

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-127167

(P2005-127167A)

(43) 公開日 平成17年5月19日(2005.5.19)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F04C 18/356

F04C 29/00

F I

F04C 18/356

F04C 18/356

F04C 29/00

テーマコード(参考)

3H029

C

F

A

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2003-361387(P2003-361387)

(22) 出願日 平成15年10月22日(2003.10.22)

(71) 出願人 502131431

日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社

東京都港区西新橋二丁目15番12号

(74) 代理人 100075096

弁理士 作田 康夫

(72) 発明者 久保田 淳

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(72) 発明者 岸 康弘

栃木県下部賀郡大平町大字富田800番地  
日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社栃木事業所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【要約】

【課題】

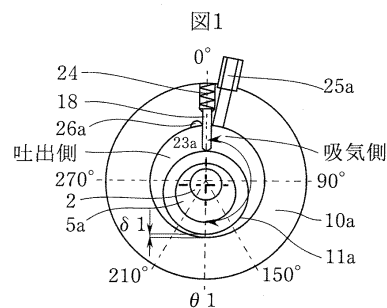
2段圧縮機の圧縮要素の圧力差変化に伴う冷媒漏れ量を低減し、体積効率と圧縮機効率を向上する。

【解決手段】

密閉容器13内に電動機14を収納し、低压用圧縮要素20aと高压用圧縮要素20bとを積層状に重ねた回転圧縮要素と、回転軸2を支持する副軸受19と、を備えたロータリ式2段圧縮機において、低压用圧縮要素20a及び高压用圧縮要素20bのそれぞれは、円筒形状のシリンダ10と、シリンダ10の内壁に沿って偏心して回転する円筒形のローラ11と、ローラ11の外周とシリンダ10内壁でできる空間を仕切る平板状のベン18を備え、低压用圧縮要素20aのベン18からシリンダ10の内壁とローラ11の外周とのクリアランスが最小となる位置までの角度 $\theta_1$ を150°から210°とした。

。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

密閉容器内に電動機を上部に収納し、電動機に駆動され 2 つの偏心部を有する回転軸と、電動機の下部に回転軸を支持する主軸受けと、中間仕切板を介して低圧用圧縮要素と高圧用圧縮要素とを積層状に重ねた回転圧縮要素と、該回転圧縮要素の下部に回転軸を支持する副軸受けと、を備えたロータリ式 2 段圧縮機において、

前記低圧用圧縮要素及び前記高圧用圧縮要素のそれぞれは、円筒形状のシリンダと、前記シリンダの内壁に沿って偏心して回転する円筒形のローラと、前記ローラの外周と前記シリンダ内壁できる空間を仕切る平板状のペーンを備え、

前記低圧用圧縮要素の前記ペーンから前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスが最小となる位置までの角度  $\theta_1$  を  $150^\circ$  から  $210^\circ$  としたことを特徴としたロータリ式 2 段圧縮機。

10

## 【請求項 2】

請求項 1 に記載のものにおいて、前記高圧用圧縮要素の前記ペーンから前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスが最小となる位置までの角度  $\theta_2$  を  $(\theta_1 + 20^\circ)$  から  $(\theta_1 + 60^\circ)$  としたことを特徴としたロータリ式 2 段圧縮機。

## 【請求項 3】

請求項 1 に記載のものにおいて、前記低圧用圧縮要素の前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスを  $5$  から  $20 \mu\text{m}$  としたことを特徴としたロータリ式 2 段圧縮機。

20

## 【請求項 4】

請求項 1 に記載のものにおいて、前記高圧用圧縮要素の前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスを  $5$  から  $20 \mu\text{m}$  としたことを特徴としたロータリ式 2 段圧縮機。

## 【請求項 5】

請求項 1 に記載のものにおいて、前記低圧用圧縮要素で吸気される低圧力を  $P_s$ 、前記高圧用圧縮要素で吐出される高圧力  $P_d$  とし、前記低圧用圧縮要素で吐出される中間圧  $P_m$  とし、 $P_m / (P_d + P_s)^{0.5}$  を  $0.75$  から  $1.0$  としたことを特徴としたロータリ式 2 段圧縮機。

