

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3823573号
(P3823573)

(45) 発行日 平成18年9月20日(2006.9.20)

(24) 登録日 平成18年7月7日(2006.7.7)

(51) Int. Cl.		F I		
FO4C 18/16	(2006.01)	FO4C 18/16		T
FO4C 25/02	(2006.01)	FO4C 25/02		M

請求項の数 1 (全 9 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平10-329067 (22) 出願日 平成10年11月19日(1998.11.19) (65) 公開番号 特開2000-154792(P2000-154792A) (43) 公開日 平成12年6月6日(2000.6.6) 審査請求日 平成14年3月20日(2002.3.20)</p>	<p>(73) 特許権者 000005108 株式会社日立製作所 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 (74) 代理人 100100310 弁理士 井上 学 (72) 発明者 亀谷 裕敬 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 野沢 重和 静岡県清水市村松390番地 株式会社 日立製作所 空調 システム事業部内</p>
--	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スクリュー流体機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

外周にねじれた歯を有する雄ロータと、この雄ロータと噛合って作動ガスを圧縮する外周にねじれた歯を有する雌ロータと、これら両ロータを収納するケーシングとを備えたスクリュー流体機械において、

前記雌ロータが前記雄ロータと接触または最接近する接触点が3箇所形成され後進面側の接触点が2個存在する雄ロータと雌ロータの相対位置関係にあり、当該接触点が前進面と後進面の両側に存在する限り、いかなる回転角度においても、雌ロータの前進面側の接触点半径RLが、雌ロータの後進面側の回転中心に近い方の接触点半径RTより常に小さくなるよう各ロータの歯形を定めたことを特徴とするスクリュー流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、雄ロータと雌ロータの噛み合いにより作動ガスを圧縮するスクリュー流体機械に係り、特にスクリュー圧縮機およびスクリュー真空ポンプに好適なスクリュー流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】

雌ロータと雄ロータが噛み合って回転する2軸形のスクリュー流体機械では、歯面分離振動と呼ばれる振動現象が発生する場合がある。この2軸型のスクリュー流体機械の設計に

当たっては、通常、雄ロータを駆動側とする。雄ロータと雌ロータに形成されたスクリュウ歯面同士が直接接触して、あるいはロータと同軸上に設けられた同期歯車が噛み合うことにより、雄ロータの駆動トルクが雌ロータに伝達され、雌ロータが駆動される。

【0003】

ところで、ロータに形成された歯の形状やロータ歯面に作用する圧力条件によっては、雄ロータから雌ロータへの伝達トルクが一時的に負となり、トルクを伝達していた歯面同士が互いに乖離する歯面分離という現象が生じることがある。歯面分離が生じた後で、雄ロータから雌ロータに伝達される伝達トルクが正に復帰すると、一旦離れた歯面同士が衝突し合う。その結果、歯面分離と歯の衝突が繰り返され、大きな振動と騒音を発生する。

【0004】

この歯面分離振動を解決するため、例えば、特開平5 195972号公報に記載のものでは、雄ロータから雌ロータへの伝達トルクが負にならない条件を求めて、その条件下でスクリュウ圧縮機を運転することが提案されている。伝達トルクが負にならない条件は、歯形やロータ間の回転伝達誤差および各ロータの慣性モーメントで示される条件であり、これらの条件に基づいてロータ歯面にかかるガス圧力条件を求めている。

【0005】

歯面分離振動を解決する他の例が、特開平2 252991号公報に開示されている。この公報に記載のものでは、雄ロータから雌ロータへ伝達される伝達トルクを、常にネガティブトルクとしている。そして、後進面での接触を維持することにより、歯面分離振動の発生を防止している。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

上記特開平5-195972号公報に記載のものでは、歯面分離を生じない条件は提示されているものの、その具体的実現方法についての考慮が不十分である。つまり、歯面分離を生じないスクリュウ圧縮機についての具体的構成が不明であるので、具体的にスクリュウ圧縮機を実現することが困難である。一方、特開平2-252991号公報に記載のものは、ガスの圧力圧条件、例えば吸入圧力、吐出圧力や圧縮する気体の種類等について考慮されていないので、これらの条件が変化する一般のスクリュウ流体機械では、必ずしも満足する結果が得られない。

