

隙間を有する一軸スクリープの二重螺旋流路内部流れ特性
に関する研究¹
**Study on Internal Flow Characteristics in Double Helix Channel
of Single Screw Pump with Narrow Gap**

堀江 昌朗 ²	摂南大学理工学部
長濱 正太	摂南大学大学院理工学研究科 生産開発工学専攻
HORIE, Masaaki	Department of Mechanical Engineering, Faculty of Science and Engineering, Setsunan University
NAGAHAMA, Shota	Division of Industrial Development Engineering, Graduate School of Science and Engineering, Setsunan University

ABSTRACT

A single screw pump used in this study has the narrow gap between a rotor and a stator, there is rarely denaturation of working fluid due to friction heat. In addition, an entire device of this pump can be made small. But, the pump has a leakage flow which flows back through the narrow gap due to differential pressure inside the pump. In this study, the backflow characteristics of the pump is examined by using a stationary rotor and the internal flow is investigated by the flow visualization. As a result, it is found that the relationship between the leakage flow rate and pump pressure doesn't depend on the rotational speed of the rotor, and the position of the rotor and the viscosity of working fluid strongly influences the flow condition inside chamber.

キーワード : ポンプ性能, トレーサー粒子法, 一軸スクリープ, 漏れ流れ,
流れの可視化

Keywords : pump performance, particle tracking method, single screw pump, leakage flow,
flow visualization

¹【原稿受付】2018年8月1日, 【掲載決定】2018年9月5日

²【主著者連絡先】堀江 昌朗 摂南大学, 准教授 e-mail: m-horie@mec.setsunan.ac.jp
〒572-8508 大阪府寝屋川市池田中町17-8, 摂南大学理工学部 機械工学科

1. はじめに

一般的な工業用ポンプは比速度によって推奨されるポンプの形状が概ね決まっており⁽¹⁾, 比速度が 100 以上の場合はターボ型ポンプが使用されることが多く, 比速度の増加に伴い羽根車の形状は遠心式から斜流式, 軸流式と変化する⁽²⁾. 比速度が 100 以下の低比速度の場合はピストンポンプ, ギアポンプ, ベーンポンプ, スクリューポンプといった容積型ポンプが多く使用されている. ターボ型ポンプは羽根車が回転するだけの非常に単純な構造であるが, 容積型ポンプは一般的に構造が複雑で部品点数が多く, また, 密閉度を高くするために機械的な接触による摩擦損失によって, 高出力モータが必要とされるため装置全体が大きなものが多い. このことから, 容積型ポンプの小型化や高効率化は難しく, また, 化学, 薬品, 医療, 食品などの分野においてシール部による摩擦や発熱による作動流体の変性や, 接触部の摩耗による異物の混入などの問題が懸念される^{(3),(4)}.

著者らは低流量で低比速度の領域において使用できる小型ポンプの開発を目指し, ポンプ内部の機械的摩擦の低減と作動流体の変性を防止するために, ロータとステータが接触しない機構を有する小型の一軸スクリーポンプを考案した⁽⁵⁾. 一般的なスクリーポンプはロータとステータが接触しており, 流路の密閉度が高いために定量的な流体の搬送が可能であり, また, ステータの段数が多いために圧力脈動が少ないという特徴を有している^{(6),(7)}. 使用用途也多岐にわたり, 小型の粉体輸送用^{(7),(9)}から重油などの汲み上げ用^{(10),(11)}の大型のものまで様々な大きさの一軸スクリーポンプが存在する. しかし, ロータとステータが接触しているために高出力モータが必要となり, 装置全体が大きく, 効率は高くないものが多い. 本ポンプはポンプ部における機械的接触がほとんど無いことから低トルクモータによる駆動が可能であり, 装置の小型化と高効率化が望める. これまでの研究ではポンプの基本特性^{(12),(13)}やロータが回転している場合の内部流れについて調査され^{(14),(15)}, ロータとステータの間に生ずる狭い隙間における漏れ流れがポンプ性能の低下や内部流れに影響を及ぼしていることを明らかにしてきた. 本研究では, 漏れ流れとロータ回転速度の関係を明らかにするために, 粘性の異なる 3 種類のシリコンオイルを用いてロータを静止させたときの逆流量と圧力の関係を調査し, さらに, 可視化実験による漏れ流れの流動状態について調査した. その結果, 隙間における漏れ流れはポンプ圧力のみに関係がありロータ回転速度に依存していないこと, また, 任意の条件におけるチャンバ内部の流動状態から漏れ流れのみを算出することにより逆流は非一様で偏りがあることが明らかになった.

2. ポンプ性能実験および内部流れの可視化実験

図 1 に実験装置の概略を示す. ポンプ性能実験において, スクリューポンプの入口・出口側に圧力センサーを設置してポンプ圧力を測定し, ギアメータによって流量を測定した. また, ロータは外部モータによって駆動され, ロータとモータの間に設置された回転式トルク測定器によってポンプ運転時のロータ回転トルクを測定した. なお, 作動流体は粘性係数 μ が異なる 3 種類のシリコンオイルを用い, 粘度を一定に保つためにリザーババックを恒温槽に浸して温度管理を行った.