## 【発明の詳細な説明】

30

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は空気調和機や冷凍機等に使用するロータリ式 2 段圧縮機に関し、特に体積効率及び圧縮機効率の高いロータリ式 2 段圧縮機に好適である。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、単段圧縮機を用いた冷凍サイクルに対して、ロータリ式 2 段圧縮機として各圧縮要素の圧力比 (= 吐出圧力 / 吸気圧力) を小さくして、冷凍サイクル効率を向上することが知られ、例えば特許文献 1 に記載されている。

## 【0003】

40

【特許文献 1】特開昭 60 - 128990 号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0004】

従来の 2 段圧縮機では、図 8 に示すように回転軸 2 の軸中心と、シリンダ 10 の内径の軸中心を一致させていた。すなわちローラ 11 の外周とシリンダ 10 の内壁とのクリアランスが、クランク角度によらず一定となるように設定されていた。(クランク角度は、回転軸 2 の回転方向に沿ったペーン 18 から偏心部 5 の偏心方向までの角度。) クリアランスは、各部品の加工精度や組み立て精度、また荷重変形を許容する値となっている。そのため、各圧縮要素ではクランク角度の増大に伴い圧縮室 23 の吐出側の圧力が

50

増大し、吐出側と吸気側との圧力差も増大するが、圧力差の大小に関わらずクリアランスが一定だから、圧力差の増大に伴い冷媒漏れ量も増大し、体積効率と圧縮機効率が低下する。

【0005】

また、低圧側圧縮要素と高圧側圧縮要素の圧縮工程の位相差が $180^\circ$ であるため、図9に示すように低圧側圧縮要素20aの吐出弁28aが閉じている場合は高圧側圧縮要素20bの吸気により冷媒ガスが不足し中間圧力 $P_m$ が低下する。

【0006】

さらに、図10に示すように吐出弁28aが開いている場合は、低圧側圧縮要素の吐出により冷媒ガスが過剰となり中間圧力 $P_m$ が上昇し、クランク角度によって各圧縮要素20の吐出側と吸気側の圧力差が変動するため、圧力差に伴う冷媒漏れ量も変動しその制御が困難であった。

10

【0007】

本発明の目的は、ロータリ式2段圧縮機の冷媒漏れ量を低減し、体積効率と圧縮機効率を向上することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するため、本発明は、密閉容器内に電動機を上部に収納し、電動機に駆動され2つの偏心部を有する回転軸と、電動機の下部に回転軸を支持する主軸受けと、中間仕切板を介して低圧用圧縮要素と高圧用圧縮要素とを積層状に重ねた回転圧縮要素と、該回転圧縮要素の下部に回転軸を支持する副軸受けと、を備えたロータリ式2段圧縮機において、前記低圧用圧縮要素及び前記高圧用圧縮要素のそれぞれは、円筒形状のシリンダと、前記シリンダの内壁に沿って偏心して回転する円筒形のローラと、前記ローラの外周と前記シリンダ内壁でできる空間を仕切る平板状のペーンを備え、前記低圧用圧縮要素の前記ペーンから前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスが最小となる位置までの角度 $\theta_1$ を $150^\circ$ から $210^\circ$ としたものである。

20

【0009】

また、上記のものにおいて、高圧用圧縮要素の前記ペーンから前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスが最小となる位置までの角度 $\theta_2$ を $(\theta_1 + 20^\circ)$ から $(\theta_1 + 60^\circ)$ としたことが望ましい。

30

【0010】

さらに、上記のものにおいて、低圧用圧縮要素の前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスを5から $20\mu\text{m}$ としたことが望ましい。

【0011】

さらに、上記のものにおいて、高圧用圧縮要素の前記シリンダの内壁と前記ローラの外周とのクリアランスを5から $20\mu\text{m}$ としたことが望ましい。

【0012】

さらに、上記のものにおいて、前記低圧用圧縮要素で吸気される低圧力を $P_s$ 、前記高圧用圧縮要素で吐出される高圧力 $P_d$ とし、前記低圧用圧縮要素で吐出される中間圧 $P_m$ とし、 $P_m / (P_d + P_s)^{0.5}$ を0.75から1.0としたことが望ましい。