【0007】

本発明は上記従来技術の有する不具合に鑑みなされたものであり、その目的は、各種条件下においても、スクリュウ圧縮機において歯面分離振動の発生を防止することにある。本発明の他の目的は、広い運転条件下でスクリュウ圧縮機を静粛に運転させることにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するための本発明の第1の特徴は、外周にねじれた歯を有する雄ロータと、この雄ロータと噛合って作動ガスを圧縮する外周にねじれた歯を有する雌ロータと、これら両ロータを収納するケーシングとを備えたスクリュウ流体機械において、前記雌ロータが前記雄ロータと接触または最接近する接触点が3箇所形成され後進面側の接触点が2個存在する雄ロータと雌ロータの相対位置関係にあり、当該接触点が前進面と後進面の両側に存在する限り、いかなる回転角度においても、雌ロータの前進面側の接触点半径 R_L が、雌ロータの後進面側の回転中心に近い方の接触点半径 R_T より常に小さくなるよう各ロータの歯形を定めたものである。

【0011】

そして、いずれの特徴においても、雄ロータの歯数は5枚であり、雌ロータの歯数は6枚であるか、吸込圧力が定常運転状態で大気圧より低いことが望ましい。

【0012】

【発明の実施の形態】

スクリュウ流体機械において、雄ロータと雌ロータを噛み合わせて回転すると、両ロータの歯面相互が接触する点や僅かな隙間を残し接近する点が現れ、回転とともに発生、移動

10

20

30

40

50

、消滅を繰り返す。接近する点も歯形設計上は接触点と同一に取り扱える。そこで、この点を接触点に準じて接近点と呼び、接触点及び接近点を総称して最接近点と名付ける。接近点では両ロータの軸直角断面上での歯面間隙間が空間的に極小値をとる。隙間があるため、接近点は幾何学的に厳密な1点でなく、雌雄ロータそれぞれの歯面での2点となるが、スクリー流体機械としての基本性能を満足する場合には、隙間が小さいので、本質的に1点として取り扱うことが可能である。実際のロータにおいて、接近点と接触点とが同一点にならないのは、ロータの加工誤差や熱変形、ガス荷重変形のために、ロータ間に隙間を必要とするためである。接触点も接近点も機構学的な噛み合い条件である「接触点(接近点)の共通法線はピッチ点を通る。」を満足する。なお、接近点は基準角度からある程度離れると、接触点に遷移する場合もあるが、幾何学的には差異ない。

10

【0013】

上記の前提に立って、本発明のいくつかの実施例を図面を用いて説明する。図1は、本発明のスクリー流体機械の第1の実施例に関する図であり、雌ロータと雄ロータの噛み合いの様子を示す軸直角断面図である。

【0014】

スクリー流体機械は、例えばスクリー圧縮機やスクリー真空ポンプである。雄ロータ1と雌ロータ2が、噛み合った状態で図示しないケーシングに収納されている。雄ロータ1及び雌ロータ2のいずれもが、外周側に軸方向にねじられた歯を有している。両ロータの歯数は、雄ロータが5枚、雌ロータが6枚の場合が代表的である。そして、各ロータ1、2の中心軸回りに、回転方向4の方向へ同期回転する。

20

【0015】

任意の軸直角断面において、両ロータを噛み合ったまま各々の回転中心で回転させ、雄ロータの最外周部に位置する最大半径となる点(以下、歯先点と称す)と前記雌ロータの歯底に位置する最小半径となる点(以下、歯底点と称す)が最接近する回転角度を以下に示すように、基準角度とする。

【0016】

両ロータの周方向位置である回転角度に応じて、両ロータ1、2は、歯面上の1~3個所で接触する。なお、現実には歯の損傷を避けるため等の理由で、雄ロータの歯及び雌ロータの歯が接触しないで、微少な隙間をもって接近している場合もある。以下の記載においては説明の煩雑さを避けるため、雄ロータと雌ロータが隙間が無く接触する場合について説明する。雌ロータと雄ロータが隙間をもって接近するロータの場合には、現実の接近点を接触点として取り扱えば、本発明をそのまま適用できることは、上述した通りである。

30

【0017】

雄ロータ1と雌ロータ2の相対位置が図1に示す回転角度になると、接触点は3個所になる。この接触点は、前進面側に1個所5、後進面側に2個所6、7ある。なお、前進(Leading)面とは、雄ロータにおいては最大半径となる歯先点11から回転方向に歯底までの区間であり、雌ロータにおいては最小半径となる歯底点12から回転方向4に歯先14までの区間である。また、後進(Trailing)面とは、雄ロータにおいては歯先点11から反回転方向へ歯底までの区間であり、雌ロータにおいては歯底点12から歯先16までの区間である。雄ロータ1と雌ロータ2とは、夫々の前進面同士および夫々の後進面同士が接触する。なお、雄ロータ1の歯底と雌ロータ2の歯先とは、回転軸心を中心とする円弧上に位置しており、互いに接触する。

