

空気圧駆動バルブレスポンプの送液特性

吉富秀樹*

Transport Characteristics of an Air Driven Valveless Pump

Hideki YOSHITOMI

The investigation described in this paper was undertaken to clarify the transport characteristics of an air driven valveless pump. This valveless pump uses the fluidic diode instead of usual mechanical movable valve to rectify the flow. The author designed and produced a test machine of the valveless pump by using performance calculation method shown in the previous paper. As the results of the transport examination, the flow rate of the test valveless pump was 225ml/min and the volumetric efficiency was 26.8%. Those observed performance values agreed with the design values extremely well. So, the validity of the performance calculation method was able to be confirmed. Moreover, it has been understood that the influence of driving cycle number on volumetric efficiency was clarified, and it was appeared that the optimum cycle number was in existent.

Key Words: Valveless Pump, Fluidic Diode, Transport Characteristics, Volumetric Efficiency

1. はじめに

近年、超小型化学反応装置（マイクロリアクター）などのマイクロ分野の液体移送技術として、バルブレスポンプすなわち機械的可動弁を用いないポンプが注目されている^{1),2)}。この背景として、マイクロ分野のポンプでは通常のチェック弁などの機械的可動弁を用いると、弁の摩擦力が流体力に比べて相対的に増大し、ポンプの安定な動作を妨げる要因になると言われている³⁾。また、バルブレスポンプは、当然ながら弁のメンテナンスの必要がなく、遠心ポンプなどのように軸受からの漏れも無いため薬液等の移送ポンプとしても利点があると思われる。そこで筆者は、機械的可動弁を用いることなく、流体制御素子の一種である流体ダイオード⁴⁾で整流するバルブレスポンプを考案し研究を行っている^{5),6)}。

前報⁵⁾では流体ダイオードの整流特性を実験的に解析すると共に、流体ダイオードを用いたバルブレスポンプの性能計算法を示し、当該バルブレスポンプの送液能力に関する可能性を検討した。

本研究では、前報⁵⁾で示した性能計算法を適用して実際にバルブレスポンプの試作機を設計製作し、送液試験を行って送液特性を実験的に解析すると共に前報⁵⁾で示した性能計算法の妥当性についても検証する。

本研究の空気圧駆動バルブレスポンプの設計仕様の策定においては、発熱量 100W の電子機器冷却

用ポンプへの適用を想定し、これに対応した流量 200mL/min 程度の送液能力を持つバルブレスポンプを試作することとした。この試作機を用いた送液試験の結果、ほぼ設計通りの性能が得られ、前報⁵⁾で示した性能計算法の妥当性が検証できた。また、当該バルブレスポンプについて、送液特性に及ぼす揚程の影響や駆動サイクル数の影響等が明らかになった。本報では以上の研究結果について報告する。

2. バルブレスポンプの原理

2. 1. 流体ダイオード

本研究のバルブレスポンプにおいて機械的可動弁の代わりに使う流体ダイオードの形状を Fig.1 に示す。この流体ダイオードは、薄い円筒状の渦室と、この渦室の中心に軸方向に取り付けられた軸ノズル、および渦室外周に接線方向に取り付けられた接線ノズルより構成されている。軸ノズルから流入し接線ノズルへ流出する流れを“順方向流れ”と呼び、これと逆方向の流れ、すなわち接線ノズルから流入する流れを“逆方向流れ”と言う。順方向流れ