40

【発明の効果】

【0013】

以上のことから本発明の圧縮機は、高効率な2段圧縮機の低圧力比条件と中間圧力の変動の影響による冷媒漏れ量を低減するため、2段圧縮機の圧縮工程に適した回転軸とシリンダの位置関係を定めたので、体積効率と圧縮機効率を向上できる。さらに、シリンダと回転軸の位置関係を設定するだけなので、部品の追加や加工精度の向上によるコストの増加を抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

以下に本発明の実施例を、図を用いて説明する。

50

## 【0015】

本圧縮機1は、作動流体が冷媒R410Aのルームエアコン用冷凍サイクルに関するものであり、圧縮機101は、底部21と蓋部12と胴部22からなる密閉容器13の上部にステータ7とロータ8からなる電動機14を備えている。電動機14に連結された回転軸2は2つの偏心部5を備え、主軸受9と副軸受19に軸支されている。回転軸2に対して電動機14側から順に、高圧用圧縮要素20bと中間仕切板15と低圧用圧縮要素20aとが、積層状に重ねられ一体化されている。

## 【0016】

各圧縮要素20は主軸受け9もしくは副軸受け19と、円筒状のシリンダ10と、偏心部5の外周に嵌め合わされた円筒状のローラ11と、コイルバネ24(図示せず)に連結され圧縮室23を仕切る平板状のペーン18(図示せず)を備えている。各圧縮要素20では、回転軸2に設けた偏心部5が偏心回転しながらローラ11を駆動している。図6に示すとおり偏心部5aと偏心部5bは位相が180°異なり、各圧縮要素20の圧縮工程の位相差も180°である。

10

## 【0017】

作動流体である冷媒ガスの流れを、図6の矢印で表し、冷媒ガスは低圧力Psで吸気管25aより低圧用圧縮要素20a内に吸気され、ローラ11aが偏心回転することにより中間圧力Pmまで圧縮される。所定の中間圧力Pmで吐出弁28aが開口し、冷媒ガスは吐出口26aと吐出管27aより吐出される。

## 【0018】

次に中間圧力Pmの冷媒ガスは吸気口25bより高圧用圧縮要素20b内に吸気され、ローラ11bが偏心回転することにより高圧力Pdまで圧縮される。所定の高圧力Pdで吐出弁28bが開口し、吐出口26bと、密閉容器13内の密閉空間29を通して吐出管27bより吐出される。

20

## 【0019】

ロータリ式2段圧縮機を用いた冷凍サイクルの一例を、図7に示す。圧縮機101から吐出された高圧力Pdの冷媒ガスは凝縮器3で凝縮した後、第一の膨張弁4で中間圧力Pmまで膨張し、気液分離器6で気相と液相に分離される。気相はインジェクション流路17に導かれる。液相冷媒は、気液分離器6の下流にある第二の膨張弁4でさらに低圧力Psまで減圧された後、蒸発器16で蒸発してガス化する。低圧力Psの冷媒ガスは吸気管25aより低圧用圧縮要素20a内に吸気され、偏心部5aに嵌め合わされたローラ11aが偏心回転することにより中間圧力Pmまで圧縮され、吐出管27aより吐出される。さらインジェクション流路17から導かれる中間圧力Pmの冷媒ガスと混合して、吸気口25bより高圧用圧縮要素20b内に吸気され、偏心部5bに嵌め合わされたローラ11bが偏心回転することにより高圧力Pdまで圧縮され、吐出管27bより吐出される。

30

## 【0020】

図1は、低圧用圧縮要素20aの構造を示し、シリンダ10aの内壁とローラ11aの外周のクリアランス1が最小となるクランク角度1を150°~210°とすることが良い。具体的には太い一点鎖線で示した回転軸2の回転軸に対して、細い一点鎖線で示したシリンダ10aの軸中心をクランク角1が330°~30°の方向に偏心するようにシリンダ10aを設置し、1を180°、クリアランス1を5~20μmとした。