可視化実験では粒子追跡法を採用し, トレーサーには平均粒径が約 $10\mu\text{m}$ のポリスチレン

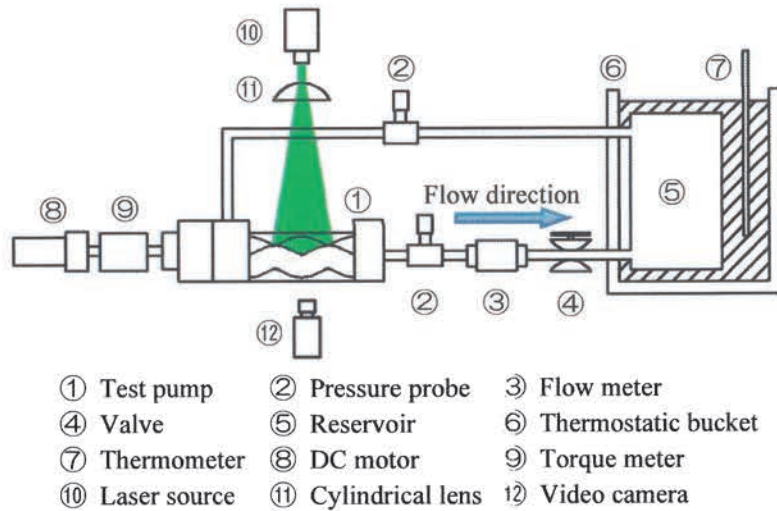


図1 実験装置概略

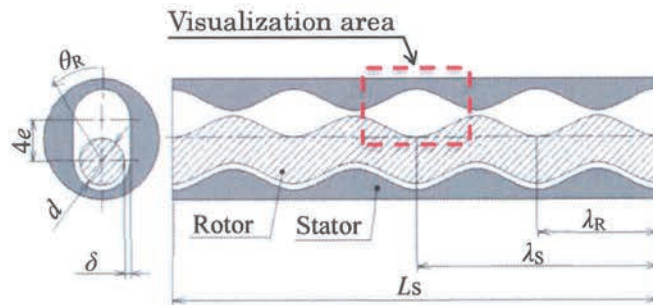


図2 ロータおよびステータ概略

粒子を使用した。また、光源には1Wのグリーンレーザーを使用し、シリンドリカルレンズを介して変換されたシート光を透明アクリル製のステータの中央部に上方から垂直に照射した。撮影範囲はステータ中央部の流路の約 8×10 mmの領域で、高速度ビデオカメラPhantom M310を用いて撮影した。なお、撮影コマ数は10000 fps、解像度は 640×480 pixelとして、撮影された映像はDetect社製FlowExpertを用いてPIV解析を行い、速度および渦度を算出した。

図2は本実験で使用した一軸スクリューポンプ内部のロータおよびステータの断面の概略を示している。ロータはステンレス製、ステータは透明アクリル製で、螺旋状ロータの直径 d は約5mm、ロータの螺旋ピッチ λ_R は12.5 mm、ステータは長円孔がねじれた形状をしており、ステータのねじれピッチ λ_S は25 mmである。また、ロータの偏心量を e 、ロータとステータの間の狭い隙間を δ とし、本実験で使用したステータの段数 S ($= L_S / \lambda_S$) は2.0段である。ロータとステータの間には二重螺旋状の流路が形成され、それぞれの流路は腹と節からなるチャンバが連なった形状をしている。ロータがステータ内部で自転と公転を行

うことにより二重螺旋状流路は軸方向に回転しながら移動し、チャンバが押し出されることによってポンプとして機能する。このとき、ステータの長円断面におけるロータの位置は、ロータが1回転自転する間に長軸上を1往復する。また、図中の破線部は可視化実験における撮影領域を示しており、図に示すように流路断面積が最大となる瞬間をロータ回転角度 $\theta_R = \pi$ とする。

3. ポンプ性能および漏れ特性

3-1 一軸スクリーumpの基本性能

図3は作動流体の粘性係数が異なる場合のポンプ性能を示しており、(a) は実流量とポンプ圧力、(b) は漏れ流量とポンプ圧力の関係を示している。ここで、横軸の Q [l/min] は実流量、 Q_l [l/min] は次式から算出される漏れ流量、縦軸の p [kPa] はポンプ圧力であり、プロットマークは回転速度 n [rpm] を示している。

