内接形トロコイドギヤポンプのマイクロ化に向けた実験的研究*

宮 城 直 樹^{*1}, 村 井 祐 一^{*2}宮 崎 孝 司^{*3}, 山 本 富 士 夫^{*4}Experimental Study of an Inscribed Trochoid Gear Pump
for MiniaturizationNaoki MIYAGI, Yuichi MURAI^{*5},
Koji MIYAZAKI and Fujio YAMAMOTO^{*5} Division of Energy and Environmental System, Graduate School of Engineering, Hokkaido University,
N 13 W 8 Kita-ku, Sapporo-shi, Hokkaido, 060-8628 Japan

The pumping characteristics of an inscribed trochoid gear pump are investigated experimentally. The paper deals with viscosity-dominant conditions, i.e. low Reynolds number performances less than 5 000 in order to develop a miniaturized pump. The test pump of 4 mm in the inner basic radius is designed for the experimentation. The volume flow rate and the pressure rise of the pump are measured using a test loop with two different liquids. Volumetric efficiency, dimensionless pressure rise, and pump's power efficiency are obtained as function of Reynolds number. The present results support the previous theoretical study, that is, the lower Reynolds number the higher performance the trochoid gear pump has. This implies an advantage toward miniaturization. On the other hand, the pump's power efficiency is obtained as only a few % because of significant increment of wear caused in six parts of gear clearance, which should be discussed as the next step of the research.

Key Words: Hydromachinery, Pump, Trochoid Gear, Computational Fluid Dynamics, Moving Boundary Problem, Three-Dimensional Flow

1. 緒 論

トロコイドギヤポンプはトロコイド曲線を組合せて設計された二つのギヤによる容積形ポンプである。このうち内接形トロコイドギヤポンプは同じギヤ基底円で比較すると外接形よりも小形化が可能であり、このため医療技術、電子デバイス冷却などの分野において応用が期待されている。ポンプを小形化するとポンプ性能は必然的に低レイノルズ数域での内部流動に支配される。著者らは既報⁽¹⁾において、レイノルズ数が $1 \sim 10^3$ の範囲での内部流動を三次元数値解析し、レイノルズ数が約10のときにポンプ効率が最大となることを明らかにした。このことは粘性が必ずしもエネルギーの損失ばかりを導くわけではなく、トロコイドギヤの流体駆動原理においては粘性を活用するという側面をもっていることを意味する。具体的には、ギヤ表面での粘性せん断応力が流体を順方向に駆動させるこ

と、および、ギヤクリアランス部を漏れる流量が粘性によって抑制され昇圧が保たれることが数値解析によってそれぞれ明らかとなった。低レイノルズ数におけるこのような特性は、ポンプのマイクロ化にも適しているといえる。

一方、一般の容積形ポンプ(ピストン、プランジャ、スクリュー、ベーン、スクロールなど)の特性は、容積効率のみが評価されることが多い。これは、圧力負荷の変動に対して流量がほぼ一定であり、この結果、動力効率(ポンプ全効率)が主として容積効率に支配されるためである⁽²⁾⁽³⁾。一方、容積形ポンプを小形化すると、与える軸動力に対してしゅう動部での摩擦損失が無視できなくなり、動力効率の低下が問題となる。すなわち、ポンプ容積に対するしゅう動部の面積割合が大きい場合は、しゅう動部のクリアランスを小さくするほど容積効率の保持が実現するものの、これと同時に動力効率が低下するという相反関係が生じる。トロコイドギヤポンプの場合では六つのしゅう動部(詳細は後述)があり、小形化に伴って上述のような性質が生じると考えられる。このことはモータを含めたポンプ全体の小形化において現時点での重要な課題⁽⁴⁾⁽⁵⁾となっている。

そこで本研究ではレイノルズ数が5 000以下の条件

* 原稿受付 2005年5月17日。

^{*1} 正員, MAT プレロマ(株) (☎ 226-0017 横浜市緑区新治町571-3)。^{*2} 正員, 北海道大学工学研究科 (☎ 060-8628 札幌市北区北13条西8)。^{*3} 福井県産業労働部 (☎ 910-8580 福井市大手3-17-1)。^{*4} 正員, 福井大学工学研究科 (☎ 910-8507 福井市文京3-9-1)。