40

## 【0021】

図2は、高圧用圧縮要素20bの構造を示し、シリンダ10bの内周とローラ11bの外周のクリアランス2が最小となるクランク角度2を(1+20°)~(1+60°)とすることが良い。具体的には太い一点鎖線で示した回転軸2の回転軸に対して、細い一点鎖線で示したシリンダ10bの軸中心がクランク角1が(1+200°)~(1+240°)の方向に偏心するようにシリンダ10bを設置し、1を180°、2を(1+45°)、2を5~20μmとした。

## 【0022】

本冷凍サイクルは、冷媒R410Aを作動流体としたルームエアコンであり図7に示してい

50

る。図3に、中間圧力 $P_m$ と冷凍サイクル効率ここでは冷暖平均COP(-)の関係を示し、冷暖平均COPは、冷凍サイクルの冷房能力と暖房能力をそれぞれの電気入力で除し、それを算術平均したものである。

【0023】

図中の冷暖平均COPは、単段圧縮機を用いた単段サイクルの値を1とし、図のようにR410Aでは、高段側圧力比( $P_d/P_m$ )が低圧側圧力比( $P_m/P_s$ )よりも大きい領域で冷暖平均COPが最大となる。すなわち中間圧力 $P_m$ が比較的 low、高圧力 $P_d$ と低圧力 $P_s$ の相乗平均( $P_d \times P_s$ )0.5よりも小さい値0.88を中心に、0.75~1.0で冷暖平均COPが最大となる。以下、本実施例では $P_m/(P_d \times P_s)^{0.5}$ を0.75~1.0とした。

【0024】

2段圧縮機の場合は、単段圧縮機に比べて各圧縮要素20の圧力比が小さいので吐出開始すなわち吐出弁28aが開くクランク角度が早くなる。さらに図9に示すように高圧側圧縮要素20bの吸気により中間圧力 $P_m$ が低下するため、吐出弁28aが開くクランク角度は平均的な圧力比( $P_m/P_s$ )の設計点以上に早くなる。さらに、冷媒漏れ量は圧縮室23aの吐出側と吸気側の圧力差( $P_m - P_s$ )の変化と、シリンダ10とローラ11のクリアランス変化の影響を受ける。したがって、高効率な2段圧縮機の圧力比条件と中間圧力による早い吐出開始の影響を考慮して所定のクランク角度1でクリアランスを最小として冷媒漏れ量を低減する。

【0025】

2段圧縮機の高効率化を図るために、図3に示すように高圧側圧力比( $P_d/P_m$ )を低圧側圧力比( $P_m/P_s$ )よりも大きくしている。そのため高圧側圧縮要素20bの吐出開始角度は、原理的に低圧側圧縮要素20aの吐出開始角度よりも遅くなる。

【0026】

さらに図4で示したとおり、低圧側圧縮要素20aの吐出、吸気の影響から、中間圧力 $P_m$ はクランク角度によって変化する。したがって中間圧力 $P_m$ の冷媒ガスを吸気する高圧側圧縮要素20bは、低圧側圧縮要素20aの影響を受け、各圧縮要素20の圧縮工程は180°異なるから、高圧側圧縮要素20bの吸気側圧力(=中間圧力 $P_m$ )、吐出側圧力 $P_d$ の変化は図5に示すごとくなる。図に示すように中間圧力 $P_m$ の膨脹により、吐出側と吸気側の圧力差( $P_d - P_m$ )は高圧側クランク角度の後半で増大する。そのため冷媒漏れ量もクランク角度の増大に伴い、増大する。そこで、高圧側圧縮要素20bでもクリアランスを一定ではなく、所定のクランク角度2で最小にし、冷媒漏れ量を低減する。冷媒漏れ量を最小とするクランク角度2は、低圧側圧縮要素20aの値1よりも大きく、( $1 + 20^\circ$ )~( $1 + 60^\circ$ )である。冷媒漏れ量は最小クリアランス2の大きさにも依存するが、最小となるクランク角度1は最小クリアランス2の大きさに依存しない。

