

(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2010-242513

(P2010-242513A)

(43) 公開日 平成22年10月28日(2010.10.28)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
FO4C 18/18 (2006.01)	FO4C 18/18 B	3H029
FO4C 29/00 (2006.01)	FO4C 29/00 D	3H129

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2009-89127(P2009-89127)
 (22) 出願日 平成21年4月1日(2009.4.1)

(71) 出願人 000003218
 株式会社豊田自動織機
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
 (74) 代理人 110001117
 特許業務法人ばてな
 (72) 発明者 平野 貴之
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
 社豊田自動織機内
 (72) 発明者 山田 一穂
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
 社豊田自動織機内
 (72) 発明者 首和 真理
 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
 社豊田自動織機内

最終頁に続く

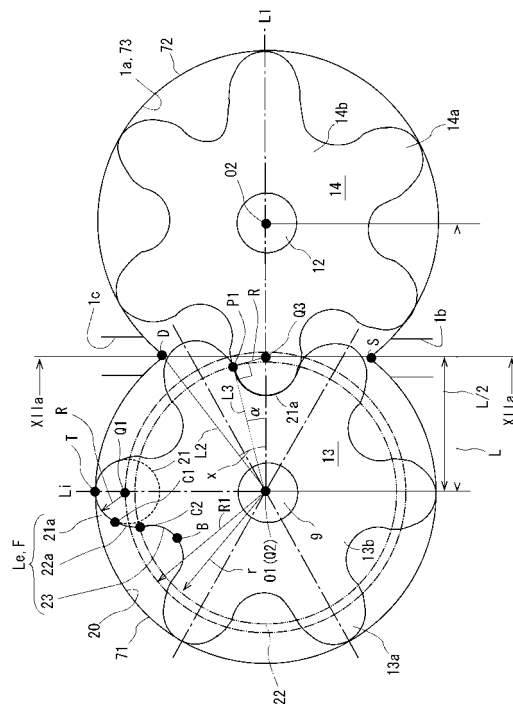
(54) 【発明の名称】 ルーツ式流体機械

(57) 【要約】

【課題】動力損失や騒音を小さくすることができ、安定した体積効率 v を発揮でき、かつ確実に優れた全段熱効率 η_{ad} を発揮可能なルーツ式流体機械を提供する。

【解決手段】ロータ13の外形線 L_e は、頂端Tから第1切替点C1までが仮想線 L_i 上に中心Q1を有する半径Rの円弧21aからなり、第1切替点C1から第2切替点C2までが円弧21aに連続する、軸心O1に中心Q2を有する半径rの基礎円22に基づくインボリュート曲線22aからなり、第2切替点C2から底端Bまでがインボリュート曲線22aに連続する、円弧21aの包絡線23からなる。山歯の数nは4以上であり、外形面Fのねじれ角 α は $360^\circ/n$ を超えている。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ロータ室、吸入ポート及び吐出ポートが形成されたハウジングと、該ロータ室内で回転可能に設けられ、互いに平行な 2 本の回転軸と、該ロータ室内で各該回転軸と一体回転可能に設けられ、互いに噛み合う山歯及び谷歯を有するロータとを備え、両該ロータの回転により、両該ロータと該ロータ室の内面との間に形成されるポンプ室がポンプ作用を生じ、該ポンプ室が流体を該吸入ポートから吸入した後、該吐出ポートから吐出するルーツ式流体機械において、

前記ロータは、前記回転軸の軸心と、該軸心から前記山歯の数 n だけ互いが等しい角度で隣り合うように放射方向に延びている仮想線と、該山歯の頂端から前記谷歯の底端に向かう周方向に沿って描かれた外形線と、該外形線を該軸心方向に移動させて規定される外形面とにより画定され、

該外形線は、該頂端から第 1 切替点までが該仮想線上に中心を有する半径 R の円弧からなり、該第 1 切替点から第 2 切替点までが該円弧に連続する、該軸心に中心を有する半径 r の基礎円に基づくインポリュート曲線からなり、該第 2 切替点から該底端までが該インポリュート曲線に連続する、該円弧の包絡線からなり、

上記数 n は 4 以上であり、

上記外形面のねじれ角は $360^\circ / n$ を超えていることを特徴とするルーツ式流体機械。

【請求項 2】

両前記回転軸のピッチ間距離を L とすると、

前記半径 r は、 $nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2} < r < L / 2$ を満たし、

前記半径 R は、 $r / 2n < R$ を満たす請求項 1 記載のルーツ式流体機械。

【請求項 3】

両前記回転軸のピッチ間距離を L とすると、

前記半径 r は、 $r < nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2}$ を満たし、

前記半径 R は、 $R < r / 2n$ を満たす請求項 1 記載のルーツ式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はルーツ式流体機械に関する。

【背景技術】

【0002】

ルーツ式流体機械は、ロータ室、吸入ポート及び吐出ポートが形成されたハウジングと、ロータ室内で回転可能に設けられ、互いに平行な 2 本の回転軸と、ロータ室内で各回転軸と一体回転可能に設けられ、互いに噛み合う山歯及び谷歯を有するロータとを備えている。両ロータとロータ室の内面との間にはポンプ室が形成される。ポンプ室は、両ロータの回転により、吸入ポートと連通した状態から、吸入ポート及び吐出ポートに連通しない閉じ込められた状態とされた後、吐出ポートに連通する状態になる。ポンプ室は、吸入ポートと連通した状態では容積が徐々に大きくなり、閉じ込められた状態及び吐出ポートに連通する状態では容積が徐々に小さくなることから、ポンプ作用を生じる。つまり、ポンプ室は、吸入ポートから流体を吸入した後、流体を内部圧縮し、この流体を吐出ポートから吐出する。

【0003】

図 13 に一般的なルーツ式流体機械を示す。図 13 では、軸方向に直交する断面において、軸心 O_1 、 O_2 を中心とする二つの円 7_1 、 7_2 が結合された内面をもつロータ室 7_3 を仮定し、軸心 O_1 、 O_2 を結ぶ直線 L_1 と、軸心 O_1 と円 7_1 、 7_2 の交点 (カスプ) S 、 D の一方とを結ぶ直線 L_2 とがなす角度を x° としている。