E-mail: murai@eng.hokudai.ac.jp

を対象として、ミニチュアトロコイドギヤポンプモデルによる試験装置を製作し、容積効率と動力効率の双方を計測した。本報ではそれらの試験方法、結果ならびに考察について述べる。

2. 実験装置

2・1 トロコイドギヤの定義形状 図1に本研究で扱う内接形トロコイドギヤポンプの概形を示す。内側ギヤは中心 O_1 を軸に、外側ギヤは中心 O_2 を軸に、ともに時間回りに回転する。流体はこれらの二つのギヤと二つの静止平行壁面によって封入される。モータは内側ギヤの回転を駆動し、外側ギヤは内側ギヤとのかみ合わせにより従動する。内側ギヤ歯数を k とするとき外側ギヤ歯数は $k+1$ である。内側ギヤ形状は、式(1)によるサイクロイド曲線で定義される。サイクロイド曲線は、トロコイド曲線の一つの形であり、転円の中心が一定半径上を移動するという特徴がある。

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = (a+b) \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} - b \begin{pmatrix} \cos(1+a/b)\theta \\ \sin(1+a/b)\theta \end{pmatrix} \cdots (1)$$

ここで、 (x, y) は回転軸を原点とする歯面の座標、 θ は角度、 a と b はギヤ基底半径(導円)とサイクロイド半径である。 a/b は $2k$ に一致させる。外転サイクロイド曲線は式(1)を $b > 0$ の条件で、内転サイクロイド曲線は $b < 0$ の条件で適用したもので、転円が一周するごとに b の符号を反転させることで、トロコイドギヤの歯面形状が表現される。なお k が小さいほど基底円面積 πa^2 に対して流体封入面積が大きく確保され、マイクロ化に適する。ただし $k < 4$ のときは外側ギヤ歯面の最大半径位置が基底半径 a の2倍以上となりトルク変動振幅が急増する。このようなバランスから本研究では $k=4$ を選定した。

トロコイドギヤポンプのしゅう動部は六つの面からなる。まず、内側ギヤと外側ギヤがそれぞれ z 方向(図1参照)の両端に合計4面のしゅう動面がある。これらのしゅう動面では固体摩擦接触によってギヤが停止しないよう一定のクリアランス δ が設けられる。 δ 内部にも流体が浸透し、粘性せん断応力によるトルク負荷をもたらす。外側ギヤはその外周において円筒状のしゅう動面が一つある。ここでも同様にクリアランス δ が設けられ、流体によるトルク負荷が生じる。内側ギヤと外側ギヤが接触する部分は、固体接触点の一つであるがここでは流体を仕切る効果があるが両ギヤ間で相対速度はなく、摩擦によるトルク負荷は生じない。一方、理論的には固体接触点の反対側に両ギヤ間で相対速度をもつ接触点が存在するが、実際にはギヤかみ合わせに対するクリアランス ε (図1参照)が設け

Fig. 1 Configuration of a Trochoid gear pump

(a) Overview of pump body (b) Gear parts

Fig. 2 Miniturized experimental model

られ、固体摩擦を伴わずに滑らかに回転する。クリアランス ε は固体接触を回避するために必要不可欠であるが、実際にはギヤ表面の摩擦等によって自然に発生し拡大する性質がある。したがってクリアランス ε は他のしゅう動部のクリアランス δ とは異なり不可制御因子である。

2・2 性能試験装置および実験条件 図2(a)、(b)に本研究用に製作した小形トロコイドギヤポンプの写真を示す。ポンプ本体はモーターロタ(マグネット)が内蔵されたキャンド形でありケーシングを含めて直径40 mm、厚さ15 mmである。ギヤ部は高耐食性、低しゅう動摩擦と高耐久性を実現するためにカーボン系素材を用い、内側ギヤの基底円半径を $a_i=4$ mmとした。内外ギヤの幾何学的パラメータの詳細は表1のとおりである。実験上の制御因子は内側ギヤ回転数 n と差圧を変化させるためのバルブ開度 v の二つである。これに対して計測因子は体積流量 Q と差圧 P である。これらは以下の無次元数で整理される。

$$Re = \frac{UD}{\nu} = \frac{\omega D^2}{2\nu} = \frac{\pi n D^2}{60\nu} \cdots \cdots (2)$$