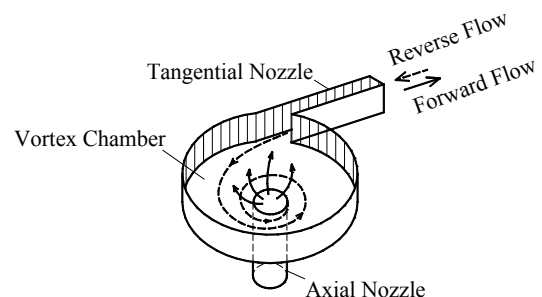


Fig.1 Fluidic Diode

原稿受付 平成24年8月31日

* 機械工学科

は流動抵抗が小さいが、逆方向流れでは渦室内に強い渦巻き流れが生じて大きな抵抗を示す。一例として、前報⁵⁾で示した渦室直径 D_v が 27.6mm の流体ダイオードの特性を Fig.2 に示す。Fig.2 によると、順方向流れと逆方向流れで流動抵抗に大きな差があることが分かる。この流動抵抗の差に依って、順方向と逆方向のサイクリックな流れに対して、逆流を完全には阻止できないもののある程度の整流効果を発揮する。本研究では、この流体ダイオードを機械的可動弁の代わりに用いてバルブレスポンプを実現している。

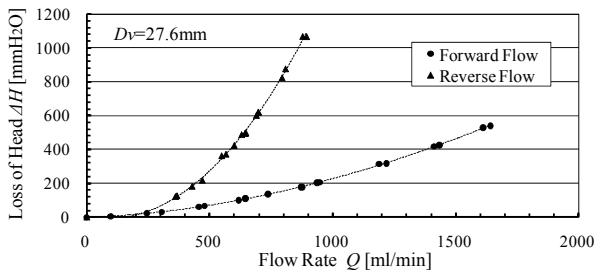


Fig.2 Characteristics of fluidic diode

2. 2. バルブレスポンプの基本構成

バルブレスポンプの概念図を Fig.3 に示す。このバルブレスポンプは形態としては容積型ポンプであり、可撓性ダイアフラムを伸縮させることで排除容積を生じさせて吸込行程と吐出行程を行う。バルブレス機構を実現するため、通常のチェック弁の代わりにポンプ室の吸込側と吐出側にそれぞれ流体ダイオードを設置している。吸込側ダイオードは吸込行程において順方向流れとなる向きに取り付け、吐出側ダイオードは吐出行程において順方向流れとなる向きに取り付けている。

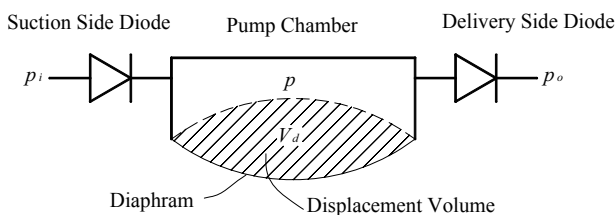


Fig.3 Schematic diagram of valveless pump

また、本研究のバルブレスポンプでは、ダイアフラムの駆動を空気圧アクチュエータ(エアシリンダ)で行うことから“空気圧駆動バルブレスポンプ”と呼んでいる。

3. 空気圧駆動バルブレスポンプの設計製作

本研究で試作する空気圧駆動バルブレスポンプは、発熱量 100W の電子機器冷却用ポンプへの適用

を想定して設計仕様を定めた。水を冷媒とした冷却システムを考えた場合、100W の熱を除去するために必要な冷却水量すなわちポンプ流量は、熱交換器の性能にも依るが、仮に熱交換器での温度上昇幅を 8℃ とすると 180mL/min の流量が必要となる。そこで、少し余裕を見込んで設計流量を 200mL/min とし、空気圧駆動バルブレスポンプを設計製作することとした。

上記の設計流量 200mL/min を実現するバルブレスポンプの性能設計は、前報⁵⁾で示した性能計算法を適用して行った。詳細は省略するが、試行錯誤的に性能計算を繰り返した結果、以降に述べるように、渦室直径が 18mm の流体ダイオードを用いることで設計流量を達成できるものと予測された。この性能設計の概要を示すと次のようになる。

すなわち、流体ダイオードのダイオード比(逆方向流れと順方向流れの抵抗比)を ψ とすると、渦室直径が 18mm の流体ダイオードのダイオード比は前報⁵⁾で示したデータから $\psi=1.9$ 程度と見込める。また、この流体ダイオードの渦室厚みは 2mm であるから渦室容積 V_v は 0.5mL となる。前報⁵⁾で示した性能計算法の設計指針によると、排除容積 V_d と渦室容積 V_v の容積比 $\beta=V_d/V_v$ は 10 以上にする必要があるもので、ここでは $\beta=14$ として排除容積を 7mL に設定した。そうすると、前報⁵⁾の性能計算法で与えられている式よりポンプの容積効率 η_v は、

$$\eta_v = \left(1 - \frac{2}{\beta}\right) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} = \left(1 - \frac{2}{14}\right) \times \frac{1.9 - 1}{1.9 + 1} = 0.266 \quad \text{--- (3-1)}$$