【0004】

ロータ 9_8 、 9_9 は面対称の外形を有しているため、一方のロータ 9_8 だけについて説

明する（以下、同様。）。ロータ98は、回転軸91の軸心O1と、その軸心O1から山歯92の数（谷歯93の数、ローブ数） n だけ互いが等しい角度で隣り合うように放射方向に延びている仮想線Liと、山歯92の頂端Tから谷歯93の底端Bに向かう周方向に沿って描かれた外形線Leと、外形線Leを軸心O1方向にロータ98の軸長だけ移動させて規定される外形面Fとにより画定される。ロータ98の外形線Leを全てインボリュート曲線で画定すると、相手のロータ99の歯の先端が干渉してしまう。このため、ロータ98の外形線Leにはアンダーカット（切り下げ）が行われる。アンダーカットはデッドボリュームを小さくするように設定される。このため、一般的なルーツ式流体機械では、外形線Leは、インボリュート曲線と、相手側ロータの山歯の歯先の軌跡からなる包絡線（エンベロープ曲線）とからなる。図13に示すルーツ式流体機械は、 $n = 6$ であり、山歯及び谷歯がそれぞれ六つである6葉型である。

10

【0005】

このルーツ式流体機械においては、ロータ98における山歯92の歯先がその先端に向かうに従って細くなるため、ロータ98の慣性モーメントが小さく、ロータ98を高速で回転させることが容易である。また、このルーツ式流体機械においては、ロータ室73内におけるロータ98の占有率を小さくすることができるため、ポンプ室96を大きく確保でき、体格が小型でありながら、ロータ98の一回転当たりの吐出容量を大きくすることができる。

【0006】

しかし、このルーツ式流体機械においては、両ロータ98、99間に大きなデッドボリューム30を生じてしまっている。このため、このルーツ式流体機械においては、流体の漏れによる動力損失が比較的大きいととも、流体の再膨張によって騒音を生じやすい。

20

【0007】

このため、出願人は特許文献1のルーツ式流体機械を提案した。このルーツ式流体機械のロータは、 $n = 2$ 又は3であり、山歯及び谷歯がそれぞれ二つである2葉型又は山歯及び谷歯がそれぞれ三つである3葉型である。このルーツ式流体機械において、図14に示すように、ロータ88、89の外形線Leは、円弧81a、インボリュート曲線82a及び包絡線83からなる。

【0008】

円弧81aは、外形線Leの頂端Tから第1切替点C1までを構成しており、仮想線Li上に中心Q1を有する半径Rの円81の一部である。軸心O1から中心Q1までの距離はR1とされている。インボリュート曲線82aは、外形線Leの第1切替点C1から第2切替点C2までを構成しており、軸心O1に中心Q2を有する半径rの基礎円82に基づいている。インボリュート曲線82aは円弧81aに連続している。包絡線83は、外形線Leの第2切替点C2から底端Bまでを構成しており、相手側のロータ89における山歯の円弧81aが辿る軌跡の外側を辿ったものである。包絡線83はインボリュート曲線82aに連続している。このルーツ式流体機械は、特許文献1に記載されているように、動力損失や騒音を小さくことができ、安定した容積効率を発揮できる。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

40

【0009】

【特許文献1】特開2007-162476号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

しかし、現在よりさらに動力損失や騒音を小さくことができ、安定した体積効率 v を発揮でき、かつ確実に優れた全段熱効率 tad を発揮可能なより優れたルーツ式流体機械が求められている。

【0011】

本発明は、上記従来の実情に鑑みてなされたものであって、動力損失や騒音を小さくす

50

ることができ、安定した体積効率 η_v を発揮でき、かつ確実に優れた全段熱効率 η_{tad} を発揮可能なルーツ式流体機械を提供することを解決すべき課題としている。

【課題を解決するための手段】

【0012】

本発明のルーツ式流体機械は、ロータ室、吸入ポート及び吐出ポートが形成されたハウジングと、該ロータ室内で回転可能に設けられ、互いに平行な2本の回転軸と、該ロータ室内で各該回転軸と一体回転可能に設けられ、互いに噛み合う山歯及び谷歯を有するロータとを備え、両該ロータの回転により、両該ロータと該ロータ室の内面との間に形成されるポンプ室がポンプ作用を生じ、該ポンプ室が流体を該吸入ポートから吸入した後、該吐出ポートから吐出するルーツ式流体機械において、

10

前記ロータは、前記回転軸の軸心と、該軸心から前記山歯の数 n だけ互いが等しい角度で隣り合うように放射方向に延びている仮想線と、該山歯の頂端から前記谷歯の底端に向かう周方向に沿って描かれた外形線と、該外形線を該軸心方向に移動させて規定される外形面とにより画定され、

該外形線は、該頂端から第1切替点までが該仮想線上に中心を有する半径 R の円弧からなり、該第1切替点から第2切替点までが該円弧に連続する、該軸心に中心を有する半径 r の基礎円に基づくインボリュート曲線からなり、該第2切替点から該底端までが該インボリュート曲線に連続する、該円弧の包絡線からなり、

上記数 n は4以上であり、

上記外形面のねじれ角 θ は $360^\circ / n$ を超えていることを特徴とする（請求項1）。

20

【0013】

本発明のルーツ式流体機械では、ロータの外形線 L_e を円弧、インボリュート曲線及び包絡線により構成している。包絡線は、相手側のロータにおける山歯の円弧が辿る軌跡の外側を辿ったものである。このため、このルーツ式流体機械では、ロータの外形線 L_e をインボリュート曲線及び包絡線で構成したルーツ式流体機械よりも、両ロータ間のデッドボリュームが小さくなっている。このため、流体に漏れが生じにくく、動力損失を生じ難い。また、流体が再膨張し難く、騒音も生じ難い。

