渦流形流体ダイオードを用いた移送ポンプの性能
に及ぼす設計パラメータの影響*吉 富 秀 樹^{*1}, 和 田 力^{*2}
小 泉 忠 夫^{*1}, 室 山 賢 一^{*3}

The Effects of Design Parameters on Vortex Diode Pump Performance

Hideki YOSHITOMI, Tsutomu WADA,
Tadao KOIZUMI, and Kenichi MUROYAMA

The investigation described in this paper was undertaken to obtain the design criteria of a fluidic pump with two vortex diodes. As the design parameters of the pump, we selected the pump head, driving pressure, passage areas of the suction and delivery diodes, diode characteristics, and resistances of the suction and discharge pipes. In the first stage, dimensionless performance factors were derived by analyzing the pump system to have the advantage of estimating the design parameter effects under any specified conditions. Then their effects were clarified by both theoretical calculations and experimental measurements. The optimum values were discussed for the dimensionless performance factors focusing on not only pump efficiency but also flowrate. From the results of this study, design guides to provide good performance pump are suggested.

Key Words: Fluid Machinery, Fluidics, Pump, Vortex Diode, Design Parameters, Pump Performance

1. 緒 言

近年、流体素子を応用したポンプが核燃料再処理プラントの放射性溶液移送⁽¹⁾や密封容器内での潤滑油移送⁽²⁾などに適用されている。これはこのポンプが可動部を持たないため外部への液漏れがないこと、長期間保守が不要であることなどの特徴を有するため、人間が近寄れない環境での溶液の移送手段として適しているからである。

使用する流体素子は、いくつかの形式のものが報告されているが^{(1)~(3)}、渦流形流体ダイオードを用いたポンプ⁽³⁾は比較的高揚程が得られるものであり種々の用途が期待できる。しかし、このポンプの具体的な設計法については不明な点が多く、高性能化のためにも最適な設計条件を明らかにすることが必要である。

著者の一人はポンプ系を効率の面から解析し、駆動圧力およびシリンダレベルに最適値が存在することを示した⁽⁴⁾。しかし、効率と送液量ともに優れたポンプを設計するためには吸込・吐出ダイオードの通路面積

の影響などを含めてさらに検討しなければならない状況にある。

そこで本報は、ポンプの設計パラメータとして揚程、駆動圧力、ダイオード通路面積、ダイオード特性、および配管抵抗を取り上げ、これらのポンプ性能に及ぼす影響を解析することによって高性能なポンプの設計指針を与える。その方法は、まず、理論解析によって、これらの設計パラメータから成る無次元性能因子を導出する。次に各因子の影響を理論計算と実験によって明らかにし、効率・容量共に優れたポンプを得るためには各性能因子の値をいかなる範囲に設定すれば良いかについて考察する。

2. 基本構造と作動原理

本研究に用いる渦流形流体ダイオードは Zobel⁽⁵⁾によって示された形状を採用しており、その代表寸法を図1に示す。軸方向ノズルから流入し、接線方向ノズルへ流出する流れを順流と呼び、これと逆方向の流れを逆流と呼ぶ。順流状態では流体抵抗は小さいが、逆流状態では渦の生成によって大きな流体抵抗が生じる。すなわち流体ダイオードは逆止弁に似た機能を有するものである。

次に渦流形流体ダイオードを用いた移送ポンプの基

* 平成元年3月10日 東海支部第38期総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年7月28日。

*¹ 正員、三井造船㈱玉野研究所 (〒706 玉野市玉原3-16-1)。

*² 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

*³ 三井造船㈱玉野研究所。

本的構成を図2に示す。形態としては往復動ポンプであるが機械的吸込弁・吐出弁の代わりに流体ダイオードを取付けているところに特徴がある。吸込ダイオードは吸込管からシリンダへの流れ方向、および吐出ダイオードはシリンダから吐出管への流れ方向においてそれぞれ順流状態となるように取付けられている。また、駆動方式はピストンなどの可動部品を用いず、圧縮空気によってシリンダを直接加圧・減圧して吐出・吸込行程を行う。

流体ダイオードは流体が流れることによって抵抗を生ずるものであって、逆流を完全に止めることはできない。このため、吐出行程では吸込ダイオードを通して吸込管へ漏れ出て行く量が必ず存在する。また吸込行程では一度吐出側へ送った液が吐出ダイオードを通して逆流して来るのである。これが本ポンプの損失の最も大きな要因になっている。