【図面の簡単な説明】

【0027】

【図1】本発明の一実施例による低圧側圧縮要素の平面図。

【図2】本発明の一実施例による高圧側圧縮要素の平面図。

【図3】一実施例による圧縮機の $P_m/(P_d \times P_s)^{0.5}$ と冷暖平均COPの関係を示す図。

【図4】一実施例による低圧側圧縮要素のクランク角度と圧力の関係を示す図。

【図5】一実施例による高圧側圧縮要素のクランク角度と圧力の関係を示す図。

【図6】一実施例による2段圧縮機の縦断面図。

【図7】一実施例による2段圧縮機を用いた冷凍サイクルの構成図。

【図8】従来の2段圧縮機による圧縮要素の平面図。

【図9】一実施例による2段圧縮機による低圧側圧縮要素の吐出弁閉時における冷媒ガスの流れを示す図。

【図10】一実施例による2段圧縮機による低圧側圧縮要素の吐出弁開時における冷媒ガスの流れを示す図。

【符号の説明】

【0028】

10

20

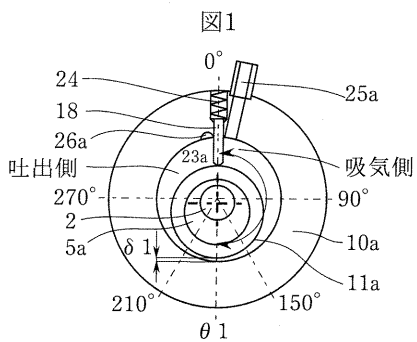
30

40

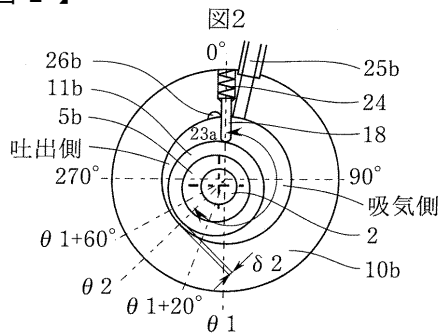
50

1 ... 圧縮機、2 ... 回転軸、5 ... 偏心部、10... シリンダ、11... ローラ、14... 電動機、18...  
ペーン、20... 圧縮要素、25... 吸気管、26... 吐出口、27... 吐出管。

