

(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2006-200418
(P2006-200418A)

(43) 公開日 平成18年8月3日(2006.8.3)

(51) Int.Cl.
F 0 4 C 2/10 (2006.01)
F 0 4 C 15/00 (2006.01)

F I
F O 4 C 2/10 3 4 1 H
F O 4 C 15/00 J

テーマコード (参考)
3 H O 4 1
3 H O 4 4

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2005-12070 (P2005-12070)	(71) 出願人	306000315 三菱マテリアルPMG株式会社 新潟県新潟市小金町3丁目1番1号
(22) 出願日	平成17年1月19日 (2005.1.19)	(74) 代理人	100064908 弁理士 志賀 正武
		(74) 代理人	100108578 弁理士 高橋 詔男
		(74) 代理人	100101465 弁理士 青山 正和
		(74) 代理人	100108453 弁理士 村山 靖彦
		(74) 代理人	100106057 弁理士 柳井 則子
		最終頁に続く	

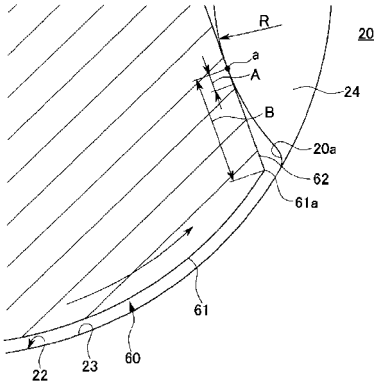
(54) 【発明の名称】 内接型ギヤポンプ

(57) 【要約】

【課題】 耐久力の低下や異音の発生を抑制することができる。

【解決手段】 駆動軸60に回転駆動力を作用させた内接型ギヤポンプの使用時における、接触点aから接触幅の端部までの距離Aが、接触点aと、該接触点aに隣接する駆動軸60における第1主円弧部61および連結部22の境界部61aとの距離Bより小さくされている。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う内歯が形成されたアウターロータと、前記インナーロータに形成された取付け孔に挿入された駆動軸とを備え、該駆動軸により前記取付け孔に回転力が伝達され、両ロータが噛み合って回転するときに、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送する構成とされ、

前記駆動軸は、その軸心を挟んで径方向に対向配置された同一円上の二つの第 1 主円弧部と、一方の第 1 主円弧部の端部と該端部に周方向で隣合う他方の第 1 主円弧部の端部とを直線状に連結する二つの連結部とを備えた断面形状を有し、

10

前記取付け孔は、挿入された前記駆動軸の前記第 1 主円弧部と対向する位置が、該第 1 主円弧部の曲率半径より僅かに大きく、かつ該第 1 主円弧部に沿うような第 2 主円弧部とされるときに、前記駆動軸の前記連結部と対向する位置には、前記駆動軸が回転したときに、前記連結部が接触することによって、当該取付け孔に回転力が伝達される伝達部が形成された内接型ギヤポンプであって、

前記伝達部のうち、少なくとも前記駆動軸の回転方向後側に位置する部分は、径方向外方へ凸とされた曲面状に形成され、

前記駆動軸の回転軸線が延びる方向から平面視したときに、前記駆動軸の連結部を前記取付け孔の伝達部に当接させたときの接触点から、該接触点に隣接する前記駆動軸における前記第 1 主円弧部および前記連結部の境界部までの距離が、前記駆動軸に回転駆動力が作用したときの前記連結部と前記伝達部との接触幅の幅方向中央部から、該接触幅の端部までの距離より大きくされていることを特徴とする内接型ギヤポンプ。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、インナーロータとアウターロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出する内接型ギヤポンプに関するものである。

【背景技術】

【0002】

30

この種の内接型ギヤポンプは、従来から、自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として広範囲に利用されている（例えば、下記特許文献 1 参照）。このような内接型ギヤポンプは、外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う内歯が形成されたアウターロータと、前記インナーロータに形成された取付け孔に挿入された駆動軸とを備え、該駆動軸により前記取付け孔に回転力が伝達され、両ロータが噛み合って回転するときに、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送する構成とされている。

