIELDS SEARCHED		
Minimum Documentation Searched ⁷		
Classification System	Classification Symbols	
IPC	F04C27/00, 29/00, 18/356	
Documentation Searched other than Minimum Documentation to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched ⁸		
Jitsuyo Shinan Koho		1926 - 1991
Kokai Jitsuyo Shinan Koho		1971 - 1991
III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT ⁹		
Category *	Citation of Document, ¹¹ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹²	Relevant to Claim No. ¹³
Y	JP, A, 56-106088 (Matsushita Electric Ind. Co., Ltd.), August 24, 1981 (24. 08. 81), Lines 11 to 16, lower part, right column, page 4, Figs. 2 to 4 & US, A, 4402653 & CA, A1, 1171045	1-4
Y	JP, A, 54-70809 (Daini Seikosha K.K.), June 26, 1979 (26. 06. 79), Lines 10 to 14, lower part, left column, page 2, Fig. 2 & GB, A, 2012874	1-4
Y	JP, B2, 61-51678 (Matsushita Electric Ind. Co., Ltd.), November 10, 1986 (10. 11. 86), Line 42, left column to line 3, right column, page 4 & US, A, 4394114 & CA, A1, 1172222	1-4
¹⁰ 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 "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		
IV. CERTIFICATION		
Date of the Actual Completion of the International Search		Date of Mailing of this International Search Report
July 22, 1991 (22. 07. 91)		August 5, 1991 (05. 08. 91)
International Searching Authority		Signature of Authorized Officer
Japanese Patent Office		

国 際 調 査 報 告

国際出願番号PCT/JP 91/ 00725

I. 発明の属する分野の分類		
国際特許分類 (IPC) Int. Cl. ⁴ F04C27/00, 29/00, 18/356		
II. 国際調査を行った分野		
調 査 を 行 っ た 最 小 限 資 料		
分 類 体 系	分 類 記 号	
IPC	F04C27/00, 29/00, 18/356	
最小限資料以外の資料で調査を行ったもの		
日本国実用新案公報 1926-1991年 日本国公開実用新案公報 1971-1991年		
III. 関連する技術に関する文献		
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	請求の範囲の番号
Y	JP, A, 56-106088 (松下電器産業株式会社), 24. 8月. 1981 (24. 08. 81), 第4頁右欄下段, 第11-16行, 第2-4図 &US, A, 4402658&CA, A1, 1171045	1-4
Y	JP, A, 54-79809 (株式会社 第二精工舎), 26. 6月. 1979 (26. 06. 79), 第2頁左欄下段, 第10-14行, 第2図 &GB, A, 2012874	1-4
Y	JP, B2, 61-51678 (松下電器産業株式会社), 10. 11月. 1986 (10. 11. 86), 第4頁左欄第42行-右欄第8行 &US, A, 4894114&CA, A1, 1172222	1-4
※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の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の文献		
IV. 認 証		
国際調査を完了した日 22. 07. 91	国際調査報告の発送日 05.08.91	
国際調査機関 日本国特許庁 (ISA/JP)	権限のある職員 特許庁審査官 林	8 H 7 5 8 2 増 