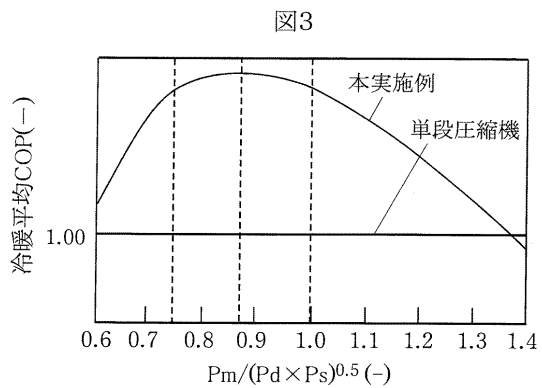
【 図 1 】



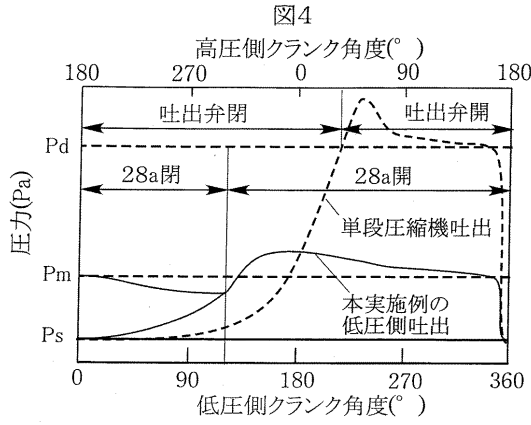
【 図 2 】



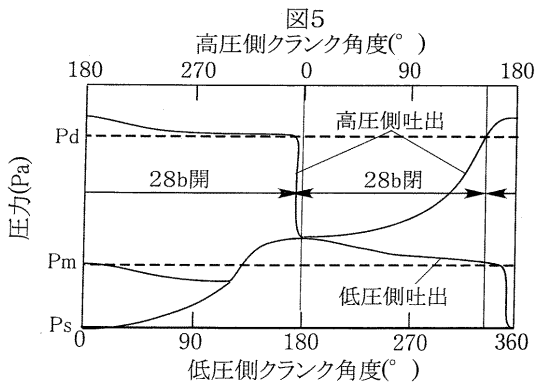
【 図 3 】



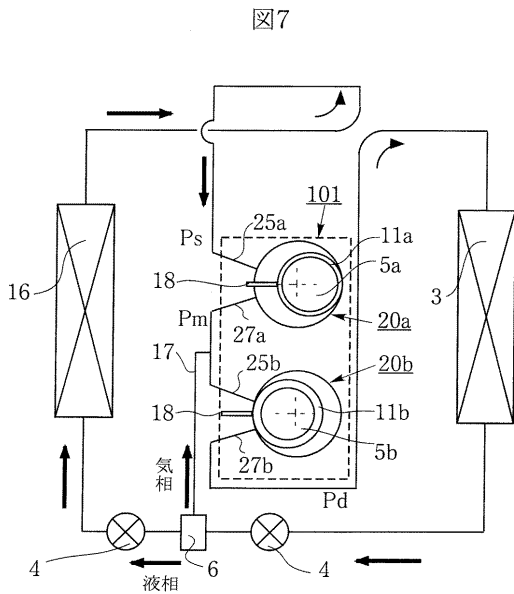
【 図 4 】



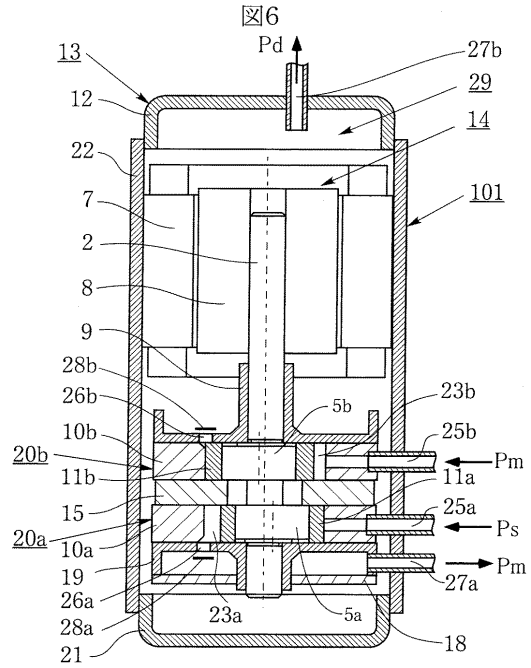
【 図 5 】



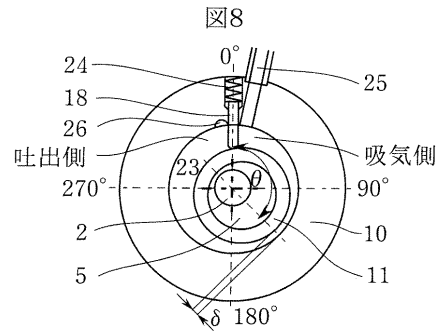
【 図 7 】



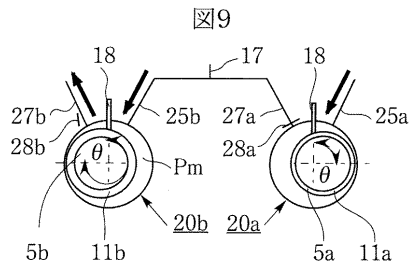
【 図 6 】



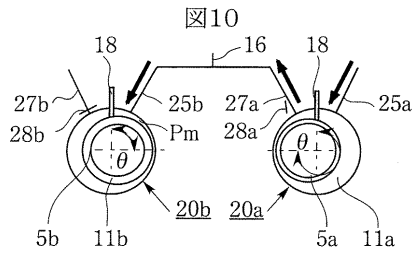
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】





フロントページの続き

(72)発明者 津久井 和則

栃木県下都賀郡大平町富田709番地の2 株式会社日立栃木エレクトロニクス内

Fターム(参考) 3H029 AA04 AA13 AB03 BB42 BB43 CC02