【0003】

また、一般に、前記取付け孔は前記駆動軸と略対応する断面形状を有し、これらの取付け孔および駆動軸は、その軸心を挟んで径方向に対向配置された同一円上の二つの主円弧部と、一方の主円弧部の端部と該端部に周方向で隣合う他方の主円弧部の端部とを直線状に連結する二つの連結部とを備えた断面形状を有している。さらに、前記取付け孔の大きさは前記駆動軸よりも僅かに大きくされており、駆動軸を取付け孔に挿入できるような隙間が設けられている。

40

【特許文献 1】特開平 11 - 343985 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、前記従来の内接型ギヤポンプでは、駆動軸が回転した際、該駆動軸における前記主円弧部と前記連結部との境界部のうち、同一の主円弧部において、回転方向前

50

側に位置する境界部（以下、「駆動境界部」という）およびその近傍が、前記取付け孔の内周面に接触することによって、該取付け孔に回転力が伝達されることになる。この際、一般に、駆動軸の前記境界部は角形状とされているので、該境界部が取付け孔の内周面に接触する場合、駆動軸における前記駆動境界部と前記取付け孔の内周面とに応力集中が発生することになり、耐久性の低下を招くとともに、異音が生じ易いという問題があった。

【0005】

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたもので、耐久力の低下や異音の発生を抑制することができる内接型ギヤポンプを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記の課題を解決するために、本発明の内接型ギヤポンプは、外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う内歯が形成されたアウトロータと、前記インナーロータに形成された取付け孔に挿入された駆動軸とを備え、該駆動軸により前記取付け孔に回転力が伝達され、両ロータが噛み合って回転するとき、両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入吐出することによって流体を搬送する構成とされ、前記駆動軸は、その軸心を挟んで径方向に対向配置された同一円上の二つの第1主円弧部と、一方の第1主円弧部の端部と該端部に周方向で隣合う他方の第1主円弧部の端部とを直線状に連結する二つの連結部とを備えた断面形状を有し、前記取付け孔は、挿入された前記駆動軸の前記第1主円弧部と対向する位置が、該第1主円弧部の曲率半径より僅かに大きく、かつ該第1主円弧部に沿うような第2主円弧部とされるとき、前記駆動軸の前記連結部と対向する位置には、前記駆動軸が回転したときに、前記連結部が接触することによって、当該取付け孔に回転力が伝達される伝達部が形成された内接型ギヤポンプであって、前記伝達部のうち、少なくとも前記駆動軸の回転方向後側に位置する部分は、径方向外方へ凸とされた曲面状に形成され、前記駆動軸の回転軸線が延びる方向から平面視したときに、前記駆動軸の連結部を前記取付け孔の伝達部に当接させたときの接触点から、該接触点に隣接する前記駆動軸における前記第1主円弧部および前記連結部の境界部までの距離が、前記駆動軸に回転駆動力が作用したときの前記連結部と前記伝達部との接触幅の幅方向中央部から、該接触幅の端部までの距離より大きくされていることを特徴とする。

【0007】

この発明によれば、前記駆動軸の連結部を前記取付け孔の伝達部に当接させたときの接触点から、該接触点に隣接する前記駆動軸における前記第1主円弧部および前記連結部の境界部までの距離が、前記駆動軸に回転駆動力が作用したときの前記連結部と前記伝達部との接触幅の幅方向中央部から、該接触幅の端部までの距離より大きくされているので、駆動軸が回転駆動される際に、駆動軸における前記第1主円弧部と前記連結部との境界部のうち、同一の第1主円弧部において、回転方向前側に位置する境界部（以下、「駆動境界部」という）が、前記取付け孔の内周面に接触することを回避することが可能になる。これにより、駆動軸における前記駆動境界部と、前記取付け孔の内周面とに応力集中が発生するを抑制することが可能になり、内接型ギヤポンプにおいて、その耐久性の低下や異音の発生を抑えることができる。