と計算でき 26.6% となる。

次に、ポンプのダイアフラムの単位時間当たりの往復動数を駆動サイクル数 f と呼ぶことにすると、空気圧アクチュエータで駆動する場合は高速駆動が可能であり 2~3c/s 程度の速度は出せると考えられるので、ここでは駆動サイクル数を 2c/s とし、設計する。よって、前報⁵⁾の性能計算法で与えられている式より 1 分間当たりの送流量 Q は、

$$Q = f V_d \eta_v \times 60 = 2 \times 7 \times 0.266 \times 60 = 223 \quad \text{--- (3-2)}$$

と計算でき、設計流量の 200mL/min を少し上回る 223mL/min の流量が見込めることになる。なお、上記で示した前報⁵⁾の性能計算法は、吸込ヘッドと吐出ヘッドが等しい場合(すなわち揚程がゼロ)の値であるので、揚程が高くなると当然ながら送流量は変化するが、揚程の影響は後で実験的に調べる。

ダイアフラムを駆動する空気圧アクチュエータとしては、ストローク長が 10mm のエアシリンダ(TAIYO 製の 10S-1RG 型)を用いた。このエアシリンダの動きに対応したダイアフラムによる排除容積 V_d が設計値の 7ml となるようダイアフラムの寸法を調整した。なお、ポンプが完成後に予備実験を別途行って排除容積が 7mL になっていることを確認して

いる。

本研究の空気圧駆動バルブレスポンプの主な設計仕様を Table 1 にまとめて示す。表中の流体ダイオードの欄の記号は、下記の挿絵の記号に対応している。

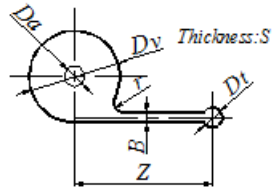


Table 1 Design specifications of the valveless pump

Fluidic diode	D_v	18mm
	S	2mm
	D_a	4mm
	B	2mm
	Z	20mm
Diaphragm	material	silicone rubber
	thickness	0.5mm
Pump chamber displacement volume	V_d	7mL
Pneumatic cylinder	type	TAIYO 10S-1RG
	Stroke length	10mm
Expected flow rate	Q	223mL/min
Expected volumetric efficiency	η_v	26.6%

製作した空気圧駆動バルブレスポンプの写真を Fig.4 に示す。Fig.4 はポンプを横から見た写真であるが、上部の円筒状の部分がバルブレスポンプ本体部分であり、その下に設置してある機器がエアシリンダである。ダイアフラムはポンプ本体部分に組み込まれているので写真では分かりにくいが厚さ 0.5mm のシリコンゴム製のダイアフラムを組み込んでいる。