$$Q_l = Q_{\max} - Q \quad (1)$$

ここで、 Q_{\max} は最大流量を示している。また、本ポンプはロータとステータの間に隙間は

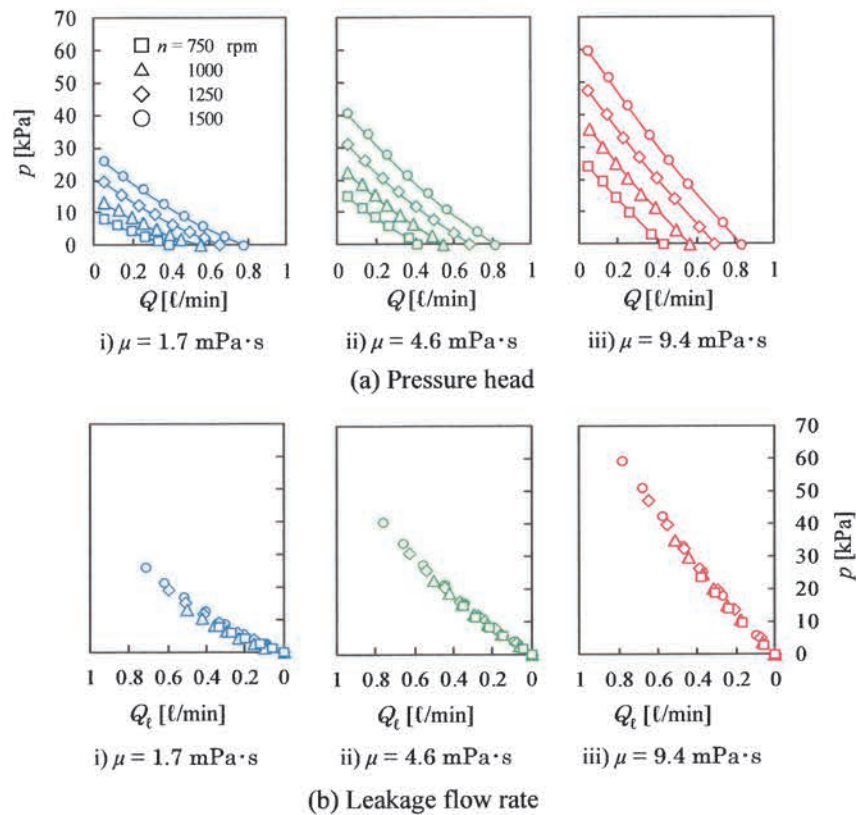


図3 ポンプ性能

存在するものの、基本的な特性はロータとステータが接触している一般的な一軸スクリーポンプと同様であることから、最大流量 Q_{\max} は次式で示す理論流量 Q_{th} で近似できる。

$$Q_{\max} \cong Q_{th} = 8ed\lambda_R n \quad (2)$$

ここで e は偏心量、 d はロータ直径、 λ_R はロータピッチ、 n はロータ回転速度である。また、図3の(b)において横軸の漏れ流量 Q_l は、実流量 Q が増すにつれて Q_l が減少することを理解しやすくするために左側を正としている。

ポンプ圧力 p は実流量 Q の増加に伴い単調減少し、 p がほぼ零になるとき最大流量 Q_{\max} となる。また、回転速度 n が増すと式(2)より Q_{\max} が増し、 p は高くなる。粘性係数 μ が高くなると、ロータとステータの間の隙間を逆流する漏れ流れに対して摩擦抵抗が増すことによってシール性が增加するため、ポンプ圧力 p は高くなる。漏れ流量 Q_l とポンプ圧力 p の関係において、 Q_l の値が同じである場合、粘性係数 μ が増すと前述と同様に隙間におけるシール性が增加するために p は高くなるが、それぞれの μ において Q_l と p の関係はロータ回転速度 n の値に関わらずほとんど同じ傾向を示した。この傾向は既往研究⁽¹⁵⁾におけるグリセリン水溶液を用いた実験結果と同様であった。

3-2 ロータを静止させた場合のポンプ圧力と逆流量

前節より、漏れ流量 Q_l とポンプ圧力 p の関係はロータ回転速度 n にほとんど依存していないと考えられるため、ロータ回転速度依存性の有無を明らかにするために、本節ではロータを静止させた場合、つまりロータ回転速度 $n = 0$ rpm の場合におけるポンプ圧力と逆流量の関係について検討を行った。

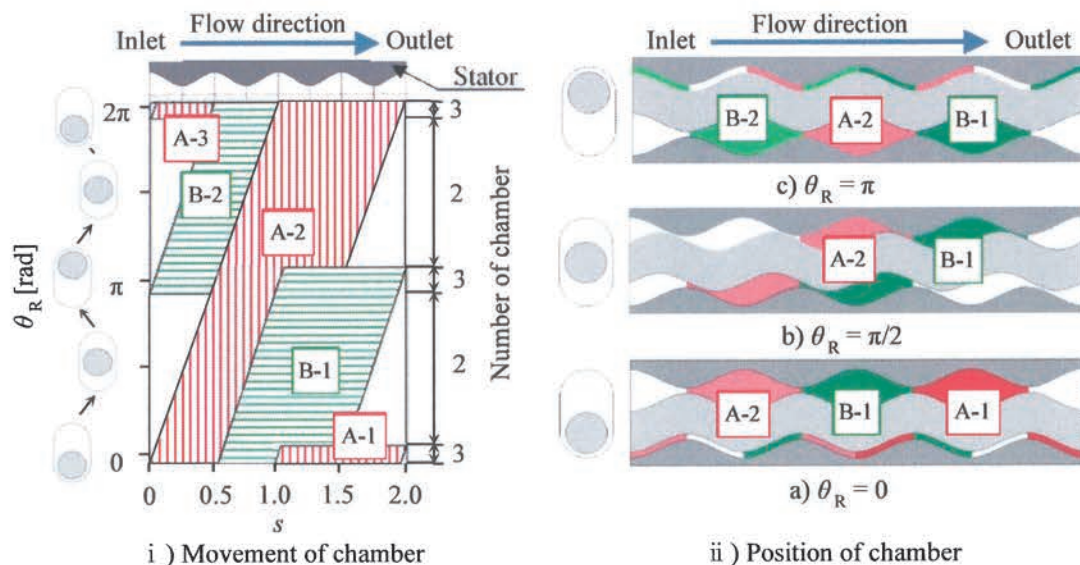


図4 二重螺旋流路内部に形成されるチャンバ概略 ($S=2.0$)