Table 1 Dimensionless specification of trochoid gear pump tested

Inner Gear	Gear number	k	4
	Base radius	a_i	1.00
	Ratio of cycloid radius	e_i	0.60
	Inner cycloid radius	b_{1i}/a_i	0.15
	Outer cycloid radius	b_{2i}/a_i	0.10
Outer Gear	Gear number	$k+1$	5
	Base radius	a_o	1.25
	Ratio of cycloid radius	e_o	0.60
	Inner cycloid radius	b_{1o}/a_o	0.12
	Outer cycloid radius	b_{2o}/a_o	0.08
Clearance		ε/a_i	0.05
Spanwise depth (aspect ratio)		W/a_i	0.50
Reynolds number		Re	Up to 5000

(all parameters are normalized with inner gear base radius)

$$H^* = \frac{P}{\rho U^2} = P \left(\frac{\rho D^2 \omega^2}{4} \right)^{-1} = P \left\{ \rho D^2 \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 \right\}^{-1} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$Q^* = \frac{Q}{Q_0}, \quad Q_0 = (V_o - V_i) \frac{\omega}{2\pi} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで D は内側ギヤ基底円直径 ($D=2a_i$), $U=\omega(D/2)$ は内側ギヤの基底円半径上のギヤ周速度, ω は内側ギヤの角速度, ρ は流体の密度, ν は流体の動粘度, n は内側ギヤの回転数(rpm)である。また, 式(4)の V_o と V_i はそれぞれ外側ギヤおよび内側ギヤ歯面の内包体積, ω は内側ギヤの角速度である。式(4)の Q_0 は, トロコイドギヤポンプにおける流体封入体積と周波数の積で与えられる基準流量である。この基準流量は, 不確定要因であるクリアランス ε や流体の出入口ポートの位置に依存しないため, データ整理上, 少ない因子で記述されるという意味で都合がよい。これに対してトロコイドギヤポンプの厳密な意味での理論流量は解析的に簡単に与えられない。すなわち理論流量は, 二つのトロコイドギヤの間に形成される流体密閉室のうち最大体積をもつ瞬間の密閉室の体積に, それが実現する周波数を乗じたものである。この最大体積は, 式(1)を数値積分しなければ算定されず, かつ, 流体の出入口ポートの位置・形状にも支配される。上述の理由から, 式(4)では基準流量 Q_0 を用いる。

図3にポンプ性能試験装置の概略図を, 図4に実物の外観写真を示す。粘度の違いがポンプ特性に及ぼす影響を調べるため, 作動流体にはメタノールと純水の2種類を用い, またそれらの温度管理にも注意を払った。作動流体は図3の黒く示された閉ループを循環し, チラーにより冷媒温度を設定し熱的平衡状態まで

Fig. 3 Schematic diagram of pump performance test loop

Fig. 4 Photograph of the test loop

待つことで, 5, 20, 40°Cの三つの温度条件による試験を実施した。これらの温度においてメタノールは純水に対して動粘度が0.70倍(5°C), 0.82倍(20°C), 0.98倍(40°C)である。回路用直流定電圧電源(菊水製, PMC 18-3, 出力0~18V, 0~3A)の電圧を5V(一定)に設定し, モータ電圧変調用電源(Kenwood製, PS 20-18, 出力0~20V, 0~18A)の電圧を変化させることにより, 内側ギヤの回転数 n を0~2500 rpmの範囲で制御する。正確な回転数 n は電圧信号をオシロスコープ(Hewlett Packard製, 54201 D)で計測することで得られる。また, 流路内に取付けたニードルバルブの開度を6段階に変化させ, ループの流動抵抗すなわちポンプ差圧負荷を設定する。吐出し流量 Q はループ内に取付けた流量計により, 外部差圧 P_o (これに対して正味差圧 P については2・3節で述べる)はポンプ前後に配置された二つの圧力センサによ

り計測する。流量計と圧力センサからの信号(アナログ電流)は、ディストリビュータ(エム・システム技研, M-UNIT, YVD)でアナログ電圧変換され、データロガー(Keyence, NR-2000, NEC, Omniace, RT 3600)を通してPCに収集される。実験手順は以下のとおりである。