【0008】

特に、取付け孔の前記伝達部が、径方向内方へ向けて曲面状に凸とされているので、前記接触点から該接触点に隣接する駆動軸の前記境界部までの距離を、前記駆動軸に回転駆動力が作用したときの前記連結部と前記伝達部との接触幅の幅方向中央部から、該接触幅の端部までの距離より大きくした状態で、前記接触幅を最大限確保することが可能になり、インナーロータに作用する負荷を最小限に抑えることが可能になる。これにより、内接型ギヤポンプの使用時におけるインナーロータの芯振れ等を抑えることが可能になり、内接型ギヤポンプにおける耐久性の低下や異音の発生を確実に抑えることができる。

【発明の効果】

【0009】

この発明によれば、内接型ギヤポンプの耐久性の低下や異音の発生を抑えることができ

10

20

30

40

50

る。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

以下、図面を参照して本発明の実施形態について説明する。

図1に示す内接型ギヤポンプ10は、 n 枚(n は自然数、本実施形態においては $n = 9$)の外歯21が形成されたインナーロータ20と、各外歯21と噛み合う($n + 1$)枚(本実施形態では10枚)の内歯31が形成されたアウターロータ30と、インナーロータ20に形成された取付け孔22に挿入された駆動軸60とを備え、これらがケーシング50の内部に収納された構成とされている。なお、インナーロータ20は、例えばFe-C-Cu系の焼結材、具体的にはFe-0.8C-3.0Cu、またはFe-0.8C-1.5Cu-4.0Ni-0.5Mo等により形成されている。また、駆動軸60は、例えば、ヤング率が約21000MPaでポアソン比が0.3とされた一般構造用鋼材により形成されている。

【0011】

インナーロータ20、アウターロータ30の歯面間には、両ロータ20、30の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ20、30の回転方向前側と後側で、インナーロータ20の外歯21とアウターロータ30の内歯31とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング50によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ20、30の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0012】

ケーシング50には容積が増大するときのセルCに連通する吸入ポート51と、減少するときのセルCに連通する吐出ポート52とが設けられていて、吸入ポート51からセルCに吸入された流体が両ロータ20、30の回転に伴い搬送されて吐出ポート52から吐出されるようになっている。

【0013】

ここで、インナーロータ20には、その径方向中央部に貫通孔が形成され、該貫通孔は回転可能に支持された駆動軸60が取付けられる取付け孔22とされている。そして、駆動軸60がその軸心O回りに回転されることにより、取付け孔22にその回転駆動力が伝達され、インナーロータ20が回転されるとともに、該ロータ20の回転駆動力がアウターロータ30に伝達されるようになっている。

【0014】

駆動軸60は、図2に示すように、その軸心Oを挟んで径方向に対向配置された同一円上の二つの第1主円弧部61、61と、一方の第1主円弧部61の端部61aと該端部61aに周方向で隣合う他方の第1主円弧部61の端部61aとを直線状に連結する二つの連結部62、62とを備えた断面形状を有している。これらの連結部62、62は、軸心Oを挟んで径方向に互いに対向配置された構成とされるとともに、その表面は互いに平行となるように、駆動軸60の回転軸線(前記軸心O)が延びる方向に延在した平坦面とされている。

【0015】

取付け孔22は、挿入された駆動軸60の第1主円弧部61、61と対向する位置が、該第1主円弧部61、61の曲率半径より僅かに大きく、かつ該第1主円弧部61、61に沿うような第2主円弧部23、23とされるとともに、駆動軸60の連結部62、62と対向する位置には、駆動軸60が回転したときに、連結部62、62が接触することによって、当該取付け孔22に回転力が伝達される径方向内方へ曲面状に凸とされた伝達部24、24が形成されている。

【0016】

本実施形態の伝達部24、24は、前記軸心Oを挟んで径方向に対向配置され、互いに略同一形状に形成されている。また、これらの伝達部24、24は、前記軸心Oが延びる

10

20

30

40

50

方向から平面視したときに、それぞれ単一円の面積の2分の1より小さい面積となるような形状とされている。なお、第2主円弧部23、23と伝達部24、24との連結部分20aは、径方向外方へ凹む曲面形状とされ、第2主円弧部23、23と伝達部24、24とが滑らかに連結された構成とされている。前記曲面形状により、駆動軸60の連結部62、62が伝達部24、24と接触したときに、前記連結部分20aに生ずる応力集中を緩和できるようになっている。