まず始めに、ステータ段数 S が 2.0 のときのロータが一回転する間に二重螺旋流路内部に形成されるチャンバの位置の概略を図 4 に示す。左図の横軸 s は入口からの段数、左側の縦軸の θ_R はロータ回転角度、右側の縦軸の数値は二重螺旋流路内部に形成されるチャンバの総数を示している。右図は θ_R が $0, \pi/2, \pi$ のときのステータ内部のチャンバの位置を模式的に表している。なお、二つの螺旋上に形成されるチャンバをそれぞれ“A”, “B”として、 $\theta_R = 0$ を基準に下流側に位置するチャンバから番号を付記した。 θ_R が 0 のときに“A-1”のチャンバは $s = 1.0 \sim 2.0$ の範囲で、また、“B-1”のチャンバは $s = 0.5 \sim 1.5$ 、“A-2”のチャンバは $s = 0 \sim 1.0$ の範囲で形成されており、流路内部には合計 3 つのチャンバが存在する。ロータが回転するとこれらのチャンバは出口側（図中の右方向）へ移動し、“A-1”のチャンバは出口側に到達した瞬間に開いた空間となるために流路内部のチャンバは“B-1”と“A-2”の 2 つになる。 θ_R が π に近づくと、再び入口側でチャンバ“B-2”が形成される。なお“B-2”は“B-1”と同じ螺旋流路上に位置し、このとき流路内部には $\theta_R = 0$ の時と同様に合計 3 つのチャンバが形成される。さらにロータが回転すると前述と同様の行程でチャンバの形成と崩壊が繰り返される。つまりステータ段数 S が 2.0 の場合は平均的にそれぞれの螺旋流路において 1 つずつチャンバが存在し、 θ_R が $0 (2\pi), \pi$ 付近でいずれか一方の流路においてチャンバ数が 2 つとなり、合計 3 つのチャンバが存在することになる。

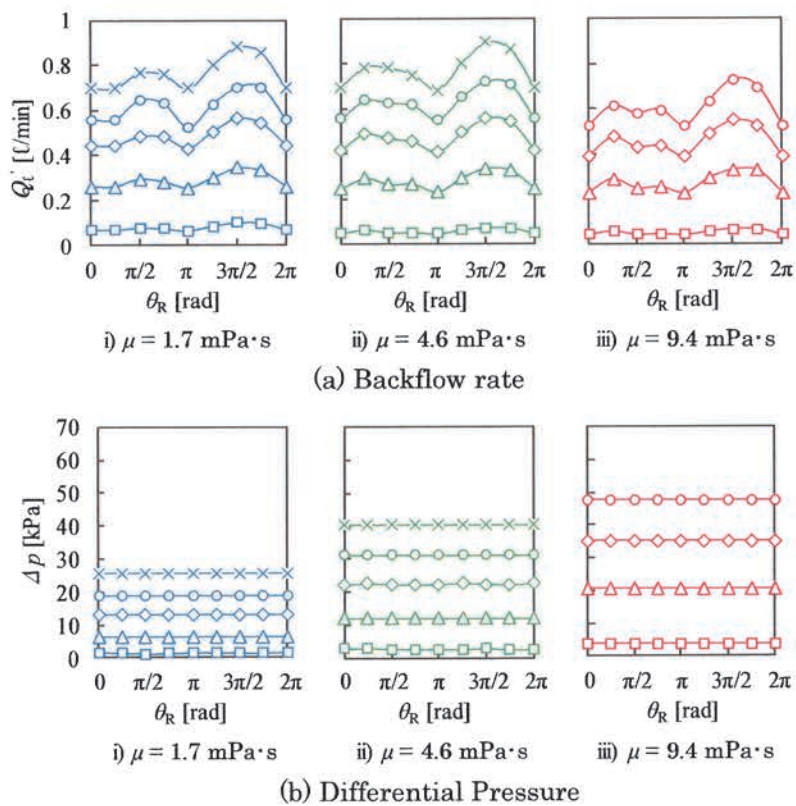


図 5 ロータを静止させたときの逆流量とポンプ入口・出口の差圧の関係

次にロータの回転角度 θ_R を任意の値に設定してロータを静止させ、外部ポンプを用いて漏れ流量に相当する逆流を生じさせたときの逆流量とポンプ入口・出口の差圧を測定し、その結果を図5に示す。ここで、上図の縦軸は逆流量 Q_t' [ℓ/min]、下図はポンプ入口・出口の差圧 Δp [kPa]を示し、横軸はロータを静止させたときのロータ回転角度 θ_R を示している。また、プロットマークの違いは外部ポンプによって任意の値に設定された逆流量の違いを示している。 θ_R が 0 (2π), π のとき、ポンプ内部に形成される二重螺旋状の流路中のチャンバの総数は瞬間的に3つになる。このとき、ロータとステータの間に形成される狭い隙間の領域が最も多くなり逆流方向への抵抗が増すため、 Q_t' は減少する傾向を示す。しかし、 Δp はロータ回転角度に関わらずほとんど同じ値であった。また粘性係数が高くなると、逆流量がほぼ同じであったときのポンプ前後の差圧 Δp は高くなる傾向を示す。