【0014】

また、このルーツ式流体機械では、ねじれ角 θ を有する外形面によってポンプ室内の流体が内部圧縮を生じる。ポンプ室は、両ロータとロータ室の内面との間に形成される。ねじれ角とは、ロータにおいて、前端面に対して後端面が回転している角度をいい、ロータの軸長に無関係なものである。ここで、このルーツ式流体機械では、山歯の数 n が4以上であり、外形面のねじれ角 θ が $360^\circ / n$ を超えている。山歯の数 n が4以上のルーツ式流体機械では、経験的に、ねじれ角度 θ が $360^\circ / n$ において、吐出ポートに連通し始めたポンプ室の容積が減少し始め、ポンプ室内の流体は内部圧縮を生じる寸前となっている。ねじれ角度 θ が $360^\circ / n$ を超えると、吐出ポートに連通し始めたポンプ室は、その容積が減少しており、ポンプ室内の流体が内部圧縮を生じている。ねじれ角度 θ が $360^\circ / n$ 未満では、ポンプ室の容積が減少する前にポンプ室が吐出ポートに連通してしまう。このため、このルーツ式流体機械では、ロータの外形線 L_e をインボリュート曲線及び包絡線で構成したルーツ式流体機械よりも、全段熱効率 η_{tad} が向上する。

30

40

【0015】

山歯の数 n が3であれば、ねじれ角 θ が 120° を超えなければ圧縮比が1.0を超えない。 $n = 3$ のとき、最大の圧縮比を実現可能なねじれ角 θ_{max} は、特開2006-320191号公報に記載されているように、 140° である。ねじれ角 θ がこれ以上であれば、吐出側のバックフローポートとポンプ室と吸入側のバックフローポートとがそれぞれ連通することによって、吐出ポートと吸入ポートとが間接的に連通してしまうため、ルーツ式流体機械のポンプ作用が損なわれてしまう。ねじれ角 θ_{max} が 140° であれば、圧縮比が1.0に近いとともに、吸入ポート及び吐出ポートを確保し難い。一方、 $n = 4$ 以上であれば、ねじれ角 θ_{max} は $360^\circ / n$ よりもかなり大きいため、圧縮比を1.0よりも高い値にできるとともに、吸入ポート及び吐出ポートを確保しやすい。

50

【0016】

したがって、本発明のルーツ式流体機械では、動力損失や騒音を小さくすることができ、安定した体積効率 v を発揮でき、かつ確実に優れた全段熱効率 tad を発揮することが可能である。

【0017】

本発明のルーツ式流体機械において、両回転軸のピッチ間距離（両回転軸の軸心間の距離）を L とすると、半径 r は、 $nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2} < r < L / 2$ を満たし、半径 R は、 $r / 2n < R$ を満たすことが好ましい（請求項2）。この場合、一方のロータの包絡線は他方のロータの円弧に近づき、デッドボリュームをより小さくし、動力損失や騒音の低減をより図ることができる。また、半径 r が $r < nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2}$ を満たし、半径 R が $R < r / 2n$ を満たす場合よりも、なだらかな山及び谷となり、脈動に伴う動力損失や騒音が低減する。また、バックフローポートも小さくなり、内部圧縮が高まる。

10

【0018】

他方、本発明のルーツ式流体機械において、両回転軸のピッチ間距離を L とすると、半径 r は、 $r < nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2}$ を満たし、半径 R は、 $R < r / 2n$ を満たすことが好ましい（請求項3）。この場合、半径 r が $nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2} < r < L / 2$ を満たし、半径 R が $r / 2n < R$ を満たす場合よりも、デッドボリュームは大きくなるものの、容積効率が良くなり、体格が小さくなる。但し、 $nL / (\sqrt{2 + 4n^2})^{1/2}$ や $r / 2n$ という値は設計の基準である。

20

【図面の簡単な説明】

【0019】

【図1】実施例のルーツ式圧縮機の軸方向断面図である。

【図2】実施例のルーツ式圧縮機に係り、ハウジング及び両ロータの軸直角断面を示す線図である。

【図3】実施例のルーツ式圧縮機に係り、基礎円とインポリュート曲線との関係を示す線図である。

【図4】実施例のルーツ式圧縮機に係り、ロータの側面図である。

【図5】実施例のルーツ式圧縮機に係り、ロータの前端面及び後端面を表した図である。

【図6】実施例のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの展開図である。

30

【図7】比較例1のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの展開図である。

【図8】実施例のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの展開図である。

【図9】比較例2のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの展開図である。

【図10】実施例のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの展開図と、ロータの軸方向断面図との位置関係を示す図である。

【図11】ルーツ式圧縮機におけるねじれ角と論理最大圧縮比との関係を示すグラフである。

【図12】図(A)は実施例のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの軸方向断面図、図(B)は比較例3のルーツ式圧縮機におけるロータ室内での両ロータの軸方向断面図である。

40

【図13】従来及び比較例3のルーツ式圧縮機に係り、ハウジング及び両ロータの軸直角断面を示す線図である。

【図14】他の従来ルーツ式圧縮機に係り、ハウジング及び両ロータの軸直角断面を示す線図である。

【発明を実施するための形態】

【0020】

以下、本発明のルーツ式流体機械をルーツ式圧縮機に具体化した実施例を図面を参照しつつ説明する。

【0021】

実施例のルーツ式圧縮機は、図1に示すように、ロータハウジング1、エンドプレート

50

2、ギヤハウジング3、モータハウジング4及びエンドカバー5を備えている。これらがハウジングである。

【0022】

ロータハウジング1には複数本のボルト6によってエンドプレート2が接合されており、ロータハウジング1及びエンドプレート2によって歯形状のロータ室1a(図2参照)が形成されている。ロータ室1aは、図2に示すように、軸心O1、O2を中心とする二つの円71、72が結合された内面をもっている。軸心O1、O2を結ぶ直線L1と、軸心O1と円71、72の交点(カスプ)S、Dの一方とを結ぶ直線L2とがなす角度 α は50°である。角度50°は多くのルーツ式圧縮機で共通している。

【0023】

また、ロータハウジング1には、吸入ポート1b及び吐出ポート1cが形成されている。吸入ポート1bは交点Sに開口して図1の紙面の裏側に位置し、吐出ポート1cは図2の交点Dに開口して図1の紙面の手前に位置している。

【0024】

図1に示すように、ロータハウジング1及びエンドプレート2にはそれぞれ2個の軸孔1d、1e、2a、2bが形成されている。軸孔1d、2aにはそれぞれ軸封装置7a、7b及び軸受装置8a、8bを介して回転軸9が回転可能に設けられている。また、軸孔1e、2bにもそれぞれ軸封装置10a、10b及び軸受装置11a、11bを介して回転軸12が回転可能に設けられている。回転軸9と回転軸12とは互いに平行であり、図2に示すように、回転軸9の軸心O1と回転軸12の軸心O2との間の距離はLに設定されている。

