

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3867006号
(P3867006)

(45) 発行日 平成19年1月10日(2007.1.10)

(24) 登録日 平成18年10月13日(2006.10.13)

(51) Int.C1.

F 1

FO 4 C 18/356 (2006.01)

FO 4 C 18/356

K

請求項の数 3 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2002-110398 (P2002-110398)
 (22) 出願日 平成14年4月12日 (2002.4.12)
 (65) 公開番号 特開2003-307191 (P2003-307191A)
 (43) 公開日 平成15年10月31日 (2003.10.31)
 審査請求日 平成17年1月25日 (2005.1.25)

(73) 特許権者 399023877
 東芝キヤリア株式会社
 東京都港区芝浦1丁目1番1号
 (74) 代理人 100078765
 弁理士 波多野 久
 (74) 代理人 100078802
 弁理士 関口 俊三
 (72) 発明者 川邊 功
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリ
 ア株式会社内
 (72) 発明者 平野 浩二
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリ
 ア株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ロータリコンプレッサ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

密閉ケースと、この密閉ケースに収納された電動要素と、この電動要素により駆動され、かつ、偏心運動するローラが収容され、ベーン溝内を往復動するベーンにより圧力的に仕切られたシリンダ室が設けられたロータリ式圧縮要素とを具備するロータリコンプレッサにおいて、前記ベーン溝の側壁とベーン間に小楔状間隙が形成されるように、ベーン溝のシリンダ内径側の側壁端部の吸込シリンダ室側及び圧縮シリンダ室側の両側を円弧形状にし、その曲率半径は0.1~1.0mmであることを特徴とするロータリコンプレッサ。

【請求項2】

請求項1に記載のロータリコンプレッサにおいて、上記シリンダ内径側端部は、ベーン溝加工後にブラシ、砥石、サンドペーパ等の工具を用い、この工具の形状がシリンダ内径側端部に転写しないように形成されたことを特徴とするロータリコンプレッサ。

【請求項3】

請求項2に記載のロータリコンプレッサにおいて、上記ブラシの直径は、ベーン溝幅より大きく、シリンダ内径より小さいことを特徴とするロータリコンプレッサ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は空調用、冷凍用等に用いられるロータリコンプレッサに係わり、特にベーン溝の

側壁とベーン間に形成される小楔状間隙に微小さな接触角度を形成するロータリコンプレッサに関する。

【0002】

【従来の技術】

一般にロータリコンプレッサは、電動機部により回転駆動される圧縮機部に設けられたシリンダに形成されたベーン溝内を往復動するベーンにより高圧と低圧に仕切られている。

【0003】

図9に示すように、従来のロータリコンプレッサ31のベーン溝32は、断面が長方形形状で細長い溝部33と、この溝部33のシリンダ内径側端部に設けられた面取り部34a、34b、反シリンダ内径側端部に設けられた面取り部35a、35bから形成され、ベーン36はローラ37と当接しながらベーン溝32内を往復動し、シリンダ室38を高圧の圧縮シリンダ室38dと低圧の吸込シリンダ室38sに仕切っている。10

【0004】

しかしながら、従来のベーン溝32の形状では、図10(a)に示すように、ベーン36がシリンダ内径方向に突出するように摺動する場合には(上死点 下死点の方向)、圧縮シリンダ室38dと吸込シリンダ室38sとの圧力差によって生じるベーン36の微小な角度の傾きによって、ベーン36と面取り部35a側の溝側壁32a間に微小角を有する楔状間隙G₁が形成され、ベーン36の摺動によって楔状間隙G₁に油の引込みが発生して、潤滑油膜圧力が発生し易くなるが、図10(b)に示すように、ベーン36が逆方向に摺動する場合には、楔状間隙G₁に油の引込みが発生せず、潤滑油膜圧力の発生もない。また、楔状間隙G₁と対向し、ベーン36と面取り部34a間に形成される小楔状間隙g₁には油の引込みは発生するが、ベーン36と面取り部34aのなす角度が大きいため油膜圧力が発生しない。20