【0017】

以上の構成において、本実施形態では、インナーロータ20の伝達部24、24の径方向内方端部（頂部）同士の距離は、駆動軸60の連結部62、62同士の距離より約0.6mm大きく、また、取付け孔22の第2主円弧部23、23を形成する円の直径は、駆動軸60の第1主円弧61、61を形成する円の直径より約0.06mm大きくされている。つまり、駆動軸60の連結部62と伝達部24の前記頂部と間に約0.3mmの隙間が設けられ、駆動軸60の第1主円弧部61と、取付け孔22の第2主円弧部23との間に約0.03mmの隙間が設けられている。

10

【0018】

なお、インナーロータ20において、第2主円弧部23、23の直径は約43.5mmとされ、伝達部24、24の前記頂部同士の距離は約39mmとされている。

このように、前記距離、隙間および直径を設定した場合、駆動軸60を、その連結部62が取付け孔22の伝達部24に当接するまで軸心O回りに回転移動したときに、駆動軸60における第1主円弧部61および連結部62の境界部61a（第1主円弧部61の端部）が、取付け孔22の内周面と接触しないようになっている。ここで、前述の、「駆動軸60の連結部62が取付け孔22の伝達部24に当接する」とは、連結部60および伝達部24を弾性変形させないで、単に接触させているだけの状態をいう。以下、この単に接触させているだけの状態における、連結部62と伝達部24との接触点を接触点a（図3参照）という。

20

【0019】

さらに、本実施形態では、図3に示すように、駆動軸60の回転軸線（前記軸心O）が延びる方向から内接型ギヤポンプ10を平面視したときに、駆動軸60の連結部62を取付け孔22の伝達部24に当接させたときの接触点aから、該接触点aに隣接する駆動軸60における第1主円弧部61および連結部62の境界部61aまでの距離Bが、駆動軸60に回転駆動力が作用したときの連結部62と伝達部24との接触幅の幅方向中央部（接触点a）から、該接触幅の端部までの距離Aより大きくされている。すなわち、駆動軸60の連結部62および取付け孔22の伝達部24が弾性変形する内接型ギヤポンプ10の使用時に、駆動部60の前記境界部61aが取付け孔22の内周面と接触しないようになっている。

30

【0020】

具体的には、前述のように、前記距離、隙間および直径等を設定した場合において、伝達部24の曲率半径Rは、4.5mm以上100mm以下、好ましくは85mm以上100mm以下とされている。

なお、以上の内接型ギヤポンプ10の駆動軸60においては、通常約9.8N・mの負荷トルクが作用される。

40

【0021】

以上説明したように本実施形態に係る内接型ギヤポンプ10によれば、駆動軸60の連結部62を取付け孔22の伝達部24に当接させたときの接触点aから、該接触点aに隣接する駆動軸60における第1主円弧部61および連結部62の境界部61aまでの距離Bが、駆動軸60に回転駆動力が作用したときの連結部62と伝達部24との接触幅の幅方向中央部（接触点a）から、該接触幅の端部までの距離Aより大きくされているので、駆動軸60が回転駆動される際に、駆動軸60の前記境界部61aのうち、同一の第1主円弧部61において、回転方向前側に位置する境界部61a（以下、「駆動境界部61a」という）が、取付け孔22の内周面に接触することを回避することが可能になる。これ

50

により、駆動軸 6 0 の前記駆動境界部 6 1 a と、前記取付け孔 2 2 とに応力集中が発生するを抑制することが可能になり、内接型ギヤポンプ 1 0 において、その耐久性の低下や異音の発生を抑えることができる。

【 0 0 2 2 】

特に、取付け孔 2 2 の伝達部 2 4 が、径方向内方へ向けて曲面状に凸とされているので、接触点 a から該接触点 a に隣接する駆動軸 6 0 の前記境界部 6 1 a までの距離 B を、駆動軸 6 0 に回転駆動力が作用したときの連結部 6 2 と伝達部 2 4 との接触幅の幅方向中央部（接触点 a）から、該接触幅の端部までの距離 A より大きくした状態で、前記接触幅を最大限確保することが可能になり、インナーロータ 2 0 に作用する負荷を最小限に抑えることが可能になる。これにより、内接型ギヤポンプ 1 0 の使用時におけるインナーロータ 2 0 の芯振れ等を抑えることが可能になり、内接型ギヤポンプ 1 0 における耐久性の低下や異音の発生を確実に抑えることができる。