【0025】

ロータ室1a内では、回転軸9にロータ13が一体回転可能に固定され、回転軸12にロータ14が一体回転可能に固定されている。両ロータ13、14は互いに噛み合う山歯13a、14a及び谷歯13b、14bを有している。山歯13a、14aの数(谷歯13b、14bの数、ローブ数)nは6であり、山歯及び谷歯がそれぞれ六つである6葉型である。両ロータ13、14の表面には間隙を調整するためのコーティングが施されている。

【0026】

図1に示すように、ロータハウジング1には複数本のボルト15によってエンドカバー5が固定されており、エンドカバー5は一方側の軸受装置8a、11a及び回転軸9、12を覆っている。また、他方側の軸受装置8b、11b等が位置するエンドプレート2には図示しない複数本のボルトによってギヤハウジング3が接合されており、エンドプレート2及びギヤハウジング3によってギヤ室3aが形成されている。さらに、ギヤハウジング3には図示しない複数本のボルトによってモータハウジング4が接合されており、ギヤハウジング3及びモータハウジング4によってモータ室4aが形成されている。

【0027】

ギヤハウジング3にはギヤ室3aと連通する軸孔3bが形成されており、軸孔3bには軸封装置16が設けられている。回転軸12は、ロータ室1aからギヤ室3a及び軸封装置16を経てモータ室4a内まで延びており、モータ室4a内に設けられたモータ17によって回転駆動されるようになっている。

【0028】

この回転軸12には、ギヤ室3a内において、駆動ギヤ18が固定されている。回転軸9はロータ室1aからギヤ室3a内まで延びている。回転軸9には、ギヤ室3a内において、従動ギヤ19が固定されている。駆動ギヤ18と従動ギヤ19とは噛み合っている。駆動ギヤ18及び従動ギヤ19が両ロータ13、14を駆動する歯車列を構成している。そして、図2に示すように、両ロータ13、14とロータ室1aの内面との間にポンプ室20が形成されている。

【0029】

次に、ロータ13、14の形状について詳細に説明する。なお、ロータ13、14は面

10

20

30

40

50

対称であるため、以下、ロータ 13 の形状のみを説明し、ロータ 14 の形状の説明を省略する。

【0030】

ロータ 13 は、回転軸 9 の軸心 O1 と、その軸心 O1 から山歯 13a の数 $n (= 6)$ だけ互いが 60° で隣り合うように放射方向に延びている仮想線 L_i と、山歯 13a の頂端 T から谷歯 13b の底端 B に向かう周方向に沿って描かれた外形線 L_e と、外形線 L_e を軸心 O1 方向に移動させて規定される外形面 F (図 1 参照) とにより画定されている。

【0031】

ロータ 13 の外形線 L_e は、円弧 21a、インボリュート曲線 22a 及び包絡線 23 からなる。円弧 21a は、外形線 L_e の頂端 T から第 1 切替点 C1 までを構成しており、仮想線 L_i 上に中心 Q1 を有する半径 R の円 21 の一部である。軸心 O1 から中心 Q1 までの距離は R1 とされている。インボリュート曲線 22a は、外形線 L_e の第 1 切替点 C1 から第 2 切替点 C2 までを構成しており、図 3 にも示すように、軸心 O1 に中心 Q2 を有する半径 r の基礎円 22 に基づいている。図 2 に示すように、インボリュート曲線 22a は円弧 21a に連続している。包絡線 23 は、外形線 L_e の第 2 切替点 C2 から底端 B までを構成しており、相手側のロータ 14 における山歯 14a の円弧 21a が迎る軌跡の外側を辿ったものである。包絡線 23 はインボリュート曲線 22a に連続している。

10

【0032】

上記円弧 21a、インボリュート曲線 22a 及び包絡線 23 を描くときに必要な円 21 の半径 R 及び基礎円 22 の半径 r は、次のように設定されている。

20

【0033】

まず、図 2 に示す位置において、軸心 O1 から相手側のロータ 14 の円弧 21a に接線 L3 を引く。直線 L1 と接線 L3 とがなす角度を θ とする。接線 L3 と円弧 21a との交点を P1 とする。円弧 21a の中心 Q3 はピッチ間距離 (両回転軸 9、12 の軸心 O1、O2 間の距離) L の $1/2$ の位置に存在する。接線 L3 は交点 P1 と中心 Q3 とを結ぶ直線と直交するから、

【0034】

$$R = L \sin \theta / 2 \dots (1-1) \text{ 式}$$

【0035】

が得られる。(1-1) 式を変形し、

30

【0036】

$$\sin \theta = 2R / L \dots (1-2) \text{ 式}$$

【0037】

$$\cos \theta = r / L \dots (1-3) \text{ 式}$$

【0038】

が得られる。図 3 に示すように、基礎円 22 の半径を r とし、この基礎円 22 に基づいて点 P2 からインボリュート曲線 22a を引くと、

【0039】

$$\tan \theta = P_4 P_3 / O_1 P_3 = r / R = \dots (1-4) \text{ 式}$$

【0040】

$$\theta = \arcsin \left(\frac{2R}{L} \right) + \dots (1-5) \text{ 式}$$

40

【0041】

が得られる。(1-4) 式及び (1-5) 式より、

【0042】

$$\arcsin \left(\frac{2R}{L} \right) = \arctan \left(\frac{r}{R} \right) - \dots (1-6) \text{ 式}$$

【0043】

が得られる。山歯の数が n で、左右対称形状である場合の連続条件は、

【0044】

$$= 2 / 4n$$

$$= \dots / 2n \dots (1-7) \text{ 式}$$

50

【 0 0 4 5 】

であるから、(1 - 4) 式及び (1 - 7) 式より、

【 0 0 4 6 】

$$= \tan \quad = \quad / 2 n \dots (1 - 8) \text{ 式}$$

【 0 0 4 7 】

が得られる。(1 - 2) 式、(1 - 3) 式及び (1 - 8) 式より、

【 0 0 4 8 】

$$R = \quad r / 2 n \dots (1 - 9) \text{ 式}$$

【 0 0 4 9 】

$$\sin^2 \quad + \cos^2 \quad = 1 \text{ であるから、}$$

10

【 0 0 5 0 】

$$r = n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2} (1 - 1 0) \text{ 式}$$