- (1) モータを回転させトロコイドギヤポンプにより液体を循環させる。
- (2) チラーの温度を設定し、液温が一定になるまで、流体を循環させる。
- (3) ニードルバルブの開度を設定する。
- (4) モータ電圧変調用電源の電圧を設定する。
- (5) オシロスコープ、温度計、データロガーから回転数、温度、吐出し流量を取得する。
- (6) 手順(1)～(5)を回転数 n を変化させて繰返す。
- (7) 手順(1)～(6)を作動流体、温度、ニードルバルブ開度を変更して繰返す(総計 36 セットの実験を実施)。

2.3 ポンプの正味差圧の計測方法 トロコイドギヤポンプに作用する外部差圧 P_0 は図4に示すような出入口の導管に取付けた圧力センサから計測される。しかしながら圧力センサからギヤ出入口部までの導管における流体の圧力損失が無視できないため、ギヤ本体[図2(b)の部分]が作り出す昇圧(正味差圧) P よりもつねに低く計測される。本研究では導管での圧力損失を構造上の外的因子として位置付け、ギヤ本体の正味差圧を以下のように求める。

$$P = P_0 + \left\{ \sum_{i=1}^N \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{2} \rho u_i^2 + \sum_{i=1}^M \zeta_i \frac{1}{2} \rho u_i^2 \right\} \dots (5)$$

ここで添字 i は各管路における値であり、 λ は管摩擦係数、 d は管直径、 l は管長、 u は管内平均流速、 ζ は管路の幾何学的変化(曲がり、拡大、縮小)による損失係数である。実験に用いたポンプの導管の経路は複数の部分から構成され、式(5)において本ポンプでは管路数が $N=5$ 、管路変形部が $M=4$ であった。なお管路内のレイノルズ数は $0 \sim 5000$ であり、以下の管摩擦係数 λ と損失係数 ζ の式を利用した。

【直管の管摩擦係数】

$$\lambda = \frac{64}{Re_d} (Re_d < 3000), Re_d = \frac{ud}{\nu} \dots (6)$$

$$\lambda = 0.3164 Re_d^{-0.237} (Re_d > 3000) \dots (7)$$

【曲がり管の損失係数】

$$\zeta_b = 0.00873 a \lambda_c (2R_c/d) \theta \dots (8)$$

$$\alpha = 0.95 + 17.5(2R_c/d)^{-1.96} \dots (9)$$

$$\lambda = 0.316(2R_c/d)^{-0.1} Re_d^{-0.2} \dots (10)$$

【拡大管の損失係数】

$$\zeta_a = \{1 - (d_2/d_1)^2\}^2 \dots (11)$$

【縮小管の損失係数】

$$\zeta_c = (1/C - 1)^2, C = f(d_2/d_1) \dots (12)$$

式(8)～(10)において R_c は曲率半径、 θ は曲がり角($^\circ$)、 d_2/d_1 は管直径比である。式(12)の C は実験値⁽⁶⁾を適用する。なお式(5)～(12)による導管での圧力損失($P - P_0$)は本研究の実験範囲において正味差圧 P の2～10%の範囲であった。すなわち正味差圧 P に対する計測誤差は最大でも10%程度であるといえる。

2.4 ポンプの容積効率と動力効率

2.2節で述べたように、トロコイドギヤポンプの正確な理論流量が与えられていないため、ポンプの容積効率の正確な値を算定することができない。ここでは式(4)の無次元流量に近いとして以下ではいったん、 Q^* を容積効率として評価する。なお3.5節で述べるとおり実験結果からの推測では容積効率は Q^* を1.2で除した程度の値をもつ。次に、ポンプが流体に与えた単位時間あたりのエネルギー、すなわち正味動力は、次式によって与えられる。

$$L = PQ = H^* Q^* (\rho U^2 Q_0) \dots (13)$$

容積効率が100%でしゅう動部での動力損失が小さいような理想的な容積分ポンプの場合、モータから与えられる軸動力はそのまま比例して正味差圧 P に反映される。これに対して現実のトロコイドギヤポンプではギヤにクリアランスが必要であり、使用する環境の差圧が大きいほど Q^* が低下する。またしゅう動部の摩擦はポンプが小形であるほど全体の動力に対する影響が増大し、正味差圧の低下を招く。本研究ではモータから与えられる軸動力に対する動力効率を次式で定義する。

$$\eta = \frac{L}{L_a} = H^* Q^* \left(\frac{\rho U^2 Q_0}{L_a} \right) \dots (14)$$