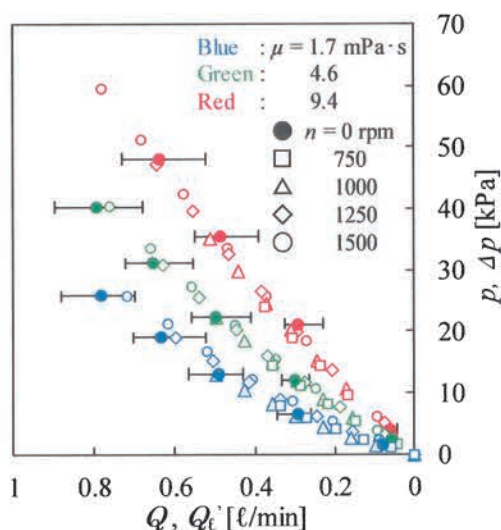


図6 漏れ流量および逆流量とポンプ圧力の関係

図6は本ポンプの漏れ流量 Q_t [ℓ/min]と逆流量 Q_t' [ℓ/min]、およびポンプ圧力 p [kPa]と差圧 Δp [kPa]の関係を示しており、プロットマークはロータの回転速度 n [rpm]、色は作動流体の粘性係数の違いを示している。なお、 $n = 0$ rpm はロータを静止させたときの結果であり、図5で示した Q_t' と p の平均値を示している。それぞれの粘性係数において、ロータを静止させた場合の逆流量とポンプ入口・出口の差圧の関係は、ロータを回転させた場合の漏れ流量とポンプ圧力の結果とほぼ一致した。このことから、狭い隙間を有する一軸スクリーンプンプの漏れ流量は、本実験条件範囲ではポンプ圧力のみに関係しており、ロータ回転速度には依存していないことが実験的に明らかになった。

4. 二重螺旋流路のチャンバ内部の流動状態

二重螺旋状流路内部の流動状態を調査するために、流れの可視化実験を行った。ここで、実流量 Q から算出される主流の平均流速を代表値としたレイノルズ数 Re_m を次式に示す。

$$\text{Re}_m = \frac{D \cdot Q / A}{\nu} \quad (3)$$

上式において、 D は水力相当直径、 A は流路断面積として次式から算出し、 ν は作動流体の動粘度である。

$$D = \frac{4A}{L} \quad (4)$$

$$A = \left\{ 4e \cdot (d + 2\delta) + \frac{\pi}{4} (d + \delta)^2 \right\} - \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5)$$

なお、式(4)の L は濡れ縁長さを示している。

4-1 最大流量における流動状態

図7は粘性係数 μ が4.6 mPa・sのシリコンオイルを用いた場合の最大流量 $Q_{\max} = 0.55$ l/minにおける速度分布と渦度分布を示している。なお、ここではロータ回転速度 n を1000 rpmとした。各図の上部はステータ、下部は回転しているロータを示しており、二重螺旋状の流路は左側の上流側から右側の下流へステータ中心軸を中心として回転しながら移動する。なお、ロータ回転角度 θ_R が π の時に測定断面は最も広い状態となる。また、渦度 ζ は式(6)から算出し、渦度分布において暖色は渦度が正(左回りの回転成分)、寒色は負(右回りの回転成分)の値を示しており、緑は回転成分が少ない場合を示している。

$$\zeta = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (6)$$

図より、 θ_R の値にかかわらず、流路の広い範囲で流体は上流側から下流側へほぼ並行に移動しており、

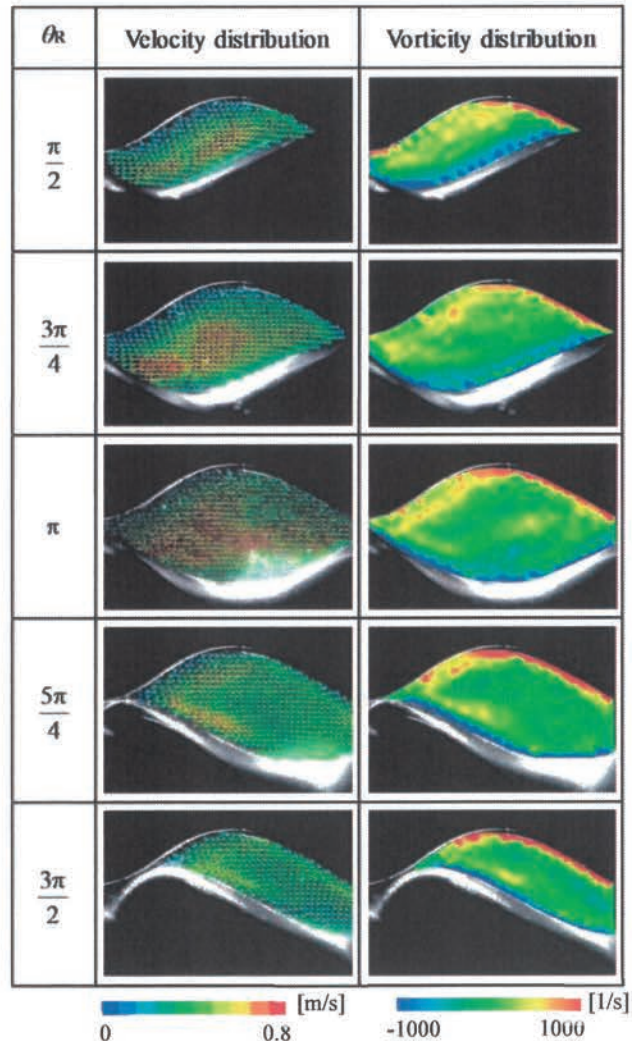


図7 最大流量におけるチャンバ内部の流動状態
($\mu = 4.6$ mPa・s, $Q = 0.55$ l/min)