【 0 0 5 1 】

基礎円 2 2 の半径 r が $n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2}$ であり、円 2 1 の半径 R が $r / 2 n$ であるロータ 1 3 は、実施例の基礎となる。

【 0 0 5 2 】

半径 r が $n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2} < r < L / 2$ を満たし、半径 R が $r / 2 n < R$ を満たせば、ロータ 1 3 の包絡線 2 3 がロータ 1 4 の円弧 2 1 a と同じになる。この場合、デッドボリューム 3 0 (図 1 3 参照) が無くなり、動力損失や騒音の低減をより図ることができる。また、半径 r が $r < n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2}$ を満たし、半径 R が $R < r / 2 n$ を満たす場合よりも、なだらかな山及び谷となり、脈動に伴う動力損失や騒音が低減する。また、図 1 2 (A) に示すように、バックフローポート 4 0 も小さくなり、内部圧縮が高まる。

20

【 0 0 5 3 】

他方、半径 r が $r < n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2}$ を満たし、半径 R が $R < r / 2 n$ を満たせば、半径 r が $n L / (\quad^2 + 4 n^2)^{1/2} < r < L / 2$ を満たし、半径 R が $r / 2 n < R$ を満たす場合よりも、デッドボリュームは大きくなるものの、容積効率が良くなり、体格が小さくなる。

【 0 0 5 4 】

また、このルーツ式圧縮機では、外形線 $L e$ を軸心 $O 1$ 方向に移動させてロータ 1 3 の外形面 F を規定する際、以下に示すように、 60° を超えたねじれ角 を付与している。

30

【 0 0 5 5 】

すなわち、図 4 及び図 5 に示すように、ロータ 1 3 は、外形線 $L e$ を軸心 $O 1$ 方向に軸長 m だけ移動させて外形面 F を画定するに際し、前端面 1 3 d に対して後端面 1 3 e がねじれ角 だけ回転している。図 4 はロータ 1 3 の側面図であるが、ロータ 1 3 の周面を展開し、併せてロータ 1 4 の周面を展開すると、図 6 ~ 9 が得られる。図 6 及び図 8 はねじれ角 が 120° の場合 (実施例) であり、図 7 はねじれ角 が 60° の場合 (比較例 1) であり、図 9 はねじれ角 が 200° 以上の場合 (比較例 2) である。なお、図 6 及び図 7 に示す角度 は、各ロータ 1 3、1 4 の山歯 1 3 a、1 4 a を周方向の展開図で示した直線の傾き (螺旋角度) である。各ロータ 1 3、1 4 は軸心 $O 1$ 方向に均等に振れているため、展開図において山歯 1 3 a、1 4 a は直線で表される。図 8 に示すように、ねじれ角 が 120° であれば、ポンプ室 2 0 が吐出ポート 1 c 又は吸入ポート 1 b に対して閉じ込められた状態となり、ポンプ作用を生じる。しかし、図 9 に示すように、ねじれ角 が 200° 以上であれば、ポンプ室 2 0 がバックフローポート経由で吐出ポート 1 c 及び吸入ポート 1 b に連通する状態となり、ポンプ作用を生じない。さらに、ねじれ角 を 120° としたロータ 1 3、1 4 の展開図と、ロータ 1 3、1 4 の軸方向断面図との位置関係を図 1 0 に示す。図 1 0 に示すように、ロータ 1 3、1 4 のポンプ室 2 0 はバックフローポート 4 0 によって連通している。

40

【 0 0 5 6 】

さて、図 1 1 に示すように、このルーツ式圧縮機では、6 葉 ($n = 6$) のロータ 1 3、

50

14を採用しているため、ねじれ角が60°を超えれば論理最大圧縮比が1.0を超える。論理上、最大の圧縮比を実現可能なねじれ角maxは、下記(2)式において、 $x = 50$ 、 $n = 6$ であることから、200°である。ねじれ角が200°であれば、圧縮比が2.0を超える。

【0057】

$$= 360 - 2x - 360 / n \dots (2) \text{式}$$

【0058】

仮に、ロータが3葉($n = 3$)であれば、ねじれ角が120°を超えなければ圧縮比が1.0を超えない。また、ねじれ角maxは、上記(2)式において、 $x = 50$ 、 $n = 3$ であることから、140°である。ねじれ角が140°であれば、圧縮比が1.0に近く、かつロータハウジング1に吸入ポート1b及び吐出ポート1cを確保し難い。ねじれ角が140°を超えれば、バックフローポート40やポンプ室20によって吸入ポート1bと吐出ポート1cとが連通してしまい、全段熱効率 η_{ad} が十分に向上しない。

10

【0059】

これに対し、ロータが4葉($n = 4$)であれば、ねじれ角が90°を超えなければ圧縮比が1.0を超えない。また、ねじれ角maxは、上記(2)式において、 $x = 50$ 、 $n = 4$ であることから、170°である。ねじれ角が170°であれば、圧縮比が1.4程度となり、かつロータハウジング1に吸入ポート1b及び吐出ポート1cを確保することも可能になる。

【0060】

また、ロータが5葉($n = 5$)であれば、ねじれ角が75°を超えなければ圧縮比が1.0を超えない。また、ねじれ角maxは、上記(2)式において、 $x = 50$ 、 $n = 5$ であることから、188°である。ねじれ角が188°であれば、圧縮比が1.7程度となり、かつロータハウジング1に吸入ポート1b及び吐出ポート1cを確保することもより容易になる。

20

【0061】

以上のように構成されたルーツ式圧縮機では、図1に示すモータ17が回転軸12を回転駆動すれば、駆動ギヤ18及び従動ギヤ19の噛み合いによって回転軸9が従動回転する。このため、ロータ13、14が互いに噛み合いながらロータ室1a内で回転する。このため、ポンプ室20は、吸入ポート1bと連通した状態から、吸入ポート1b及び吐出ポート1cに連通しない閉じ込められた状態とされた後、吐出ポート1cに連通する状態になる。ポンプ室20は、吸入ポート1bと連通した状態では容積が徐々に大きくなり、閉じ込められた状態及び吐出ポート1cに連通する状態では容積が徐々に小さくなることから、ポンプ作用を生じる。つまり、このルーツ式圧縮機においては、吸入ポート1bから流体を吸入した後、流体を内部圧縮し、この流体を吐出ポート1cから吐出する。