ここで軸動力 L_a は、電圧×電流の値で計測される。

3. 実験結果

3.1 流量と回転数の関係および粘性の影響

図5に、メタノールと水の2種類の液体を対象としたポンプ流量特性の計測結果を示す。この実験条件は実験ループにおいて意図的な差圧負荷を与えない条件、すなわちバルブ開度100%の条件である。ただし2.3節で述べたとおり、正味差圧はループおよび導管等の圧損によって存在することを断っておく。すなわち完全な無負荷条件ではなく“小”負荷条件である。回転数

Fig. 5 Flow rate as function of rotational speed

Fig. 6 Pump performance at $n=1000$ rpm

n は内側ギヤの回転数であり、外側ギヤのそれは歯数比に従って n の 4/5 倍である。図 5 より負荷が小さい場合には回転数 n の増加に対して流量はほぼ線形的に増大することが確認できる。一方、粘度の小さいメタノールのほうが純水に比べ流量が 5~40% 大きい。このことは一見、粘性がポンプ性能を悪化させるかのように解釈できる。この結果は、数値解析結果⁽¹⁾ ならびに序論で述べた粘性の積極的な寄与と矛盾する。しかし実際の原因は、粘度の小さいメタノールのほうが実験ループの圧損が小さいことにある。ポンプ本体の機構に起因する性能は、この計測結果からだけでは不明である。このように容積形ポンプとはいえ、差圧に留意しないで流量だけを調べた場合、ポンプ本来の性能を誤って解釈しやすい。特段、小形ポンプの場合には、粘性がポンプ入口と出口の間の差圧を支配するため、差圧の計測を含めた分析が不可欠である。

3.2 正味差圧と動力効率 図 6 に横軸は実次元の流量 Q 、縦軸は正味差圧 H (□印)、軸動力 L (○印)、動力効率 η (△印) の計測結果を示す。これらの実験点はすべて回転数が $n=1000$ rpm の条件のもの

Fig. 7 H - Q characteristics in dimensionless scales

であり、バルブ開度を変化させることで得たものである。図 6 中の曲線は見やすいように実験点を低次多項式で補間したものである。作動流体はメタノールで、バルブ開度が 100% のとき $n=1000$ rpm において流量 $Q=2.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ である。図 6 より、回転数が一定の条件では流量 Q の減少によって正味差圧 H が増加することがわかる。これは差圧の増大によって流量が減少するというポンプの一般的下降特性に従うことを意味する。これに対してモータの軸動力は流量が小さいほど増大している。これは流量が小さいほど差圧が大きいためであり、軸動力が主として差圧に支配されるためである。ただし軸動力は差圧に対して完全には比例しておらず、微小流量の条件でさらに増大している。この結果、動力効率 η は流量が大きい条件のほうが増加するというデータを示した。微小流量の条件で軸動力が余分に増大する理由は、容積効率が零近になるときにトロコイドギヤポンプ内部の流れがすべてクリアランス部から漏れて内部循環するためである。このとき流体は 2 種類のクリアランス ε と δ の間を高速に逆流し、大きなトルク負荷をもたらしていると考えられる。

3.3 レイノルズ数の影響 本研究では、ポンプの小形化をねらう開発研究のためレイノルズ数に対するポンプ性能の把握を重視している。そこで図 7 のようにポンプの H - Q 特性をレイノルズ数によって分類してプロットした。ここで横軸は無次元流量、縦軸は無次元差圧である。実験点はバルブ開度と回転数、ならびに流体の温度の三つを変化させてレイノルズ数別にプロットした。この結果、同じレイノルズ数の実験点を結ぶと、右下がりのほぼ直線的な関係があることがわかる。また、レイノルズ数が小さいほどその直線は上に移動し、高い正味差圧 (= ポンプ昇圧) をもたすことが確認できる。このことは、トロコイドギヤポ

Fig. 8 Pump efficiency and dimensionless flow rate

Fig. 9 Pump efficiency and dimensionless pressure rise

ンプの流体駆動機構が低レイノルズ数条件に適合している、すなわち粘性を活用したメカニズムを保有していることを改めて裏付けるものである。ここで得られたデータを最小二乗近似すると、レイノルズ数が $Re = 1000 \sim 5000$ の範囲においては、無次元差圧 H^* が $Re^{-0.4}$ 乗に比例して減少することがわかった。なお無次元流量は図7において $Q^* > 1$ の範囲までデータが分布している。これは式(4)の基準流量 Q_0 に対して実際には約20%流量が大きい点で厳密な理論流量が存在することを意味している。