【0005】

このため摺動部分が、境界潤滑、甚だしい場合には金属接触状態となり、ベーン36とベーン溝32の間で焼付きが生じ、また、ベーン36と面取り部34aのなす角度が大きいため、トップクリアランスボリュームが増加して摺動損失が大きくなり、コンプレッサの成績係数が低下する問題があった。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

そこで、摺動損失を小さくし、かつ、トップクリアランスボリュームを抑制して高効率で、ベーンとベーン溝間に焼付きがなく信頼性の高いロータリコンプレッサが要望されていた。30

【0007】

本発明は上述した事情を考慮してなされたもので、摺動損失を小さくし、かつ、トップクリアランスボリュームを抑制して高効率で、ベーンとベーン溝間に焼付きがなく信頼性の高いロータリコンプレッサを提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明の1つの態様によれば、密閉ケースと、この密閉ケースに収納された電動要素と、この電動要素により駆動され、かつ、偏心運動するローラが収容され、ベーン溝内を往復動するベーンにより圧力的に仕切られたシリンダ室が設けられたロータリ式圧縮要素とを具備するロータリコンプレッサにおいて、前記ベーン溝の側壁とベーン間に小楔状間隙が形成されるように、ベーン溝のシリンダ内径側の側壁端部の吸込シリンダ室側及び圧縮シリンダ室側の両側を円弧形状にし、その曲率半径は0.1~1.0mmであることを特徴とするロータリコンプレッサが提供される。これにより、摺動損失を小さくし、かつ、トップクリアランスボリュームを抑制して高効率で、ベーンとベーン溝間に焼付きがなく信頼性の高いロータリコンプレッサが実現される。40

【0011】

また、他の好適な一例では、上記シリンダ内径側端部は、ベーン溝加工後にブラシ、砥石

、サンドペーパ等の工具を用い、この工具の形状がシリンダ内径側端部に転写しないよう形成される。これにより、円弧部とベーン溝の側壁直線部が接線的に滑らかに繋がり、微小な接触角度が確実に形成される。

【0012】

また、他の好適な一例では、上記ブラシの直径は、ベーン溝幅より大きく、シリンダ内径より小さい。これにより、円弧部がベーン溝の側壁直線部に接線的に滑らかに繋がるよう加工される。

【0013】

【発明の実施の形態】

以下、本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態について添付図面を参照して説明する。 10

【0014】

図1は本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態の概念図であり、図2はその断面図である。

【0015】

図1に示すように、ロータリコンプレッサ1は、密閉ケース2の内部に電動要素3とロータリ式圧縮要素4とを内装して構成され、圧縮要素4は電動要素3から延びる回転軸5を主軸受6と副軸受7に挿通され、この主軸受6と副軸受7との間に、仕切板8を介して同一形状を有する2基のシリンダ9を配設し、各シリンダ9に設けられたシリンダ室10内において、回転軸5に形成された偏心部5aにそれぞれ円筒状のローラ11を嵌合させる一方、図2に示すように、各シリンダ9に設けられたベーン溝12内を摺動するベーン13が配設されている。このベーン13は、スプリング収納部14に収納されたスプリング15によって常時ローラ11方向に押圧され、偏心部5a及びローラ11の回転に応じて各ローラ外周面に摺接しながらベーン溝12内を往復動し、各シリンダ室10内部を吸込シリンダ室10sと圧縮シリンダ室10dとに圧力的に仕切る役割を果している。 20

【0016】

上記圧縮機1は、電動要素3の駆動によってローラ11をシリンダ10室内において偏心回転させることにより、吸入口16を通り、シリンダ室10内の吸込シリンダ室10sに吸入したガスを圧縮シリンダ室10d方向に移動させながら圧縮して吐出口17から吐出する。 30

【0017】

以下、上記2基のシリンダ4は同一形状を有するので、下段のシリンダを例にとって説明する。

【0018】

図3及び図4に示すように、ロータリコンプレッサ1のシリンダ4に設けられたベーン溝12は、断面が長方形状で細長い溝部21を有し、この溝部21の吸込シリンダ室10s側の内径側端部には、円弧部22が設けられ、また、圧縮シリンダ室10d側の内径側端部にも円弧部23が設けられている。さらに、外径側両端部には面取り部24、25が設けられている。