30

【0062】

この間、実施例のルーツ式圧縮機においては、図2に示すように、隣あう山歯13a間にできるポンプ室20は、ロータ13、14の回転により、図6に示す矢印Aの方向に移動する。ここで、吐出ポート1cの面積は、吐出ポート1cのみで生じる圧損がガス配送システム自身によって生じる圧損と同じとなるように調整される。それより小さいと圧損となり、それより大きくても流体を内部圧縮し難い。したがって、 n や環境にかかわらず、吐出ポート1cの面積はそれほど変わらない。吐出ポート1cの形状は、その斜辺の角度がロータ13、14の螺旋角度と同じとなるように求められる。これにより、ポンプ室20が限界まで吐出ポート1cにつながらず、その分だけ流体を内部圧縮するからである。

40

【0063】

そして、両ロータ13、14間にデッドボリューム30(図13参照)を無くしたり、小さくしている。ポンプ室20は、カスプSに接したあたりから、矢印Cに示すように、相手側のポンプ室20にバックフローポート40によって連通しつつも、容積が減りはじめ、流体の内部圧縮が始まる。内部圧縮は吐出ポート1cに連通するまで行われる。

50

【 0 0 6 4 】

これに対し、図 1 3 に示すように、ロータ 9 8、9 9 の外形線 L e をインボリュート曲線及び包絡線で構成したルーツ式圧縮機においては、両ロータ 9 8、9 9 間に大きなデッドボリューム 3 0 を生じてしまっている。このため、実施例のルーツ式圧縮機は、流体に漏れが生じにくく、動力損失を生じ難いことがわかる。また、実施例のルーツ式圧縮機は、流体が再膨張し難く、騒音も生じ難いことがわかる。

【 0 0 6 5 】

また、実施例のルーツ式圧縮機では、図 2 に示すように、ロータ 1 3、1 4 の外形線 L e の第 2 切替点 C 2 から底端 B までが包絡線 2 3 で構成されているため、両ロータ 1 3、1 4 間のクリアランスを好適に維持できる。このため、組付け時や運転中において、駆動ギヤ 1 8 及び従動ギヤ 1 9 のバックラッシュや位相ずれ等が発生しても、ロータ 1 3、1 4 の表面のコーティングが剥がれ難く、安定した体積効率 ν を発揮することができる。

10

【 0 0 6 6 】

さらに、このルーツ式圧縮機では、ねじれ角 θ を $60 \sim 200^\circ$ で設定することが可能であるため、外形面 F によってポンプ室 2 0 内の流体が大きな内部圧縮を生じる。実施例のルーツ式圧縮機において、両ロータ 1 3、1 4 が重なった部分の断面を図 1 2 (A) に示す。実施例のルーツ式圧縮機においては、同図より、バックフローポート 4 0 が比較的小さいことがわかる。

【 0 0 6 7 】

これに対し、図 1 3 に示すように、ロータ 9 8、9 9 の外形線 L e をインボリュート曲線及び包絡線で構成した比較例 3 のルーツ式圧縮機においては、図 1 2 (B) に示すように、バックフローポート 4 0 が比較的大きい。このため、実施例のルーツ式圧縮機においては、ポンプ室 2 0 が吐出ポート 1 c に連通し難く、全段熱効率 η_{ad} が確実に向上することがわかる。

20

【 0 0 6 8 】

したがって、実施例のルーツ式圧縮機では、動力損失や騒音を小さくすることができ、安定した体積効率 ν を発揮でき、かつ確実に優れた全段熱効率 η_{ad} を発揮することが可能である。

【 0 0 6 9 】

以上において、本発明を実施例に即して説明したが、本発明は上記実施例に制限されるものではなく、その趣旨を逸脱しない範囲で適宜変更して適用できることはいうまでもない。例えば、本発明のルーツ式流体機械は、ルーツ式圧縮機ばかりでなく、ルーツ式ポンプ、ルーツ式ブロワ等に具体化可能である。

30

【産業上の利用可能性】

【 0 0 7 0 】

本発明は、空調装置、ターボチャージャー、燃料電池システム等に利用可能である。

【符号の説明】

【 0 0 7 1 】

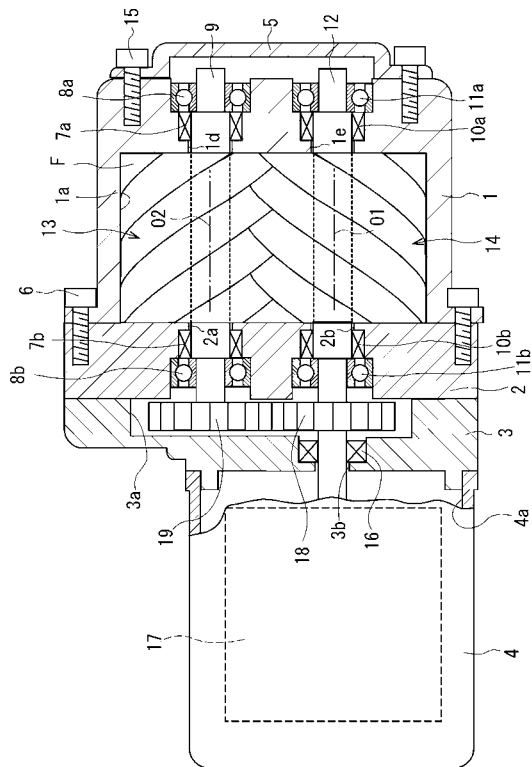
- 1 a、7 3 ... ロータ室
- 1 b ... 吸入ポート
- 1 c ... 吐出ポート
- 1、2、3、4、5 ...ハウジング (1 ... ロータハウジング、2 ... エンドプレート、3 ... ギヤハウジング、4 ... モータハウジング、5 ... エンドカバー)
- 9、1 2 ... 回転軸
- 1 3 a ... 山歯
- 1 3 b ... 谷歯
- 1 3、1 4 ... ロータ
- 2 0 ... ポンプ室
- O 1、O 2 ... 軸心
- n ... 山歯の数 (谷歯の数、ローブ数)