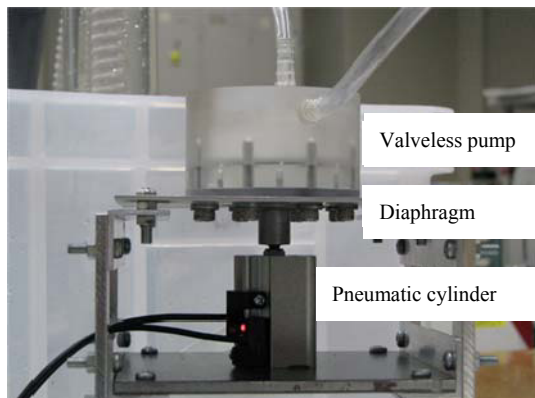


Fig.4 Photo of the valveless pump

4. 試験装置および試験方法

試験装置の構成を Fig.5 に示す。この試験装置

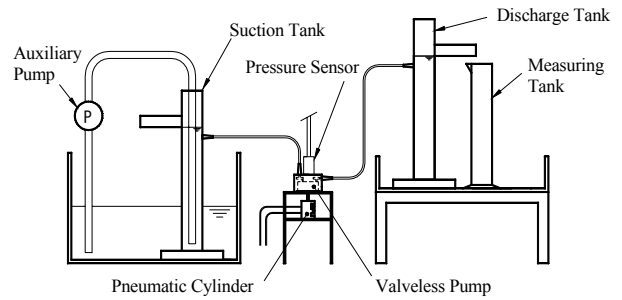


Fig.5 Experimental apparatus

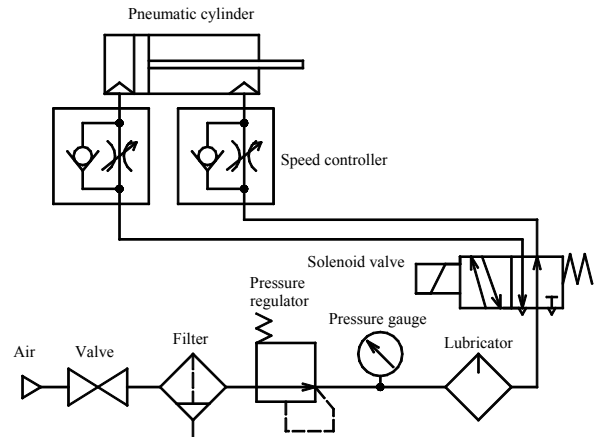


Fig.6 Pneumatic drive system

は、バルブレスポンプで水を吸込側タンクから吐出側タンクへ送るものである。したがって、揚程 H は、吸込側タンク水面と吐出側タンク水面の高さの差となる。なお、吸込側タンクは、補助ポンプから送った水をオーバーフロー管から溢れさせることによって水位を常に一定に保っている。送液量は、吐出側タンクのオーバーフロー管から出た水を計量タンクに溜めて体積と時間を測る体積法によって求めた。また、ポンプ室内の圧力変動は、圧力変換器をポンプ室上部に設置して測定した。エアシリンダを動かすための空気圧回路は、Fig.6 に示すような一般的な回路であり、電磁弁をプログラマブルコントローラーで制御している。試験液は常温の水道水を用いた。

試験方法は、まず揚程を設定したうえで、空気圧回路に設けた速度制御弁によって駆動サイクル数を所定の値に合わせた。なお、駆動サイクル数の設定時には、試験データの分析を考えやすくするため、エアシリンダの伸びる時間（ポンプの吐出行程に相当する時間）と縮む時間（ポンプの吸込行程に相当する時間）を便宜上合わせている。また、圧縮空気の圧力は、コンプレッサーで 0.7MPa.g の圧縮空気を生成し、減圧弁で 0.4MPa.g に降圧してエアシリンダに供給している。

5. 試験結果および考察

試験で得られた空気圧駆動バルブレスポンプの特性を Fig.7~Fig.10 に示す。これらの特性について以下に考察する。なお、以下の項で示す容積効率 η_v は式(5-1)で求めたものである。ここに、 Q は 1 分間当りの送液量、 V_d は排除容積、 f は駆動サイクル数である。

$$\eta_v = \frac{Q}{60V_d f} \quad \text{-----(5-1)}$$

5. 1. 性能計算法の妥当性の検証

前記第3章で示したように、前報⁵⁾の性能計算法に基づいて設計した性能予測値は流量が 223mL/min、容積効率が 26.6%であった。これは、駆動サイクル数が 2c/s で揚程は 0m での値であったので、Fig.7 において揚程 0m で駆動サイクル数 2c/s に該当する値を見ると 225mL/min となっており、容積効率は Fig.8 によると 26.8%であり、いずれも設計値と極めて良く一致している。