【0019】

なお、円弧部22が、少なくとも吸込シリンダ室10s側に形成されていればよく、必ずしも、圧縮シリンダ室10d側内径側端部には設けなくともよい。 40

【0020】

上記円弧部22、23は直線的な面取り部を有さず、曲率半径Rが0.1~1.0mmの円弧形状をなしており、より好ましくは0.1~0.5mmである。上記内径側端部に面取り部を設けず、曲率半径Rが0.1~1.0mmの円弧形状を形成することで、従来の面取り部により形成される角度よりも小さく微小な接触角度が形成されて、摺動損失を小さくし、ベーンと溝部間に焼付きをなくすことができる。また、円弧部によるトップクリアランスボリュームの増加を抑制できて成績係数の向上が図れる。曲率半径が0.1mmより小さいと、面取り効果が発揮されず、焼付きが発生するおそれがあり、1.0mmを 50

超えると、円弧部によるトップクリアランスボリュームの増加により成績係数が下降する。

【0021】

上記円弧部22の円弧形状の形成は、摺動溝11のシリンダ内径側端部に面取り部を設けず、溝加工後にブラシもしくは砥石、サンドペーパ等の工具を用い、工具の形状をワークに転写しない方法にて行なう。これにより、円弧部22とベーン溝12の側壁直線部が接線的に滑らかに繋がり、微小な接触角度が確実に形成される。このような円弧形状を形成する方法として、工具を剛性的に保持し、工具の形状をワークに転写するような方法で加工すると、工具の形状、工具を動す経路に極めて精密な技術が必要となり、また工具の摩耗等により形状が悪化すると円弧部とベーン溝の側壁直線部が接線的に滑らかに繋がらず、油膜圧力を発生させる微小な接触角度を形成できない。10

【0022】

さらに、上記円弧形状の形成に用いるブラシは、その直径がベーン溝幅よりも大きく、シリンダ内径よりも小さいブラシを用いるのが好ましい。これにより、円弧部がベーン溝の側壁直線部に接線的に滑らかに繋がるように加工される。

【0023】

また、ブラシの回転方向は周期的に変換される。これにより、加工面にバリが発生するのを防止できる。

【0024】

このように円弧部22は曲率半径0.1~1.0mmの円弧形状に形成されているので、ベーン13と吸込シリンダ室10s側の溝側壁12a間に微小角を有する楔状間隙Gが形成され、また、この楔状間隙Gに対向しベーン13と円弧部22間に円弧を含み微小角をなす小楔状間隙gが形成される。20

【0025】

次に本発明に係わる第1実施形態のロータリコンプレッサを用いた冷媒圧縮作用について説明する。

【0026】

図1に示すように、いずれも図示しない冷凍サイクルの低温側熱交換器で蒸発し気体になって密閉ケース2に戻った冷媒は、圧縮要素3のシリンダ室10に吸込まれ、ローラ11の回転により圧縮され、高温側熱交換器に吐出される。30

【0027】

この冷媒の圧縮過程において、常時スプリング15により押圧されローラ11に当接するベーン13は、偏心回転するローラ11の回転に伴なって、ベーン溝12内を摺動しながら往復運動を繰返す。このベーン溝12内を往復運動するベーン13は、圧縮シリンダ室28aと吸込シリンダ室28bとの圧力差によって微小な角度の傾きが生じ、ベーン13と面取り部24側の溝側壁12a間に微小角を有する楔状間隙Gが形成され、また、この楔状間隙Gに対向しベーン13と円弧部22間に円弧を含み微小な接触角度を有する楔状間隙gが形成される。

【0028】

上記のようにベーン溝12内を往復運動するベーン13への給油は、図5(a)に示すように、ベーン13がシリンダ内径方向に突出するよう摺動する場合には(上死点 下死点の方向)には、密閉ケース2の底部に貯えられた潤滑油がスプリング収納部14を介して供給される。この給油は、ベーン13の摺動によって楔状間隙Gに油の引込みが発生して、潤滑油膜圧力が発生し易くなり、確実に潤滑される。また図5(b)に示すように、ベーン13が下死点 上死点の方向に摺動する場合には、曲率半径が0.1~1.0mmである円弧部22により微小な接触角度を有する小楔状間隙gが形成されているので、楔状間隙Gに油の引込みが発生し、潤滑油膜圧力も発生し、さらに、小楔状間隙gには油の引込みが発生し、小楔状間隙gの間隙幅が小さいので油膜圧力も発生し、確実に潤滑される。40