次に図8に無次元流量を横軸としてポンプの動力効率をプロットした。モータの軸動力に分散があるためレイノルズ数に対して明らかにグルーピングできない状態であるが、最小二乗近似された補間曲線は少なくとも低レイノルズ数のほうが高い動力効率をもつことを示唆している。また動力効率 η は無次元流量 Q^* が大きいほど増大する。なおモータの軸動力に大きな分散が生じる原因は、トロコイドギヤのかみ合わせやクリアランス部のわずかな形状の変化による。

(a) $Re=10$ (b) $Re=1000$ Fig. 10 Internal flow structure obtained by CFD⁽¹⁾

図9は、無次元差圧を横軸として動力効率をプロットしたものである。全体として差圧が小さいほど動力効率が高く、差圧による逆流や漏れが少ないほうがよいことを示している。図9の上では、レイノルズ数に対する影響は低差圧条件のみ比較可能であり、データの分散が激しいものの、ここでも低レイノルズ数ほど動力効率が高いことを示している。

3・4 内部流動との関係に関する考察 図10に三次元数値解析によって得られたトロコイドギヤポンプの内部流動を示す。この結果は既報⁽¹⁾からの抜粋である。各図の左側は流体の絶対速度による流線、右側はポンプの回転速度を差引いた流体のギヤ歯面に対する相対速度ベクトルである。レイノルズ数が低い場合 ($Re=10$) では、流体は内外二つのギヤ歯面の絶対速度を結ぶような速度分布となる。ただしクリアランス部からは噴流状の漏れが生じる。ただしこの噴流は容積効率を低下させるものの、クリアランス部での差圧を保持する役割があるためポンプの正味差圧を著しく低下させない。これに対してレイノルズ数が高い場合 ($Re=1000$) では、二つのギヤの間で渦群が形成され、ギヤ表面でギヤの進行方向とは異なる流体の動きを含む。またクリアランス部ではレイノルズ数が高い(粘性が低い)ことで差圧が保持されにくくなる。数値解析では $Re > 1000$ の条件について結果は未取得であるが、今回の実験データのレイノルズ数依存性については数値解析結果と定性的に一致する。

3・5 動力効率に関する今後の課題 本研究では低レイノルズ数であるほどポンプ性能が高いという予測を実験的に確認することができた。しかしその一方では、小形化したトロコイドギヤポンプの動力効率 η が最大でも約2%しかないことが明らかとなった(図6, 8~9の縦軸スケール参照)。一般にポンプを小形化するとしゅう動部の摩擦損失が相対的に卓越し、軸動力の大半をそれにより消失することは事実である。しかし摩擦損失の絶対値も小形化によって縮小するため、動力効率はしばしば度外視されてきた。しかしこの性質は低レイノルズ数で流体力学的に高性能というトロコイドギヤポンプの利点を阻害するものである。今後、低レイノルズ数においてクリアランス部での摩擦が最小となるよう設計する必要がある。

今回利用したトロコイドギヤポンプでは、六つのしゅう動面における遠心クエット流れ、またはねじれクエット流れによるトルクの損失が生じ、層流理論より次の損失動力を伴う。

$$L_s = \frac{\pi \mu}{\delta} \omega^2 R^4 A \dots\dots\dots (15)$$

ここで R は外側ギヤの外半径(ケーシングの半径)で、 A は次式による幾何学的定数である。

$$A = \left(\frac{1}{2} + 2 \frac{W}{R} \right) \left(\frac{k}{k+1} \right)^2 - \frac{2k+1}{2k^2} \left(\frac{D}{2R} \right)^4 \dots\dots\dots (16)$$

ここで W はギヤ回転軸方向の幅である。損失動力は式(15)のとおり R^4 と ω^2 に比例し、式(16)のとおり歯数 k が小さいほど低下する性質をもつ。損失動力と正味動力の比(以下、損失比)は、式(2)、(4)、(14)、(15)より次のように導かれる。

$$\frac{L_s}{L} = \frac{A}{ReH^*Q^{*2}} \frac{4(\pi R)^4}{(V_o - V_i)\delta} \dots\dots\dots (17)$$