ステータやロータの壁面近傍を除いて全体的に渦度の絶対値が低い領域が広がっている。また、 θ_R が $\pi/2$ から π の範囲で速度の速い領域が流路中央部に分布しているが、 θ_R が π 以上になるとこの様な偏りは少なくなり、全体的に同じ程度の速度となる傾向を示した。ここでは割愛するが、 μ が 1.7, 9.4 mPa・s の異なる流体の場合も同様の傾向を示した。なお、最大流量におけるチャンバ内部の流れは、二重螺旋状流路の下流方向への移動とステータ中心軸を回転中心とする旋回による流れの影響が非常に大きく、漏れ流れによる逆流の影響はほとんど無いと考えられる。

4-2 主流のレイノルズ数が異なる場合の流動状態

図 8 は粘性係数 μ が 4.6 mPa・s で実流量 Q が異なる場合の渦度分布を示している。

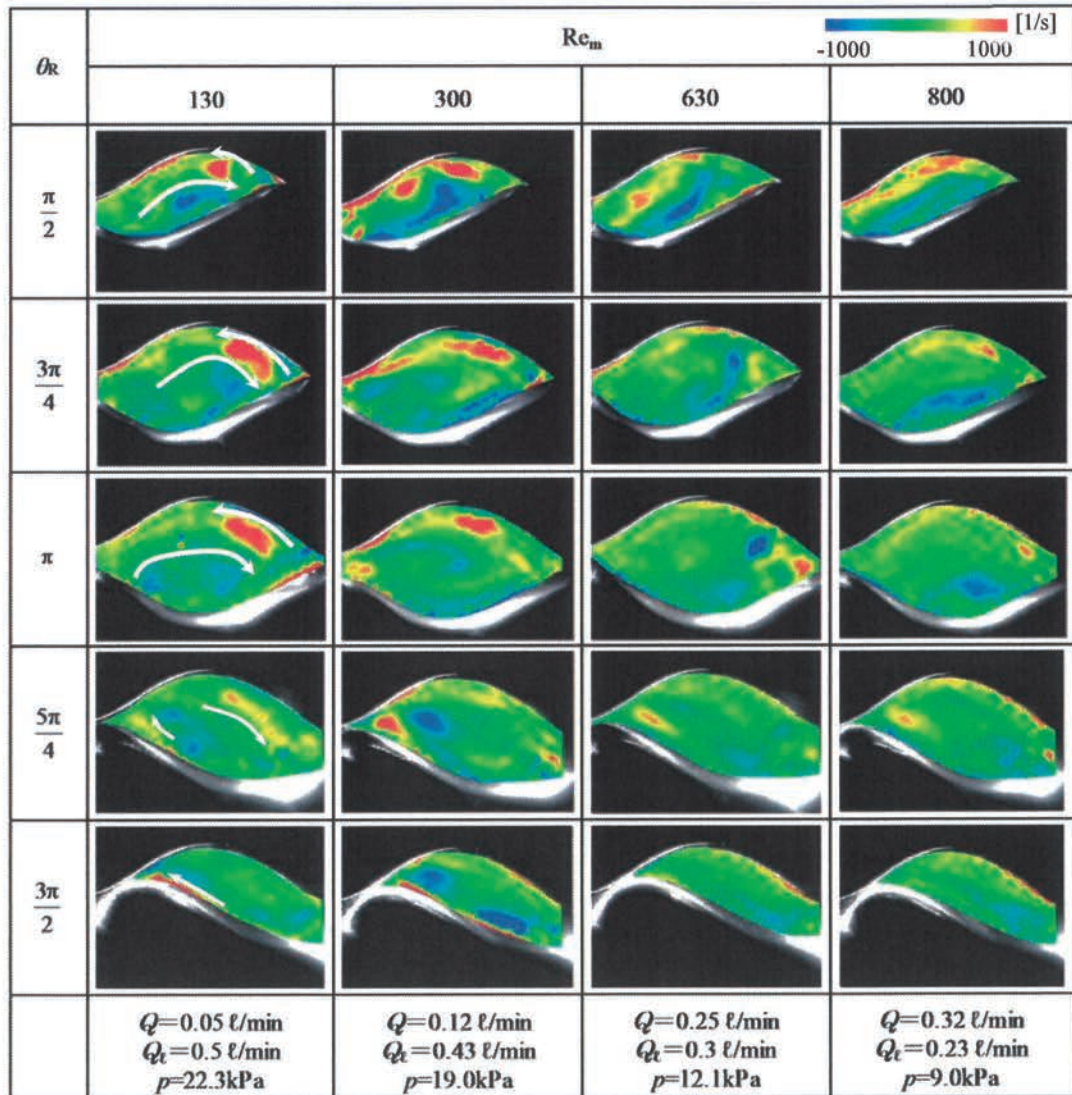


図 8 主流のレイノルズ数が異なる場合のチャンバ内部の渦度分布 ($\mu=4.6 \text{ mPa}\cdot\text{s}$)

また、図中の矢印は流れを理解しやすくするために参考として付記している。 Re_m が 130 の場合は、 Q が最も少ない 0.05 l/min、ポンプ圧力 p が最も高い 22.3 kPa であり、また、 Re_m が 800 の場合は Q が最も多い 0.32 l/min、 p は最も低い 9.0 kPa の場合を示している。なお、 Q の増加に伴い p は減少し、 Q_t は増加する。