【0029】

上記のように、溝側壁 12a とベーン 13 間に微小な接触角度を有する小楔状間隙 g が形成されるように、シリンダ内径側の側壁端部の少なくとも吸込シリンダ室側を円弧形状にし、その曲率半径を 0.1 ~ 1.0 mm にすることにより、楔状間隙 G に油の引込みを発生させて、潤滑油膜圧力も発生させ、さらに、小楔状間隙 g にも油の引込みを発生させて、小楔状間隙 g にも油膜圧力を発生させ、溝側壁 12a とベーン 13 間を確実に潤滑することができる。

【0030】

また、円弧部によるトップクリアランスボリュームの増加を抑制できて成績係数の向上が図れる。

【0031】

10

次に本発明に係わるロータリコンプレッサの第2実施形態について説明する。

【0032】

本第2実施形態は、上記第1実施形態がベーンと円弧部によって小楔状間隙を形成するのに対して、ベーンと1箇所で屈折する直線状の溝側壁間に小楔状間隙が形成され、この小楔状間隙の頂角は、 $\tan = 1/500$ 以下である。

【0033】

例えば、図6に示すように、溝側壁 12Aa は1箇所で屈折して屈折部 22A が形成された平面からなり、この屈折部 22A とベーン 13A が当接して、この当接点（線）を頂角として楔状間隙 GA が形成され、さらに、この楔状間隙 GA に対向しベーン 13A と屈折部 22A 間に微小頂角を有する小楔状間隙 gA が形成される。微小頂角は、 $\tan = 1/500$ 以下になっている。これにより、油の引込みによる油膜圧力が発生し易くなり、 $1/500$ を超えると、油膜圧力が発生しない。

20

【0034】

従って、ベーン 13A が下死点 上死点の方向に摺動する場合には、頂角が $\tan = 1/500$ 以下である小楔状間隙 gA が形成されているので、楔状間隙 GA に油の引込みが発生し、潤滑油膜圧力も発生し、さらに、小楔状間隙 gA には油の引込みが発生し、小楔状間隙 gA の間隙幅が小さいので油膜圧力を発生し、確実に潤滑される。また、屈折部 22A によるトップクリアランスボリュームの増加を抑制できて成績係数の向上が図れる。

【0035】

30

また、上記第2実施形態の変形例について説明する。

【0036】

本変形例は、上記第2実施形態がベーンと1箇所で屈折する直線状の溝側壁間に小楔状間隙が形成されるのに対して、ベーンと複数箇所で屈折する直線状の溝側壁間に小楔状間隙が形成される。

【0037】

40

例えば、図7に示すように、溝側壁 12Ba は複数箇所、例えば、2箇所で屈折して屈折部 22B1、22B2 が形成された平面で形成され、この屈折部 22B とベーン 13B が当接して、この当接点（線）を頂角として楔状間隙 GB が形成され、さらに、この楔状間隙 GB に対向しベーン 13B と屈折部 22B 間に微小頂角を有する小楔状間隙 GB が形成される。

【0038】

従って、ベーン 13B が下死点 上死点の方向に摺動する場合には、頂角が $\tan = 1/500$ 以下である小楔状間隙 gB が形成されているので、楔状間隙 gB に油の引込みが発生し、潤滑油膜圧力も発生し、さらに、小楔状間隙 gB には油の引込みが発生し、小楔状間隙 gB の間隙幅が小さいので油膜圧力を発生し、確実に潤滑される。また、屈折部 22B によるトップクリアランスボリュームの増加を抑制できて成績係数の向上が図れる。

【0039】

【実施例】

50

図3に示すような本発明に係わる第1実施形態のロータリコンプレッサを用い、円弧部の曲率半径を変化させて成績係数の向上率を調べた。

【0040】

結果を図8に示す。

【0041】

図8からもわかるように、曲率半径が0.1~1.0mmの範囲では、2~3%の向上が図れることがわかった。また、0.1~0.5mmの範囲では特に成績係数の向上効果が大きいことがわかった。