この式より、 Re 数の低下による損失動力割合の増加は避けられないことが改めて確認される。次に、損失比は Q^* の二乗と δ の積に反比例することに注意したい。クリアランス δ は大きいほど損失比を低下させるが、実際には容積効率の低下を同時にもたらし、その結果、二乗で効いて損失比がむしろ増加する可能性がある。またそのときの容積効率の低下の度合いは差圧 H^* に依存しており、全体として δ 、 Q^* 、 H^* の三つの変数が相互にどのように振る舞うかで決定される。また、幾何学的構造だけでいえば、損失比はケーシング半径 R の4乗に比例していることから、流体封入体積 $(V_o - V_i)$ に対して可能な限り R を減らすことが重要であるといえる。

なお、今回利用したポンプでは $A=0.825$ であり、式(17)に実験値を代入すると、クリアランス δ の平均

値は $\delta=23 \mu\text{m}$ と計算される。これは内側ギヤの転円半径の2.3%のクリアランスが存在することを意味する。今後、クリアランス δ をパラメータとしてさらに詳細解析を実施する予定である。

4. ま と め

内接形トロコイドギヤポンプを小形化し、 $Re < 5000$ の低レイノルズ数条件におけるポンプ性能を実験的に研究した。この結果、数値解析による予測結果に対して定性的に一致する性能が確認された。すなわちポンプ駆動部がもたらす昇圧はレイノルズ数が低いほど高い。これと同時に容積効率ならびに動力効率もレイノルズ数が低い場合のほうが高い。低レイノルズ数での良好な性能は、レイノルズ数の定義のとおり、粘度が高い条件、サイズが小さい条件、回転数が小さい条件で有利であることを意味する。本研究ではポンプの小形化を目的としており、その観点で解釈すれば、トロコイドギヤポンプが小形化に適した機構をもっているといえる。なお、既報⁽¹⁾で述べた、さらに低いレイノルズ数の条件での数値計算結果は、ギヤ表面での粘性せん断応力が流体を順方向に駆動するというものであった(これは他の容積形ポンプには見受けられない性質である)。今後、本実験よりもさらに低レイノルズ数での実験データを取得し、このことを検定する必要がある。

一方、ポンプの小形化にあたっては上記のレイノルズ数だけではなく、シーリング、クリアランス、トロコイドギヤ歯面形状の加工精度など、有次元での技術的な制約にも支配される。本研究ではしゅう動摩擦の大きなポンプシール等を利用していないにもかかわらず、動力効率の値は最大でも2%程度であり、軸動力のほとんどがしゅう動部で損失することがわかった。これはしゅう動部のかんげきを占める流体層の粘性せん断応力がポンプ正味の作用を卓越することによる。動力効率の改善のためには、しゅう動部のクリアランス δ の最適値を検討しなければならない。ただし、 δ の変化はポンプ性能としゅう動部損失に対して互いに相反する影響を与えるため、さらなる詳細解析が必要である。

実験の遂行にあたり福井県工業技術センター創造研究部 芦原氏、松井氏、青柳氏、ならびに福井大学学部生 上村君(現アラコ(株))、大学院生 上埜君(現ダイキン工業(株))の協力を得たことについて深く謝意を示す。

文 献

- (1) 村井祐一・宮城直樹・宮崎孝司・山本富士夫, 低レイノルズ数域における内接形トロコイドギヤポンプの内部流動(3次元数値シミュレーションによるポンプ特性の評価), 機論, **70**-695, B(2004), 1754-1761.
- (2) 大橋秀雄・黒川淳一・ほか8名, 流体機械ハンドブック(1.6容積型ポンプの形式と構造), (2002), 157-167, 朝倉書店.
- (3) 井上雅弘・鎌田好久, 流体機械の基礎, (1997), 29-31, コロナ社.
- (4) Shung, J. B., Pennock, G. R., The direct contact problem in a trochoidal-type machine, *Mech. Mach. Theory*, **29** (1994), 673-689.
- (5) Ranganathan, G., Raj. H. S. T. and Ram, P. V. M., Wear characterisation of small PM rotors and oil pump bearings, *Tribol. Int.*, **37** (2004), 1-9.
- (6) 日本機械学会編, 機械工学便覧基礎編, A5 流体工学, (1986), 76-78.