Re_m が 130 の場合、 θ_R が $\pi/2$ から π の範囲で、さらに下流側に位置する高圧部から漏れ流れが逆流となりステータ壁面側に沿って流入することによって、下流側（右側）のステータ壁面近くで渦度が高い正の値となる領域が分布している。また、この逆流に伴い、下方のロータ側で右回りの回転成分を示す高い負の渦度の領域が分布しており、チャンバ内部の流れは複雑になっていることがわかる。 θ_R が $5\pi/4$ から $3\pi/2$ の範囲で、チャンバの上流側のロータ壁面近くで正と負の渦度の高い領域が接近して存在していることから、こ

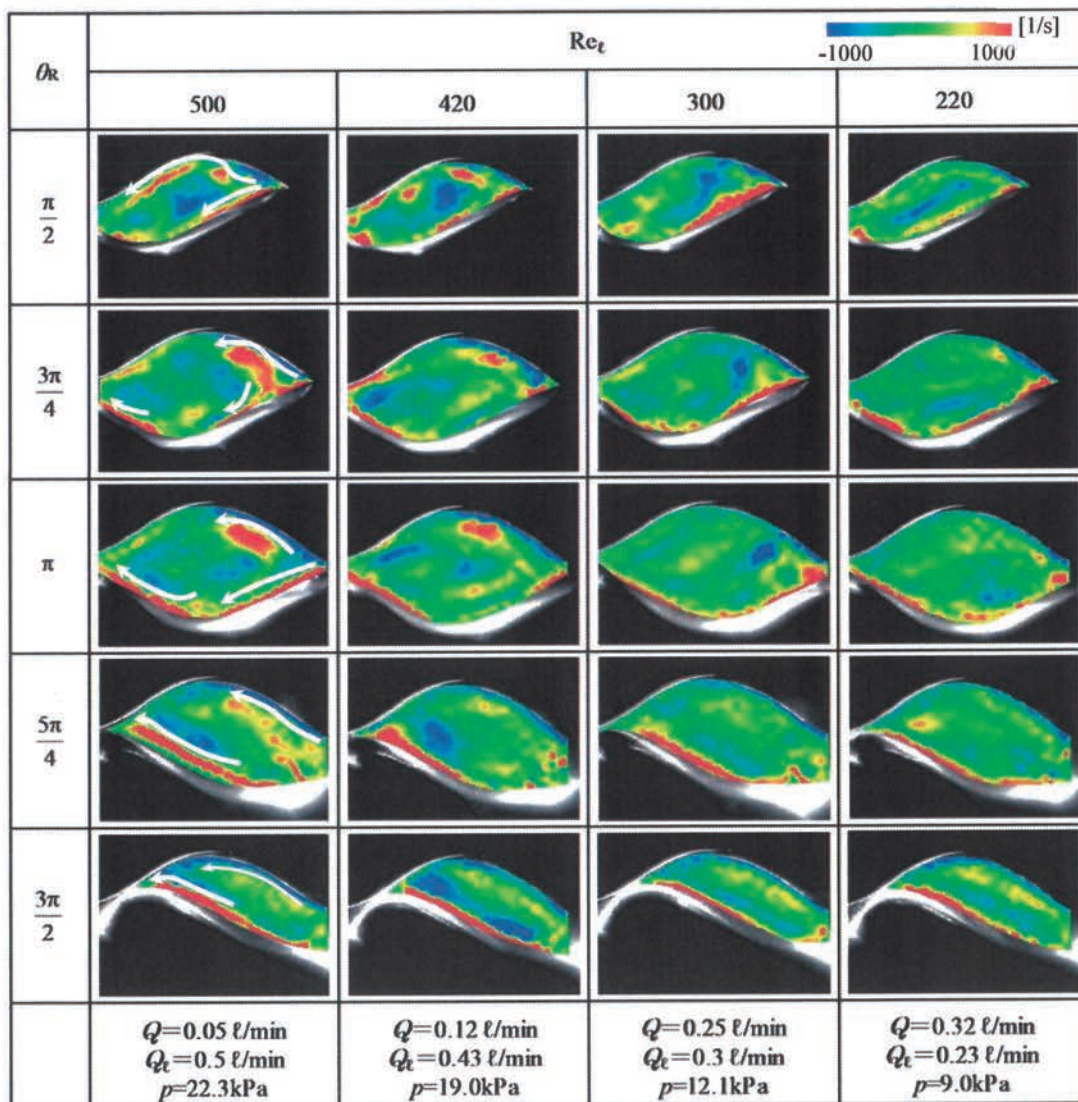


図9 算出された逆流による渦度分布 ($\mu=4.6$ mPa·s)

の領域で図の左側に位置する上流側の低圧のチャンバへ逆流が生じていると考えられる。 Re_m が増すと漏れ流量 Q_l が減少するため、高い正の渦度の領域は小さくなり、 θ_R が π 以上では全体的に緩やかな流れになる。なお、ここでは割愛するが、他の粘度のシリコンオイルを用いた場合も同様の傾向を示した。以上のことから、 Re_m によって漏れ流量はそれぞれ異なるが、チャンバ内部の流動状態は漏れ流れの影響を強く受けていることが明らかとなった。