40

【0018】

前進面側の接触点5における雌ロータ2の半径を R_L 、この R_L から雌ロータ2の歯底半径を差し引いた残りの長さを L とする。同様に、後進面側の2つの接触点のなかで、雌ロータ2の半径が小さい方の接触点6における雌ロータ2の半径を R_T 、この R_T から雌ロータ2の歯底半径を差し引いた残りの長さを T とする。前進面側の接触点5と後進面側の接触点6で区切られ、雌ロータと雄ロータに挟まれた三日月形の領域を作動室8と呼ぶ。この作動室8は、圧縮される作動ガスで満たされている。作動室8の圧力は、ロータの軸方向端部である吐出端面近傍が最も高い。

50

【 0 0 1 9 】

本実施例においては、接触点が前進面と後進面の両側に存在する限り、いかなる回転角度においても、 $L = T$ になるようにする。すなわち、 $R_L = R_T$ となるように歯形を形成する。図1の回転角度では、この設定になっている。

【 0 0 2 0 】

従来のスクリー流体機械においては、図2に示すように、雄ロータと雌ロータの相対回転位置によっては、 $L > T$ すなわち $R_L > R_T$ となることがあった。前進面と後進面における接触点の位置がこのような関係になると、雌ロータに負のガストルクが発生し歯面分離振動が発生しやすい。ここで、ガストルクとはロータ周囲の気体の圧力がロータ歯面に作用し発生するトルクであり、ロータの回転を妨げる方向を正とする。

10

【 0 0 2 1 】

作動室8においては、雄ロータ1及び雌ロータ2の輪郭部に内圧が作用する。この内圧の回転方向への投影成分が、雄ロータ1及び雌ロータ2のトルク変動の一因になる。この投影成分は、図1で示した L 、 T で示される部分に作用する内圧の回転方向成分と等価である。つまり、雌ロータへは回転方向に L 相当の負のトルクが作用し、逆回転方向に T 相当の正のトルクが作用する。

【 0 0 2 2 】

従来のスクリー流体機械では、両ロータに形成される歯形が $L > T$ となる断面が、軸方向にあった。この断面では、雌ロータ2は作動室8内のガスの圧力によって負のガストルクを受ける。この従来のスクリー流体機械でも、もちろん、軸方向にロータの歯がねじれていること、および、作動室8が形成された部分以外の歯面にもある程度のガス圧力が作用すること等の理由で、軸方向全断面を合計した総合トルクが必ずしも負になるとは限らない。

20

【 0 0 2 3 】

しかしながら、スクリー圧縮機において吸入弁を絞った場合等には、吸入圧力が低くなる。そして、吐出圧力が高くなり、ある回転角度で瞬間的に雌ロータに作用するガストルクが負になることが生じた。この場合、雌ロータは雄ロータから伝達される伝達トルクよりも大きいガストルクで回転駆動されてしまい、雄ロータから雌ロータへは伝達トルクが伝達されない。

【 0 0 2 4 】

また、雄ロータ1と雌ロータ2の前進面同士が離れているところでは、雌ロータは雄ロータより先行回転し、両ロータの後進面同士が衝突する。さらに回転が進み、雌ロータに付加されるガストルクが正に戻ると、後進面の接触から正規の前進面接触に戻る。その結果、再び雄ロータと雌ロータの歯面同士が衝突する。その後このような現象が繰り返され、歯面分離振動が発生する。

30

【 0 0 2 5 】

これに対して、本実施例では、雄ロータ1と雌ロータ2の歯の相対位置がどの位置、つまりどの回転角度であっても、 $L = T$ となるようにしている。そのため、軸方向のすべての断面において、負のガストルクを発生しない。したがって、圧力条件がどのように変化しても、雌ロータに作用する総合トルクを常に正とすることができ、歯面分離振動を防止できる。このため、広い運転範囲でスクリー流体機械を静粛に運転できる。

40

【 0 0 2 6 】

本発明の他の実施例を、図3～図10を用いて説明する。図3～図7は、雄ロータと雌ロータの噛み合いを説明する図であり、ケーシング内に両ロータが収納された様子を軸直角断面で示した図である。図8～図10は、雌ロータの半径が接触点の変化に従って変化する様子を説明するグラフである。