40

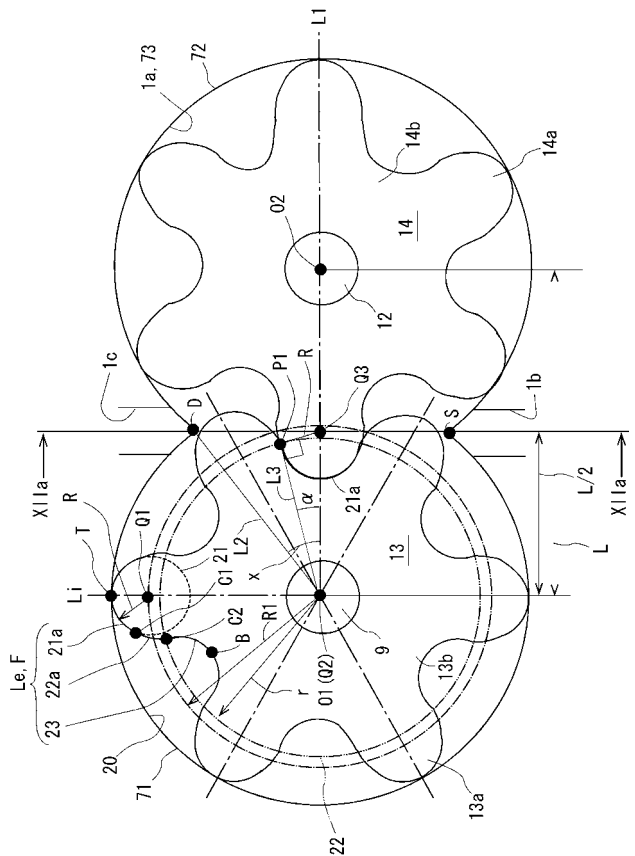
50

- L i ... 仮想線
- T ... 頂端
- B ... 底端
- L e ... 外形線
- F ... 外形面
- C 1 ... 第 1 切替点
- Q 1 ... 中心
- 2 1 a ... 円弧
- C 2 ... 第 2 切替点
- Q 2 ... 中心
- 2 2 ... 基礎円
- 2 2 a ... インボリュート曲線
- 2 3 ... 包絡線
- ... ねじれ角
- L ... ピッチ間距離