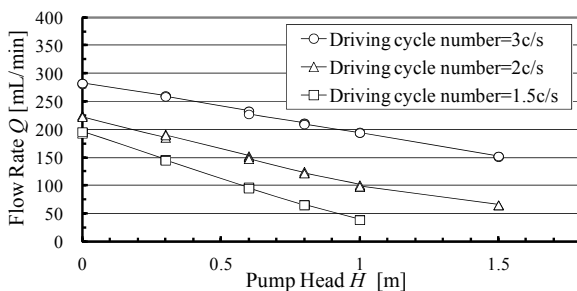


Fig.7 Characteristics of the valveless pump

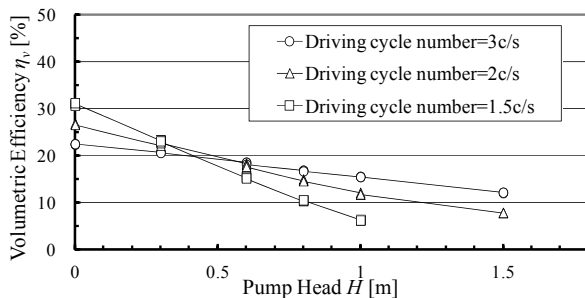


Fig.8 Characteristics of the valveless pump

ところで、前報⁵⁾で示した性能計算法はいくつかの仮定の下に成り立つ簡易的な設計法であるが、今回の試験結果とは予想以上に良く合っている。これは、今回のバルブレスポンプに使用している流体ダイオードが前報⁵⁾の性能計算法のベースとなった流体ダイオードとほぼ同一寸法であり、流体ダイオードの性能予測の精度が良いためと思われる。流体ダイオードの寸法が変わった時に性能予測値がどの程度実機と合うかが問題であるが、これは今後さらに種々のサイズのバルブレスポンプについて性能計算法の妥当性をチェックして行くことが必要である。いずれにしても、今回の試験データは性能予測値と

極めて良く合っており、前報⁵⁾で示した性能計算法は妥当なものであると言える。

5. 2. 流量特性に及ぼす揚程の影響

Fig.7によると、駆動サイクル数が同じ場合、流量は揚程が高くなるに従いほぼ直線的に減少している。この減少割合は、例えば揚程が 0m から 1.5m になると、駆動サイクル数が 3c/s の時は約 50%に低下し、1.5c/s の時には約 20%に低下している。つまり、揚程が高くなった時の流量の低下割合は駆動サイクル数によって異なり、高揚程になると駆動サイクル数はある程度大きくした方が流量増につながる事が分かる。ただし、後で述べるが、駆動サイクル数には適正值があって、むやみに大きくすれば良いというものでもない。

次に、Fig.8 から容積効率 η_v を見てみると、容積効率は最大でも 31%程度であり、一般的な容積型ポンプに比べると低いものである。これは流体ダイオードが逆流を完全には止められないことが原因であり、本研究の形式のバルブレスポンプにとっては宿命とも言えるものである。よって、バルブレスポンプの実用化を検討する場合、効率よりもメンテナンスフリーなどの特徴が活かせる付加価値の高い分野を対象にすることになる。

また、Fig.8 によると容積効率は揚程と駆動サイクル数の両方の影響を受けている。低揚程の場合は、駆動サイクル数が小さい方が容積効率は高いが、高揚程では逆に駆動サイクル数が大きい方が容積効率が高くなっている。これらの容積効率の特性については次節で詳細に考察する。

5. 3. 流量特性に及ぼす駆動サイクル数の影響

流量に及ぼす駆動サイクル数の影響を Fig.9 に示す。揚程は、0m、0.6m、および 1.0m の 3 種類に変えているが、いずれの揚程においても駆動サイクル数が 4c/s までは駆動サイクル数が大きくなるに従って流量も増えている。しかし、駆動サイクル数が 5 サイクルになると逆に流量が減ってしまっていることが分かる。バルブレスポンプの送液量は前記の式(3-2)で与えられるので、駆動サイクル数 f が同じで流量 Q が減少するということは容積効率 η_v が低下していることを意味している。そこで、Fig.9 のデータから容積効率を計算すると Fig.10 が得られる。