【 0 0 2 7 】

雄ロータ1と雌ロータ2は噛み合わされてケーシング3に収納され、噛み合いながら同期回転する。図3の位置を基準点とし、回転角度を0度とする。すなわち、雄ロータ1の歯先点11と雌ロータ2の歯底点12が一致し、接触終了点21となった回転角度が0度で

50

ある。回転方向 4 に雄雌両ロータを回転させると、接触点は回転方向に移動するが、接触終了点 2 1 以降ではこの歯同士が接触しなくなる。なお、回転角度 0 度においては、後進面にもう 1 点、接触点 7 が形成される。

【 0 0 2 8 】

雄ロータ 1 と雌ロータ 2 とを、運転時の回転方向 4 と逆方向に同期して回転させる。雌ロータと雄ロータの歯数比から、雄ロータを - 9 度（運転時の回転方向を正にとる）だけ回転させると、雌ロータは - 7.5 度回転する。この状態を図 4 に示す。図 3 に示された接触終了点 2 1 は 2 つに分離し、前進面側の接触点 5 と後進面側の接触点 6 になる。接触点 5 と接触点 6 を境とし、両ロータ歯面に挟まれた細い領域が、高い圧力の作動室 8 となる。一方、接触点 6 と接触点 7 を境とし両ロータ歯面に囲まれた領域は、吸入工程の作動室 8 a である。この作動室 8 a は圧力が低く、トルクへの影響が小さい。

10

【 0 0 2 9 】

雄ロータ 1 及び雌ロータ 2 をさらに同じ方向に回転すると、図 5 の状態（雄ロータが - 18 度、雌ロータが - 15 度）を経て、図 6 の状態（雄ロータが - 27 度、雌ロータが - 22.5 度）になる。図 6 の状態では、後進面側の 2 つの接触点 6、7 が一致して、接触開始点 2 2 になる。さらに回転を進めると、図 7 に示すように（雄ロータが - 36 度、雌ロータが - 30 度）、後進面での接触が終り、前進面側にのみ接触点 5 が形成される。

【 0 0 3 0 】

上記した回転の経過を横軸にとり、接触点 5、6 における雌ロータの半径の変化を示したのが、図 9 および図 10 である。比較のために、従来歯形の場合を、図 8 に示す。これらの図において、横軸は雌ロータの回転角度であり、運転時と逆の回転方向を横軸の正方向にしている。したがって、原点が 0 で、右方向が負回転方向となる。前進面側の接触点 5 における雌ロータの半径 R_L を実線で示し、後進面側の接触点の雌ロータの半径 R_T を破線で示している。なお、この図 9 及び図 10 では、雌ロータ 2 の直径を 100 mm とした。

20

【 0 0 3 1 】

回転角度 0 度の場合には、前進面及び後進面の接触点 5、6 の半径が歯底半径 30 mm に等しくなると、接触終了点 2 1 に一致する。雌ロータが - 22.5 度回転した位置では、後進面側の接触点 6 が接触開始点 2 2 となる。そして、これより運転時と逆回転方向に進んだロータ角度では、雄ロータと雌ロータに形成された歯同士が接触しなくなる。そのため、回転角度が - 22.5 度以下になると、 R_T は存在しなくなる。なお本実施例では、この接触開始点 2 2 が存在する回転角度を - 22.5 度としているが、歯形や歯数により変化することは言うまでもない。

30

【 0 0 3 2 】

第 1 実施例の説明の際に述べたように、従来歯形では $R_T < R_L$ となる軸方向断面が存在し、雌ロータに負のガストルクが発生する。その結果、歯面分離振動が発生していた。

【 0 0 3 3 】

しかしながら、上述の実施例の歯形を用いると、図 9 に示すように、どの回転角度においても、 $R_T > R_L$ の関係が満足される。そのため、雌ロータに負のガストルクを生じず、歯面分離振動が発生しない。

40

【 0 0 3 4 】

上記実施例で用いたと同じ歯形を有するスクリュロータにおいて、接触点における雌ロータの半径の変化を図 10 に示す。基準角度 0 度を起点とし、接触開始点 2 2 の角度（- 22.5 度）までの間の任意の角度を終点とする積分範囲 A を設定する。この積分範囲 A において、前進面側の接触点 5 における雌ロータ半径 R_L と、後進面側の接触点 6 における雌ロータの半径 R_T を積分し、その値をそれぞれ T_L 、 T_T とする。これらの値は、図 10 において、積分範囲 A での雌ロータの半径を示す線より下の面積で表される。この求められた面積が、 $T_L > T_T$ を満たす歯形を雄ロータ及び雌ロータ上に形成する。なお、この $T_L > T_T$ なる条件さえ満たされれば、部分的に $R_L > R_T$ となる区間があってもかまわない。