3. 基本的特性

ここで、本ポンプの基本的特性を明らかにするためにいくつかの仮定の基に解析を行う。すなわち、定常状態について解析し、過渡状態や流体の慣性は考慮しないものとする。レイノルズ数の影響は無視し、重大なキャビテーションも発生していないものとみなす。また、図2においてシリンダ高さは吸込揚程 H_s および吐出揚程 H_d に比べて小さいものとする。

3.1 インジケータ線図 シリンダ内の吐出駆動圧力 P_d および吸込駆動圧力 P_s は定常状態では流体ヘッドおよび管路抵抗とバランスして一定値に保たれる。そこで過渡状態を無視した理想的なサイクルでは

図1 渦流形流体ダイオード

図3の1-2-3-4-1のインジケータ線図となる。

3.2 排水特性 排水特性は間欠流出であり、シリンダにおける理想的な排水曲線は、一行程あたり、図4の1-2-3-4のようになる。図中の q は瞬時流量、 t はサイクルタイムである。吐出行程では吐出側と吸込側の抵抗差により V_L 分の容積が吸込側への漏れとなり、 V_d 分が吐出側へ排出される。一方、吸込行程では V_s 分が吸込側から吸引され、 V_r 分が吐出管から逆流してくる。 V_L 、 V_r はいずれもスリップであるが、両者を区別する場合は前者を漏れ量、後者を逆流量と呼ぶことにする。

3.3 動力損失と効率 キャビテーションによる流量損失がない状態では、本ポンプのスリップは前述の漏れ量 V_L と逆流量 V_r のみである。したがって、動力損失はこのスリップと管路抵抗によって起こる。

まず、スリップによる動力損失は次の二つのスリップ率 S_L 、 S_r を評価すれば良いことになる。

図2 渦流形流体ダイオードポンプの基本的構成

図3 インジケータ線図

図4 シリンダ排水曲線

$$S_L = Q_L / Q_{th} = V_L / V_p \quad (1)$$

$$S_r = Q_r / Q_{th} = V_r / V_p \quad (2)$$

ここで、 Q_L 、 Q_r はそれぞれ単位時間当たりの漏れ量と逆流量である。また、 Q_{th} は理論吐出量であり、シリンダ押しのけ容積 V_p と往復数 n の積によって定義する。

$$Q_{th} = V_p \cdot n \quad (3)$$

したがって、全スリップ率 S は、

$$S = S_L + S_r \quad (4)$$

となる。これは次式の体積効率 η_v で示す場合もある。

$$\eta_v = \frac{Q_{net}}{Q_{th}} = 1 - S \quad (5)$$

ここで、 Q_{net} は正味吐出量であり、理論吐出量から漏れ量と逆流量を差し引いたものである。

$$Q_{net} = Q_{th} - Q_L - Q_r \quad (6)$$

次に、管路抵抗によって生じる動力損失は次式の水力効率 η_h を評価すれば良い。

$$\eta_h = \frac{\rho g H_a}{P_d - P_s} \quad (7)$$

ここで、 H_a は実揚程、 ρ は液の密度、 g は重力加速度である。

本研究では駆動装置の効率は議論しないので、ポン

プ本体の総合効率は次式の図示効率 η_i

$$\eta_i = \frac{\rho g H_a Q_{net}}{(P_d - P_s) Q_{th}} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (8)$$

で表せられる。

3.4 性能解析 図2のポンプ系に基づいて性能解析を行う。

(a) 吐出行程 まず記号について、大気圧を P_a 、ダイオード順流抵抗係数を $\zeta_f = 2\Delta P_f / \rho W_a^2$ 、ダイオード逆流抵抗係数を $\zeta_r = 2\Delta P_r / \rho W_a^2$ 、吸込管路の抵抗係数を $\zeta_s = 2\Delta P_s / \rho W_a^2$ 、吐出管路の抵抗係数を $\zeta_d = 2\Delta P_d / \rho W_a^2$ とする。ここで、 ΔP は圧力損失、 W_a はダイオード軸方向ノズル喉部流速である。また吸込・吐出ダイオード軸方向ノズル喉部の通路面積をそれぞれ A_s 、 A_d とする。そこで、吸込管路および吐出管路へ損失を考慮したベルヌーイの式を適用し、図4を参照すれば、結局、スリップ率 S_L が次式で得られる。

$$S_L = \frac{1}{1 + \frac{1}{m} \sqrt{\frac{(1 - \Pi_d)(\Lambda + \Lambda_s)}{1 + \Lambda_d}}} \quad (9)$$