10

【 0 0 2 3 】

さらに、本実施形態では、伝達部 2 4、2 4 は、回転軸線 O が延びる方向から平面視したときに、それぞれ単一円の面積の 2 分の 1 より小さい面積となるような形状とされているので、伝達部 2 4 の、第 1 主円弧部 6 1 との接合部分に発生する負荷応力を最小限に抑えることが可能になり、伝達部 2 4 を設けたことによるインナーロータ 2 0 の耐久性の低下を防ぐことができる。

【 0 0 2 4 】

次に、本実施形態に係る内接型ギヤポンプ 1 0 の実施例について説明する。

20

まず、前記接触幅の幅方向中央部（接触点）a から当該接触幅の端部までの距離 A を、下記に示すヘルツの公式により算出した。

【 0 0 2 5 】

【 数 1 】

$$A = 2 \times \sqrt{\frac{\frac{W'}{\pi} \left[\frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right]}{\left[\frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B} \right]}}$$

30

【 0 0 2 6 】

この[数 1]において、 ν_A は駆動軸 6 0 のポアソン比、 ν_B はインナーロータ 2 0 のポアソン比、 E_A は駆動軸 6 0 のヤング率、 E_B はインナーロータ 2 0 のヤング率、 R_A は駆動軸 6 0 の連結部 6 2 の曲率半径、 R_B は伝達部 2 4 の曲率半径、 W' は駆動軸 6 0 の連結部 6 2 の、伝達部 2 4 に対する押付け力をそれぞれ表している。すなわち、前記距離 A は、内接型ギヤポンプ 1 0 の使用時における、駆動軸 6 0 の連結部 6 2、および取付け孔 2 2 の伝達部 2 4 が弾性変形したときの接触長さを表している。

40

【 0 0 2 7 】

これらのうち、 ν_A 、 ν_B 、 E_A および E_B は、駆動軸 6 0 を形成する材質（本実施例では前記一般構造用鋼材）およびインナーロータ 2 0 を形成する材質（本実施例では Fe - 0.8C - 3.0Cu）により決定され、 R_A は本実施形態では、前述のように、連結部 6 2 が平坦面とされているので無限大になる。

50

【0028】

一方、前述のように、インナーロータ20において、第2主円弧部23、23の直径が43.5mmとされるとともに、伝達部24、24の頂部同士の距離が39mmとされ、さらに、駆動軸60の連結部62と伝達部24の前記頂部と間に0.3mmの隙間が設けられ、かつ駆動軸60の第1主円弧部61と、取付け孔22の第2主円弧部23との間に0.03mmの隙間が設けられた状態から、駆動軸60を、連結部62が伝達部24に前記当接するまで軸心O回りに回転させたときの、連結部62および伝達部24の接触点aの位置は幾何学的に決定される。

【0029】

以上の構成において、駆動軸60の負荷トルクを9.8N・mとしたときに、伝達部24の曲率半径Rを種々異ならせたときの、前記距離Aを前記ヘルツの公式に基づいて算出した。結果を図4に示す。なお、この図において、前記押付け力W'は、伝達部22の曲率半径Rによって異なる。この結果から、上記構成の内接ギヤポンプ10においては、伝達部24、24の曲率半径Rは、4.5mm以上100mm以下、好ましくは85mm以上100mm以下であれば、駆動軸60に回転駆動力が作用したときにおける、接触点aから前記接触幅の端部までの距離Aが、接触点aと、該接触点aに隣接する駆動軸60の前記境界部61aとの距離Bより小さくなることが確認された。

【0030】

なお、本発明の技術的範囲は前記実施の形態に限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲において種々の変更を加えることが可能である。

例えば、伝達部24のうち、少なくとも駆動軸60の回転方向後側（連結部62と接触する）が、径方向外方へ凸とされた曲面状に形成されていればよく、図1、図2に示すような形状に限られるものではない。また、外歯21および内歯31の歯数は前記実施形態に限られるものではない。