50

【 0 0 3 5 】

ロータの吐出端面付近においては、ロータの回転につれて、作動室 8 が、図 6 図 5 図 4 図 3 の順序で縮小する。この吐出側端面では、作動室 8 は作動ガスの圧縮を完了し、機外へガスを吐出する。そして、図 3 の状態では、接触点が接触終了点 2 1 に一致して、作動室 8 が消滅する。この吐出側端面に形成される作動室 8 は圧力が高いので、雌ロータに負のガストルクが発生する原因となりえる。雌ロータに作用するガストルクは、断面毎に、 $k \cdot (R T - R L)$ で示される。ここで、 k は定数である。各断面毎に求めた $(R T - R L)$ を軸方向に積分すれば、総合ガストルクが求められる。

【 0 0 3 6 】

一例として、ロータの吐出端面におけるロータ回転角度が、図 5 に示す回転角度にある場合を考える。この吐出端面で形成された作動室 8 を吸入側まで辿って行けば、図 4 および図 3 に示す回転角度における作動室と同様の作動室が途中で得られる。このことから、図 1 0 における積分範囲 A は、図 5 に相当する雌ロータ回転角度 - 1 5 度から基準角度 0 度までであることがわかる。したがって、この範囲を積分範囲として $(R T - R L)$ を積分する。この結果、作動室 8 による雌ロータ回転角度 - 1 5 度までの総合ガストルク $(T T - T L)$ が得られた。

10

【 0 0 3 7 】

積分範囲 A の起点を常に 0 度とし、終点を 0 度から接触開始点の角度までの間のいずれかの角度として、 $(R T - R L)$ を積分する。この終点の角度が何れの値であっても、 T_L T_T となる歯形を求めれば、雌ロータに負のガストルクが発生せず、歯面分離振動を防止できる。本実施例によれば、第 1 実施例に比較して、歯形の分布をさらに自由に出来るので、歯形設計の自由度が増す。

20

【 0 0 3 8 】

【 発明の効果 】

以上述べたように、本発明によれば、スクリュウ圧縮機や真空ポンプ等のスクリュウ流体機械において、雌ロータには負のガストルクが発生せず、この結果歯面分離振動を防止できるので、スクリュウ流体機械を静粛に運転できる。特に、本発明によれば、吸入圧力が低くかつ吐出圧力が高い条件においても、スクリュウ流体機械の雌ロータに負のガストルクが生じるのを防止でき、広い運転範囲で静粛な運転を実現できる。

30

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】本発明のスクリュウ流体機械に係る第 1 実施例のロータ部の詳細横断面図である。

【 図 2 】歯面分離を説明する図である。

【 図 3 】ロータの噛み合いを説明する図で、ロータ部の横断面図である。

【 図 4 】ロータの噛み合いを説明する図で、ロータ部の横断面図である。

【 図 5 】ロータの噛み合いを説明する図で、ロータ部の横断面図である。

【 図 6 】ロータの噛み合いを説明する図で、ロータ部の横断面図である。

【 図 7 】ロータの噛み合いを説明する図で、ロータ部の横断面図である。

【 図 8 】従来のスクリュウロータの歯形を説明する図である。

【 図 9 】本発明のスクリュウ流体機械に係る第 1 実施例において、ロータに形成される歯形を説明するグラフである。

40

【 図 1 0 】本発明のスクリュウ流体機械に係る第 2 実施例において、ロータに形成される歯形を説明するグラフである。

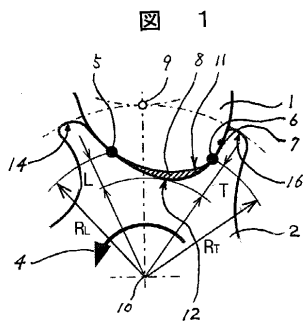
【 符号の説明 】

- 1 雄ロータ、 2 雌ロータ、
 3 ケーシング、 4 回転方向、
 5 前進面側の接触点、 6 後進面側の接触点、
 7 後進面側の接触点、 8 作動室、
 9 ピッチ点、 1 0 雌ロータ中心、
 1 1 雄ロータの歯先点、 1 2 雌ロータの歯底点、