ここで、 m はダイオード面積比であり $m = A_s / A_d$ で定義する。 Λ はダイオード比であり $\Lambda = \zeta_r / \zeta_f$ 、 Λ_s と Λ_d は吸込・吐出管抵抗係数とダイオード順流抵抗係数の比でありそれぞれ $\Lambda_s = \zeta_s / \zeta_f$ 、 $\Lambda_d = \zeta_d / \zeta_f$ である。また、 Π_d は圧力比、

$$\Pi_d = \frac{\rho g H_a}{P_d - (P_a + \rho g H_s)} \quad (10)$$

と定義している。

(b) 吸込行程 吐出行程と同様の解析を行えば、スリップ率 S_r は次式となる。

$$S_r = \frac{1}{1 + m \sqrt{\frac{(1 - \Pi_s)(\Lambda + \Lambda_d)}{1 + \Lambda_s}}} \quad (11)$$

ここで、圧力比 Π_s は、次式で定義している。

$$\Pi_s = \frac{\rho g H_a}{(P_a + \rho g H_d) - P_s} \quad (12)$$

(c) 性能 以上の関係から、各効率は以下の式で与えられる。

$$\eta_v = \frac{\sqrt{(1 - \Pi_d)(1 - \Pi_s)} - \sqrt{\frac{(1 + \Lambda_d)(1 + \Lambda_s)}{(\Lambda + \Lambda_s)(\Lambda + \Lambda_d)}}}{\left\{ m \sqrt{1 - \Pi_s} + \sqrt{\frac{1 + \Lambda_s}{\Lambda + \Lambda_d}} \right\} \left\{ \frac{1}{m} \sqrt{1 - \Pi_d} + \sqrt{\frac{1 + \Lambda_d}{\Lambda + \Lambda_s}} \right\}} \quad (13)$$

$$\eta_h = \frac{\Pi_d \Pi_s}{1 - (1 - \Pi_d)(1 - \Pi_s)} \quad (14)$$

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_h \quad (15)$$

ここで、ポンプ作用が成されるためには $\eta_v > 0$ でなければならないから、式(13)より

$$\frac{(\Lambda + \Lambda_s)(\Lambda + \Lambda_d)}{(1 + \Lambda_d)(1 + \Lambda_s)} > \frac{1}{(1 - \Pi_d)(1 - \Pi_s)} \quad (16)$$

の条件を得る。これがポンプとして成り立つための条件となる。

次に、正味吐出量を次式で無次元化し、

$$\phi = \frac{Q_{\text{net}}}{A_d \sqrt{\frac{2gH_a}{\xi_f}}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

これを流量係数 ϕ とすれば次式を得る。

$$\phi = \frac{\sqrt{(1-\Pi_d)(1-\Pi_s)} - \sqrt{\frac{(1+\Lambda_d)(1+\Lambda_s)}{(\Lambda+\Lambda_s)(\Lambda+\Lambda_d)}}}{\sqrt{\Pi_d(1+\Lambda_d)} \left\{ \sqrt{1-\Pi_s} + \frac{1}{m} \sqrt{\frac{1+\Lambda_s}{\Lambda+\Lambda_d}} \right\} + \sqrt{\Pi_s(1+\Lambda_s)} \left\{ \frac{1}{m} \sqrt{1-\Pi_d} + \sqrt{\frac{1+\Lambda_d}{\Lambda+\Lambda_s}} \right\}} \quad \dots\dots\dots (18)$$

以上によって、ポンプ性能へ影響を与える無次元性能因子は圧力比 Π_d , Π_s , ダイオード面積比 m , ダイオード比 Λ , および配管抵抗係数比 Λ_s , Λ_d であることがわかる。そこで、次章以下、これらの因子の影響について理論計算と実験によって考察する。