【0042】

【発明の効果】

本発明に係わるロータリコンプレッサによれば、摺動損失を小さくし、かつ、トップクリアランスボリュームを抑制して高効率で、ベーンとベーン溝間に焼付きがなく信頼性の高いロータリコンプレッサを提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態の縦断面図。

【図2】本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態の横断面図。

【図3】本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態のベーン近傍の平面図。

【図4】本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態のベーンと溝側壁間に形成される小楔状間隙の概念図。

【図5】(a)及び(b)は本発明に係わるロータリコンプレッサの第1実施形態に用いられるベーンの動作状態を示す概念図。

【図6】本発明に係わるロータリコンプレッサの第2実施形態のベーンと溝側壁間に形成される小楔状間隙の概念図。

【図7】本発明に係わるロータリコンプレッサの第2実施形態の変形例を示す小楔状間隙の概念図。

【図8】本発明に係わるロータリコンプレッサを用いた実施例の試験結果図。

【図9】従来のロータリコンプレッサのベーン近傍の平面図。

【図10】(a)及び(b)は従来のロータリコンプレッサに用いられるベーンの動作状態を示す概念図。

【符号の説明】

1 ロータリコンプレッサ

2 密閉ケース

3 電動要素

4 ロータリ式圧縮要素

5 回転軸

5 a 偏心部

6 主軸受

7 副軸受

8 仕切板

9 シリンダ

10 シリンダ室

10 s 吸込シリンダ室

10 d 圧縮シリンダ室

11 ローラ

12 ベーン溝

12 a 溝側壁

13 ベーン

14 スプリング収納部

15 スプリング

16 吸込口

10

20

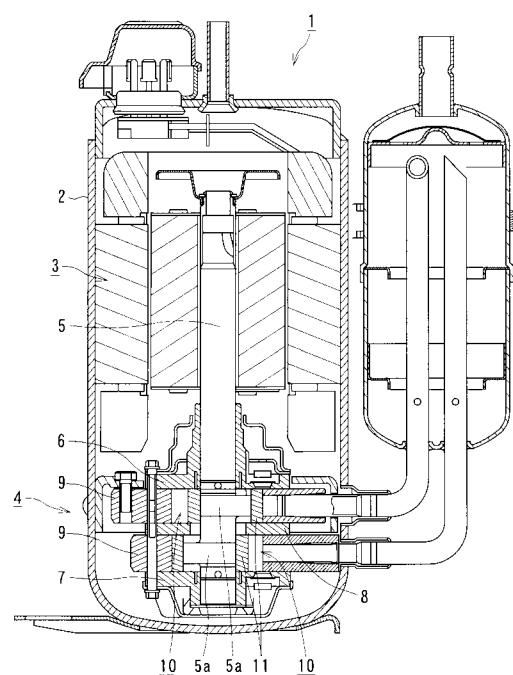
30