【産業上の利用可能性】

【0031】

耐久力の低下や異音の発生を抑制することができる内接型ギヤポンプを提供する。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】本発明に係る一実施形態として示した内接型ギヤポンプの断面平面図である。

【図2】図1に示すインナーロータの取付け孔、および駆動軸の拡大図である。

【図3】図1に示す内接型ギヤポンプの使用時における、インナーロータの取付け孔、および駆動軸の一部拡大図である。

【図4】本発明に係る一実施形態として示した内接型ギヤポンプの作用効果を検証した結果を示す図である。

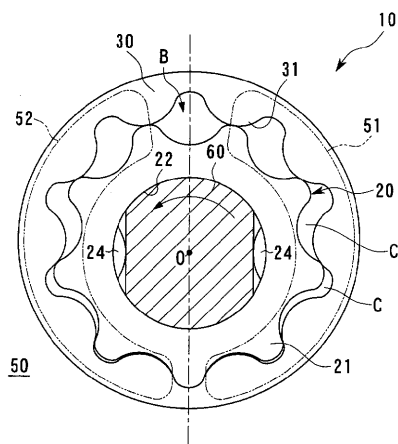
【符号の説明】

【0033】

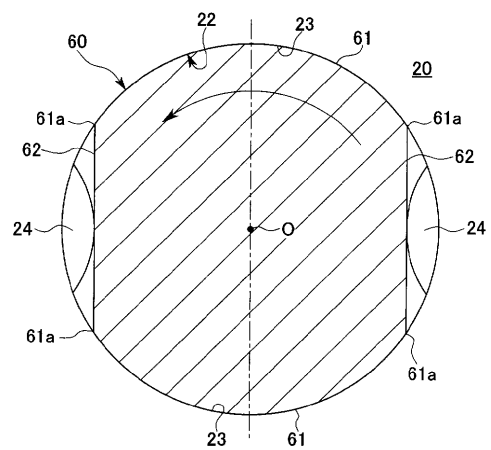
- 10 内接型ギヤポンプ
- 20 インナーロータ
- 21 外歯
- 22 取付け孔
- 23 第2主円弧部
- 24 伝達部
- 30 アウターロータ
- 31 内歯
- 60 駆動軸
- 61 第1主円弧部
- 61a 境界部（第1主円弧部の端部）
- 62 連結部
- A 接触点と接触幅の端部までの距離

- B 接触点と、該接触点に隣接する、駆動軸における第 1 主円弧部および連結部の境界部との距離
 C セル
 O 軸心
 a 接触点（接触幅の幅方向中央部）

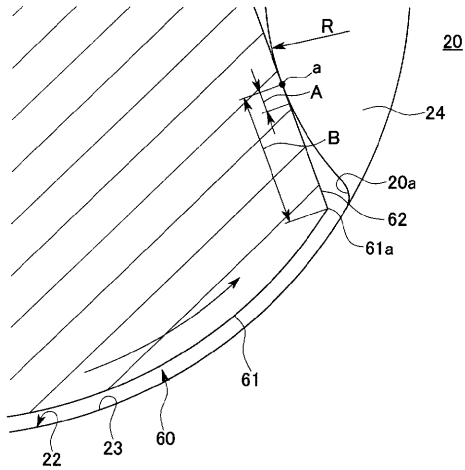
【図 1】



【図 2】



【 図 3 】



【 図 4 】

曲率半径R(mm)	4	4.5	5	27	75	80	85	95	100	105
距離A(mm)	0.054	0.058	0.061	0.142	0.287	0.300	0.321	0.360	0.380	0.402
距離B(mm)	6.509	6.460	6.420	4.972	2.730	2.530	2.296	1.972	1.792	1.616
押付け力W(kg)	4.888	4.937	4.986	6.653	8.843	9.012	9.231	9.414	9.607	9.812

フロントページの続き

(72)発明者 狩野 友樹

新潟県新潟市小金町3丁目1番1号 三菱マテリアル株式会社新潟製作所内

Fターム(参考) 3H041 AA02 BB04 CC11 CC13 DD08 DD10

3H044 AA02 BB03 CC11 CC12 DD07 DD19