4. 実験装置と方法

実験に使用するダイオードは図1に示した寸法のものを出側側に固定設置し、吸込側は図1のものとこれを約2倍に相似的に大きくしたものを適宜使い分けた。ダイオード特性を別途、実験によって求めたところ、いずれのダイオードも順流抵抗係数 ξ_f は0.4であり、逆流抵抗係数 ξ_r はほぼ20であった。

実験装置を図5に示す。吐出管の管路抵抗係数 ξ_d は、資料⁽⁶⁾ から予測するとおよそ0.04であり、吸込管の抵抗係数 ξ_s はダイオード順流抵抗に比べて無視できる。

また、ポンプシリンダ排出容積は0.0023 m³である。

図5 実験装置

る。

実験は吐出揚程、吸込揚程および駆動圧力を一定に保持して行った。ここで、吐出タンク断面は十分大きくしてあり、運転時の吐出揚程の変動は無視できる。供試液は常温の水道水を用いて行い、送液量は計量タンクに溜めて容積を計った。

また、漏れ量と逆流量の分析を行うため、次のような付加実験を行った。すなわち、弁6を吐出行程のみ開とし、吸込行程では閉とすることによって、意図的に逆流量を零とした。この付加実験と正規の実験との送液量を比較すれば漏れ量と逆流量の分析ができる。

5. 結果と考察

各性能因子の影響の定量的度合は他の因子の値によって異なる。そこで、特定の因子の影響を検討する場合には、他の因子の値を妥当と考えられる典型的な値あるいは基準となるべき値に設定した。また、5・2節以降では式(17)の右辺分母の値が常に一定となるよう設計パラメータを操作した。

5・1 ポンプ特性曲線 まずポンプ能力の概要を示すため、理論計算と実験によって得られた特性曲線を図6に示す。この場合、吸込揚程および駆動圧力を一定にし、実揚程を変化させている。このポンプは基

図6 ポンプ特性曲線

本的には容積形であるが、流量が揚程の影響を受けており速度形の特性に近い。回転数は、限界揚程近傍を除いて、大きな変化はみられない。これは、揚程が高くなると吐出時間は長くなるが、吸込時間が短くなるため1サイクル当たりの時間はあまり変化しないためである。また、実験では駆動圧力の切り換え時に圧力応答遅れが存在するため吸込・吐出に時間がかかり、計算値より回転数が少なくなっている。次に、図示効率の最大点が揚程の限界値直前に位置しており、設計点を効率最大点に設定することは実用上無理と思われる。このポンプにとって宿命的であるが、スリップが大きいために体積効率は60%程度であり、図示効率はせいぜい30%程度であった。

5・2 圧力比 Π_d の影響(吐出駆動圧力 P_d の影響)

圧力比 Π_d の典型的な影響を図7に示す。ここで、各性能因子のうちで圧力比 Π_d のみを変化させるため、揚程は一定に保って吐出駆動圧力のみを変化させている。

スリップ率 S_r は当然ながら影響を受けないが、スリップ率 S_L は圧力比の増加に伴い大きくなる。特に、この場合には、圧力比が0.8以上でスリップ率が急激に増大している。図示効率は圧力比が0.8付近で極大値を取り、これより圧力比が大きくなると急激に低下する。

一方、流量係数は圧力比が小さいほど増大している。この種のポンプは一般に大きさの割に送液量が少ないので、効率は多少犠牲にしても送液量を得ることが合理的であると考えられる。そこで、圧力比 Π_d は効率が最大となる点より少しく小さい値に設定するのが適当である。

また、図7によれば計算結果と実験結果はほぼ合致

図7 圧力比 Π_d の影響

しており、前述の性能解析法の妥当性を裏付けている。

5・3 圧力比 Π_s の影響(吸込駆動圧力 P_s の影響)

ここでも揚程を一定に保って吸込駆動圧力のみを変化させている。図8に示すようにスリップ率 S_L は影響を受けず、スリップ率 S_r が圧力比の増加に伴い増大する。その他の傾向は前述の圧力比 Π_d と同様である。

5・4 ダイオード面積比 m の影響

ダイオード面積比 m の影響を図9に示す。この場合、吐出ダイオードの大きさは一定とし、吸込ダイオードのみを大きくしている。面積比を大きくするとスリップ率 S_r は減少するが、スリップ率 S_L が当然ながら増大し、両者を合計したスリップ率 S を極小にする面積比が存在することがわかる。この値 m_c は、 $dS/dm=0$ なる条件より次式