40

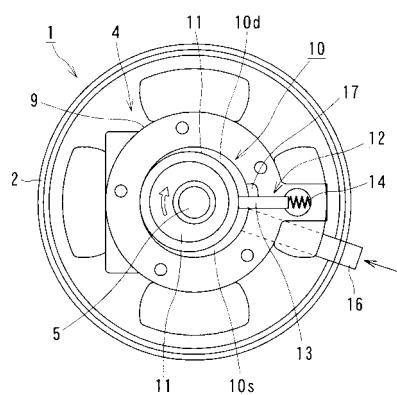
50

- 1 7 吐出口
 2 1 溝部
 2 2 円弧部
 2 3 円弧部
 2 4 面取り部
 2 5 面取り部
 G 楔状間隙
 g 小楔状間隙

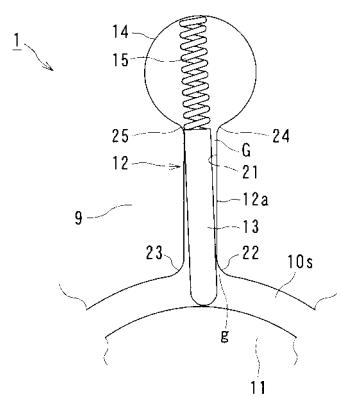
【図1】



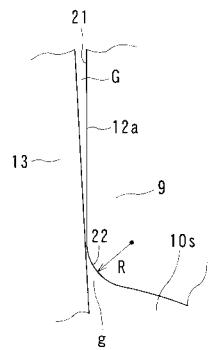
【図2】



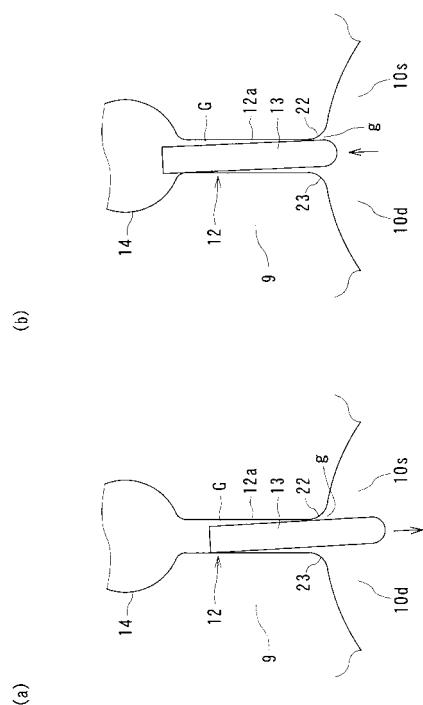
【図3】



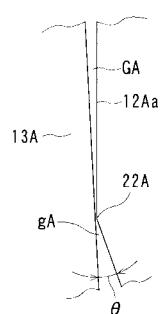
【図4】



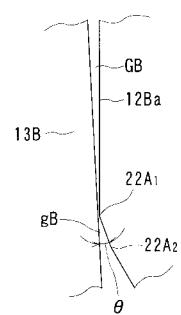
【図5】



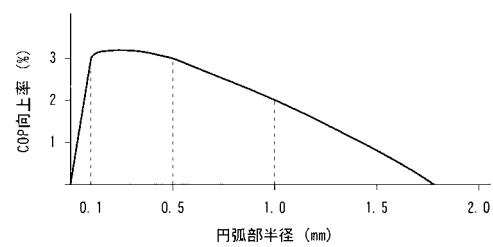
【図6】



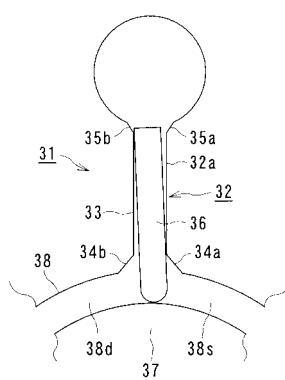
【図7】



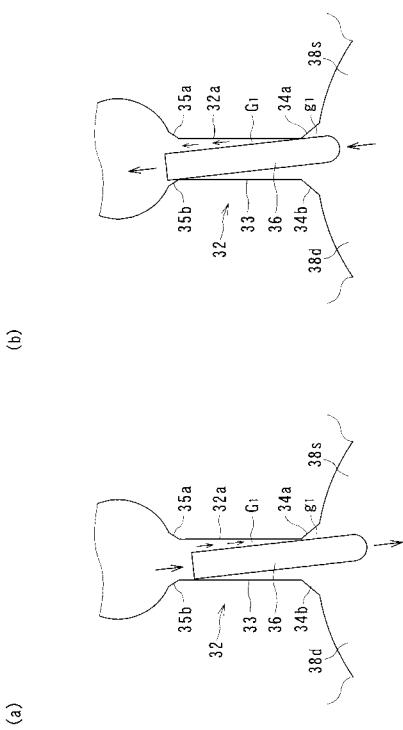
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 加藤 久尊
静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内

(72)発明者 吉川 和宏
静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内

(72)発明者 竹谷 一吉
静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内

審査官 尾崎 和寛

(56)参考文献 実開昭62-185887(JP, U)
実開昭61-023490(JP, U)
特開昭59-058190(JP, A)
特開平02-067496(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 18/356

F04C 29/00