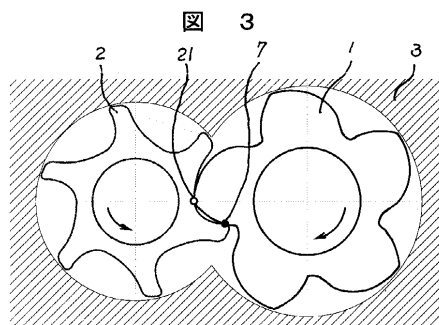
50

14、16 雌ロータの歯先、
21 接触終了点、22 接触開始点。

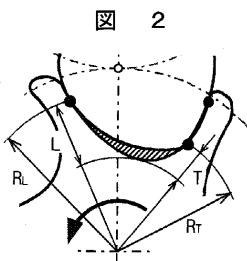
【 図 1 】



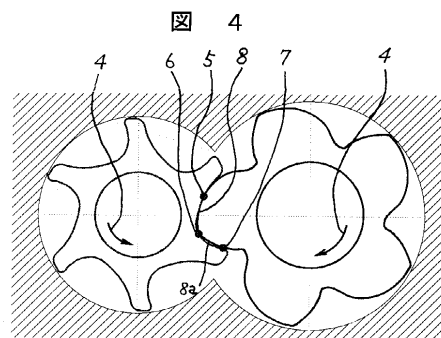
【 図 3 】



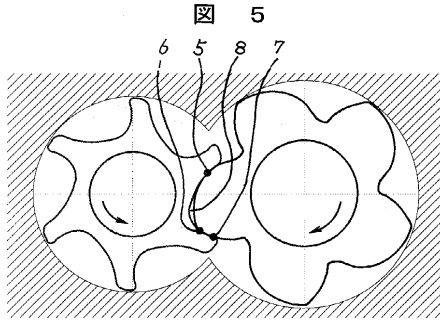
【 図 2 】



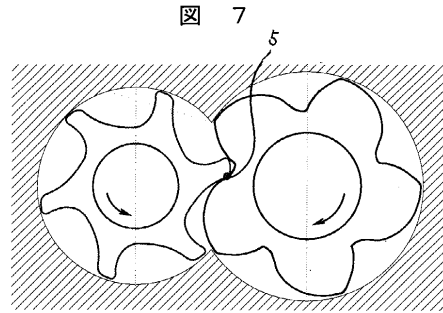
【 図 4 】



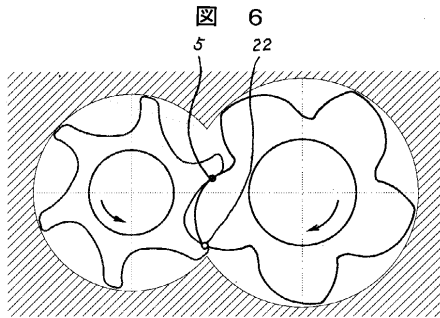
【 図 5 】



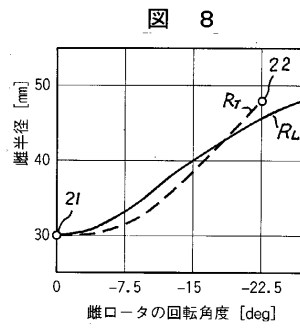
【 図 7 】



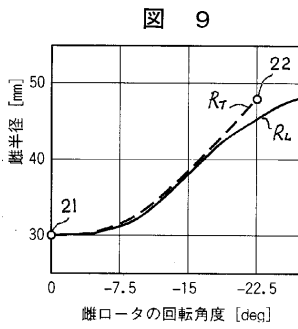
【 図 6 】



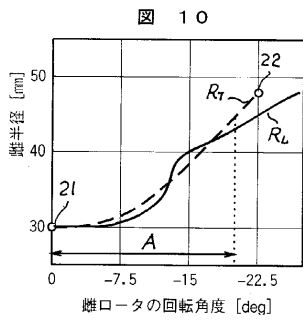
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

- (72)発明者 浦新 昌幸
静岡県清水市村松390番地
部内 株式会社 日立製作所 空調システム事業
- (72)発明者 肥田 毅士
静岡県清水市村松390番地
部内 株式会社 日立製作所 空調システム事業
- (72)発明者 青木 優和
静岡県清水市村松390番地
部内 株式会社 日立製作所 空調システム事業

審査官 川口 真一

- (56)参考文献 特開昭58-113595(JP,A)
特公平02-026681(JP,B2)
実開平03-071187(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04C 18/08-18/28