4-3 逆流成分のみの流動状態

前節で述べた条件における漏れ流れだけの状態を検討するために、図8の流動状態の速度ベクトルから、図7に示した最大流量 Q_{max} における速度ベクトルの差を求め、その速度差から渦度を算出した。その結果を図9に示す。ここで、漏れ速度を代表速度としたレイノルズ数を Re_l として次式で与える。

$$Re_l = \frac{D \cdot Q_l / A}{v} \quad (7)$$

Re_l が高い場合、すなわち漏れ流量 Q_l が多い場合、 θ_R が $\pi/2$ のときには下流側の圧力の高いチャンバから隙間を通して速い速度の逆流が生じているが、中央部付近で逆の渦度が隣接して分布していることから内部流れは非常に複雑になっていることがわかる。 θ_R が増すにつれて、ステータ壁面に沿って速度の速い逆流が生じており、 θ_R が π 以上になるとステータ壁面だけでなく、チャンバの上流側に近いロータ壁面に沿った逆流が増加する。 θ_R が $3\pi/2$ に近づくとステータ側の逆流は徐々に少なくなり、ロータに沿った逆流が顕著になる傾向を示した。このことから、チャンバ内部の漏れ流れは一様ではなく、ステータ側とロータ側に沿った二つに分かれた偏りがあり、また、 Re_l が低くなるにつれてステータ側に沿った逆流は少なくなる傾向を示すことが明らかとなった。以上のことから、任意の流動状態の速度ベクトルから最大流量時の速度ベクトルを差し引くことにより、漏れ流れの流動状態だけを算出することができることが明らかとなった。

5. 結 言

本研究では、隙間を有する一軸スクリープンプの漏れ流れ特性を明らかにするために、ロータ回転の有無による漏れ流量とポンプ圧力の関係について検討を行い、また、二重螺旋流路のチャンバ内部の流れの可視化実験を行い、以下の結論を得た。

- ・ロータを静止させて外部ポンプを用いてポンプ内部に逆流を生じさせたときの逆流量とポンプ入口・出口における差圧の関係は、ポンプの漏れ流量とポンプ圧力の関係とほぼ一致した。このことから本ポンプの漏れ流量はポンプ入口・出口の差圧のみに関係しており、ロータ回転速度には依存していないことが明らかとなった。
- ・二重螺旋流路のチャンバ内部の流動状態は、流路の下流方向への移動、ステータ中心軸を回転中心とした旋回、そして、ポンプ入口と出口における差圧により生ずる狭い隙間を通り逆流する漏れ流れによって、3次元的に複雑な流れになる。

・作動流体とロータ回転速度が同じ場合、任意の条件における流動状態から最大流量時の速度を差し引くことにより、漏れ流れのみの流動状態を算出することが可能である。その結果、チャンバ内ではステータ壁面とロータ壁面に沿う 2 種類の逆流が存在しており、漏れ流量が減少するとステータ側の逆流が減少する。

参考文献

- (1) Igor J. Karassik, Joseph P. Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald, "Pump Handbook 3rd edition", McGraw-hill, (2001), pp. 1.1-1.8.
- (2) ターボ機械協会, 「ターボポンプ」, 日本工業出版, (2007), pp.1-10.
- (3) 笠原伸夫, 村松 智, 「OA 機器粉体輸送システムの開発」, Ricoh Technical Report, 26(2000), pp. 87-91.
- (4) 河村 武, 「モノポンプの寿命に影響を与える要因」, 紙パルプ技術協会誌, 64-10(2010), pp.1167-1170.
- (5) 赤松映明, 山下幹夫, 須原伸久, 堀江昌朗, 「小児用一軸偏心スクリー血液ポンプの開発」, 第 35 回人工心臓と補助循環懇話会抄録集, (2007), p.63.
- (6) 「兵神装備株式会社」, <http://www.heishin.jp/>, (2018 年 8 月 1 日閲覧)
- (7) Lev Nelik, "Centrifugal and Rotary Pumps Fundamentals with Applications", CRC Press, (1999), pp.55-73.
- (8) 大島敏男, 永徳久登, 廣田満昭, 鈴木道隆, 「モノポンプの粉体供給特性」, 粉体工学会誌, 30-9(1993), pp. 646-651.
- (9) 森川敬信, 杉田尚弘, 松田充生, 西森茂男, 丸尾明治, 山下幹夫, 丸山博司, 「モノポンプによる粉体の高濃度水平輸送に関する研究」, *Journal of the Society of Powder Technology, Japan*, 32(1995), pp. 446-452.
- (10) G. Robello Samuel, Ken J. Saveth, "Optimal Design of Progressing Cavity Pumps(PCP)", *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of ASME*, 128-4(2006), pp.275-279.
- (11) Eissa Al-Safran, Ahmed Aql, Tan Nguyen, "Analysis and Prediction of Fluid Flow Behavior in Progressing Cavity Pumps", *Journal of Fluids Engineering, Transactions of ASME*, 139-12(2017), pp. 121102-1-121102-11.
- (12) 大倉成夫, 重光 翔, 堀江昌朗, 「狭い隙間を有する一軸偏心スクリー血液ポンプの漏れ特性に関する研究」, 日本機械学会関西支部定時総会講演会講演論文集, No.134-1(2013), pp. 2-5.
- (13) 堀江昌朗, 重光 翔, 大倉成夫, 「小児用一軸偏心スクリー血液ポンプの関する基礎的研究」, ターボ機械, 43-4(2015), pp. 222-228.
- (14) 越本 充, 伊豆雅弘, 堀江昌朗, 「隙間を有する一軸スクリーポンプの漏れ特性に関する研究」, 2015 年度可視化情報全国講演会講演論文集, 15-10(2015), pp. 23-24.
- (15) 遠藤大輔, 中川貴裕, 堀江昌朗, 「狭い隙間を有する一軸スクリーポンプの二重螺旋流路における漏れ流れの研究」, 第 44 回可視化情報シンポジウム講演論文集, 36-1 (2016), pp. 1-4.