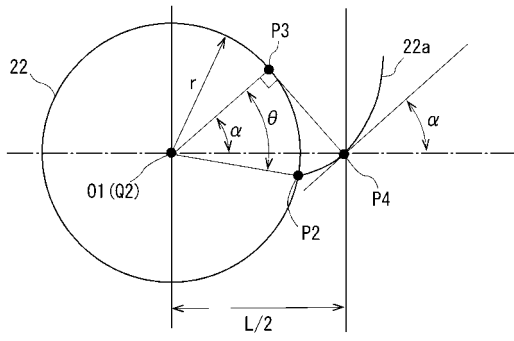
【 図 1 】



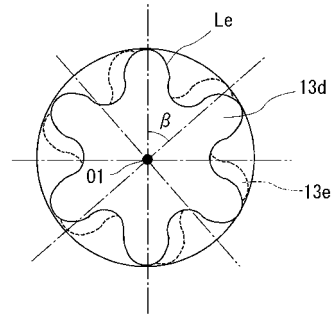
【 図 2 】



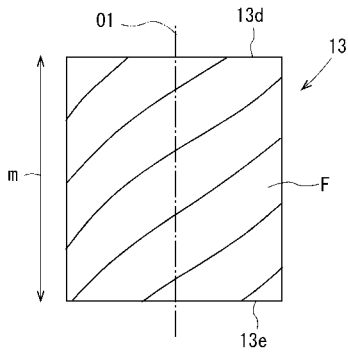
【 図 3 】



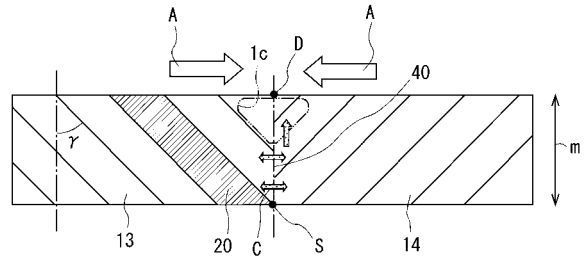
【 図 5 】



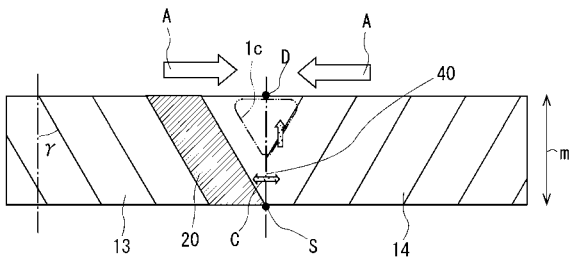
【 図 4 】



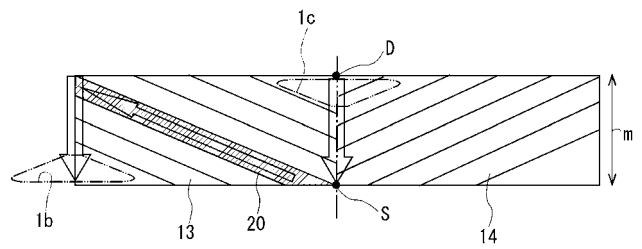
【 図 6 】



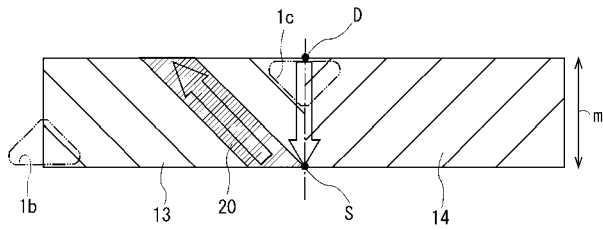
【 図 7 】



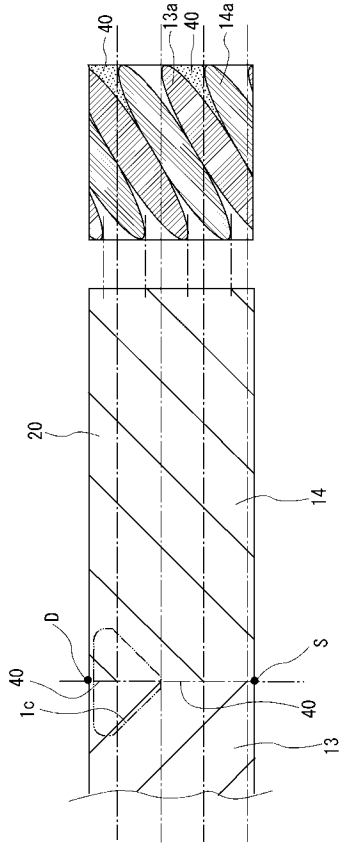
【 図 9 】



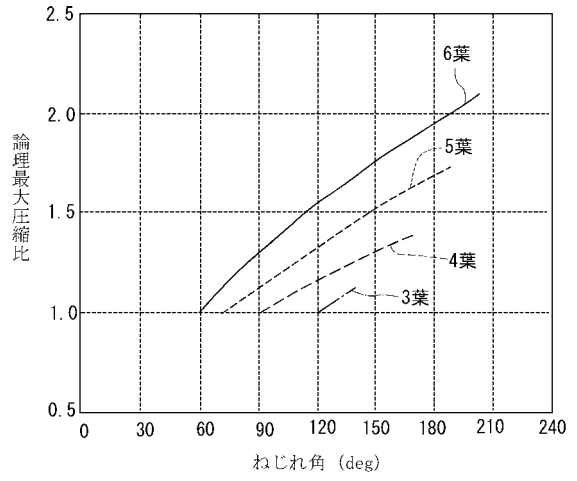
【 図 8 】



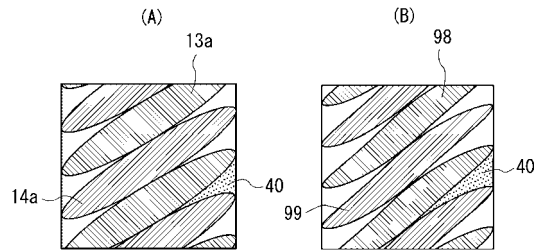
【図10】



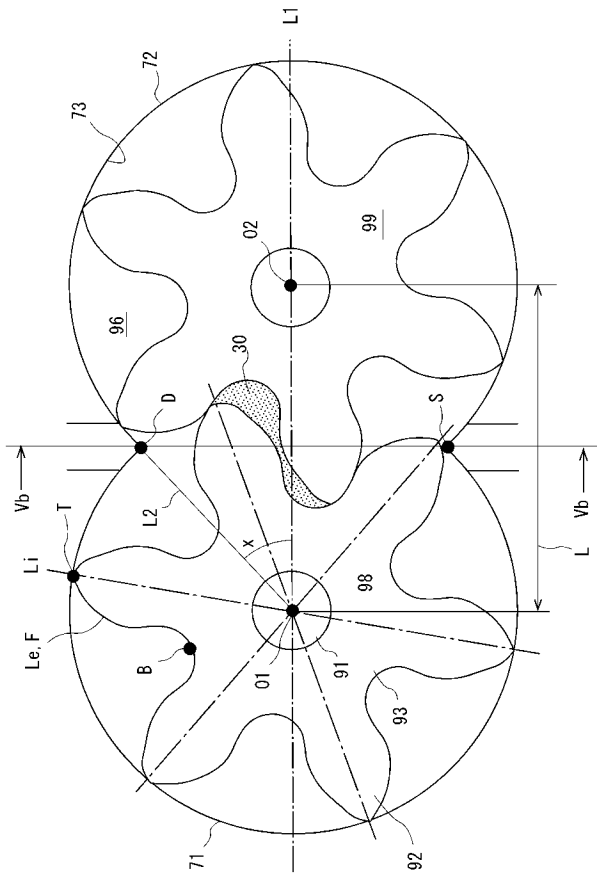
【図11】



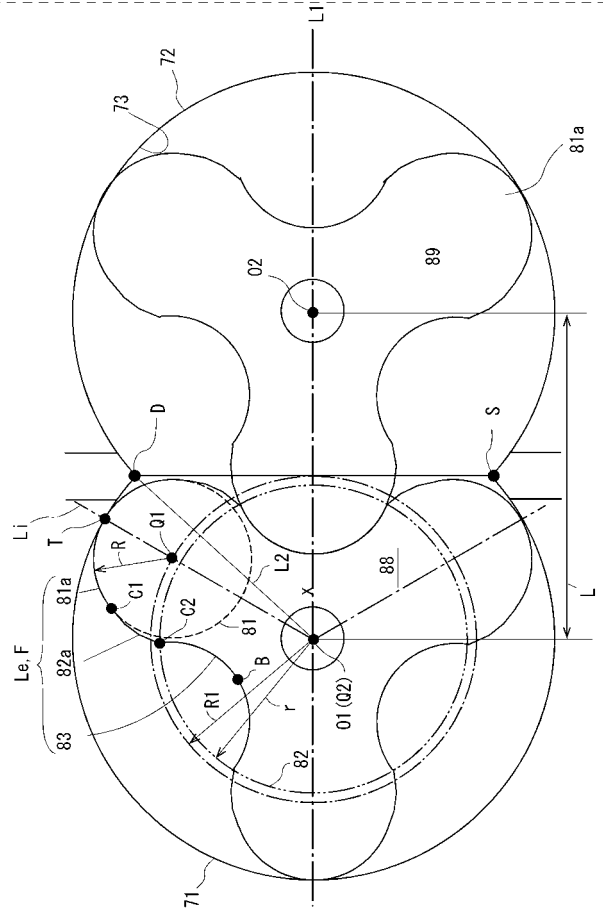
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

- (72)発明者 藤井 俊郎
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
- (72)発明者 奈須田 勉
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
- (72)発明者 城丸 勝俊
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
- (72)発明者 鈴木 文博
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内
- Fターム(参考) 3H029 AA06 AA16 AB01 BB31 BB43 CC05 CC16
3H129 AA06 AA16 AB01 BB31 BB43 CC05 CC16