図8 圧力比 Π_s の影響

図9 ダイオード面積比の影響

図 10 ダイオード比および配管抵抗係数比の影響

$$m_c = \left\{ \frac{(1-\Pi_d)(\Lambda+\Lambda_s)(1+\Lambda_s)}{(1-\Pi_s)(\Lambda+\Lambda_d)(1+\Lambda_d)} \right\}^{1/4} \dots\dots\dots (19)$$

で与えられる。このとき、図示効率も最大となる。

流量係数は面積比が増大するにつれて増えている。これはスリップ率の増加割合より往復数の増加割合が大きいためである。また、前述の効率を最大にする面積比は流量係数が急激に低下している範囲であるから、ポンプ容量を考慮すると面積比は少しく大きいほうが適当であると考えられる。

5・5 ダイオード比 Λ 、配管抵抗係数比 Λ_s 、 Λ_d の影響(ダイオード特性および配管抵抗の影響) 配管抵抗が異なる二つの場合について、ダイオード比の影響を理論計算によって調べた。この場合、ダイオードの順流抵抗係数を一定とし、逆流抵抗係数を変化させている。結果を図 10 に示す。図中に示すように実線が配管抵抗が無視できる場合の特性であり、破線が配管抵抗が比較的大きい場合の特性である。

いずれの場合もダイオード比が 20 以下になるとスリップが急増し、効率および流量係数が急激に低下している。一方、ダイオード比が 20 以上の領域では性能の変化が緩やかであり、ダイオード比の増大がポンプ性能にあまり効かないことがわかる。

したがって、流体ダイオードを選択あるいは開発する場合、ダイオード比の増大のみを追求したのでは大幅なポンプ性能の向上は期待できないことになる。むしろ、順流抵抗係数の絶対値の小さい流体ダイオードを選ぶことが合理的である。なぜなら、式(17)、(18)からわかるように、ダイオード比は同じでも順流抵抗係

数を低下できれば送液量を増やすことができるからである。

次に、図 10 の実線と破線の差からわかるように、配管抵抗が大きくなると当然ながらポンプ性能が低下している。したがって、配管抵抗ができるだけ小さくなるよう、ポンプ据え付け位置などを設計段階から配慮しておく必要がある。

6. 結 言

本研究によって得られた結果を要約すると以下のようである。

(1) 本ポンプの送液量は揚程の影響を受ける。また、本研究の範囲では体積効率は 60% 程度であり、図示効率は 30% 程度であった。

(2) ポンプ系を解析し、無次元性能因子として圧力比 Π_d 、 Π_s 、ダイオード面積比 m 、ダイオード比 Λ 、および配管抵抗係数比 Λ_s 、 Λ_d を得た。

また、性能評価因子として各種効率、スリップ率、流量係数を定義した。

(3) ポンプとして成り立つためには次の条件が満たされなければならない。

$$\frac{(\Lambda+\Lambda_s)(\Lambda+\Lambda_d)}{(1+\Lambda_d)(1+\Lambda_s)} > \frac{1}{(1-\Pi_d)(1-\Pi_s)}$$

(4) 圧力比 Π_d 、 Π_s には効率を最大にする値が存在するが、流量係数を考慮すると、各圧力比は効率最大点より少しく小さめの値に設定すべきである。

(5) ダイオード面積比 m には効率を最大にする値が存在するが、流量係数を考慮すると、面積比は効率最大点より大きい値に設定すべきである。

(6) ダイオード比が 20 以下になるとポンプ性能が急激に低下する。また、十分な送液量を得るためにはダイオード比のみならず順流抵抗係数の絶対値が小さいことが重要である。さらに、配管抵抗が大きいと性能が低下するため注意が必要である。

文 献

- (1) Tippetts, J. R., ほか 3 名, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, **103**(1981), 342.
- (2) 竹林・ほか 3 名, 機論, **51**-465, B(1985), 1672.
- (3) Roberts, P. J. and Syred, N., *Fluidics Q.*, **10**-3(1978), 49.
- (4) 和田・ほか 2 名, 計測自動制御学会論文誌, **20**-5(1984), 442.
- (5) Zobel, R., *Mitt. Hydraul. Inst. München*, **8**-19(1930), 1.
- (6) 日本機械学会編, 管路・ダクトの流体抵抗, (1979), 22.