Fig.10 から容積効率の特徴が分かる。まず、揚程 0m の時には吐出側タンクから吸込側タンクへの逆流は考えなくてよいので、駆動サイクル数のみの影響が考察できる。そこで、Fig.10 の揚程 0m のデータの分布を見ると、駆動サイクル数が大きくなるに従って容積効率が一様に低下している。これは、エアシリンダを速く動かすと（駆動サイクル数が大き

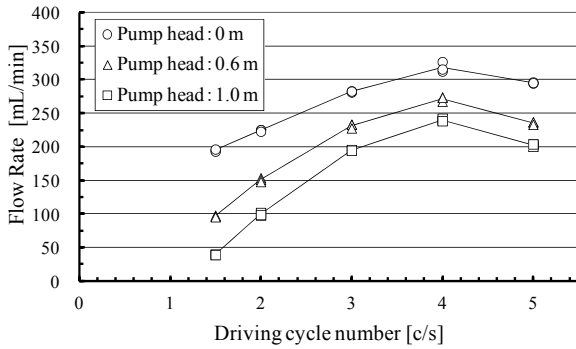


Fig.9 Characteristics of the valveless pump

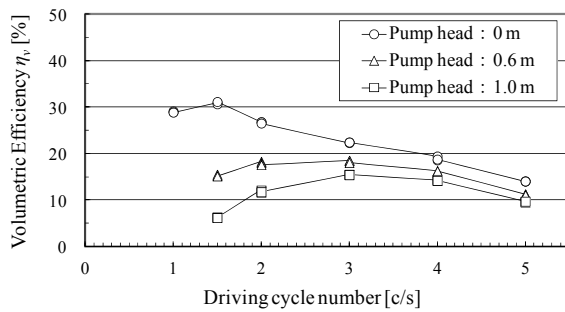


Fig.10 Characteristics of the valveless pump

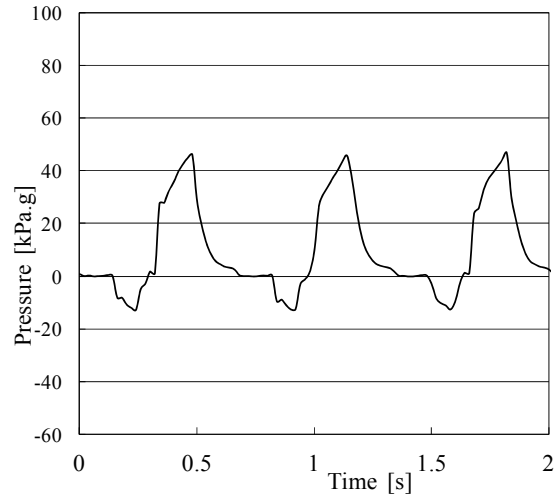
いことはエアシリンダを速く動かしていることに相当する), ダイアフラムが変形してしまって本来の排除容積を確保できず, 吸込と吐出が十分行われな
 いためと考えられる. 事実, 試験中のダイアフラム
 の様子を目視で観察したところ, 駆動サイクル数が
 大きくなると明らかにダイアフラムが変形している
 のが観察できた. また, 次節で述べるが, ポンプ室
 内圧力変動の計測値からも, 駆動サイクル数が大き
 くなるとダイアフラムの変形が起こるものと考えら
 れる.

一方, Fig.10 において揚程が 0.6m と 1m の時に
 は, 容積効率と駆動サイクル数の関係は単純ではな
 い. すなわち, 駆動サイクル数が 1.5c/s から 3c/s く
 らいまでは駆動サイクル数が大きくなると容積効率
 が高くなっている. これは, 揚程が 0m でない場合
 は吐出側タンクから吸込側タンクへの逆流が起こる
 が, エアシリンダをゆっくり動かしていると逆流量
 が増えてしまうため, ある程度速く動かした方が効
 率向上につながるためである. しかし, 3c/s 以上に
 増やすと前述と同様のダイアフラムの変形量が大き
 くなり容積効率が低下するものと考えられる. これ
 らのことから, ダイアフラム型バルブレスポンプの
 駆動サイクル数には, 揚程に応じて最適値が存在す
 ることが分かる.

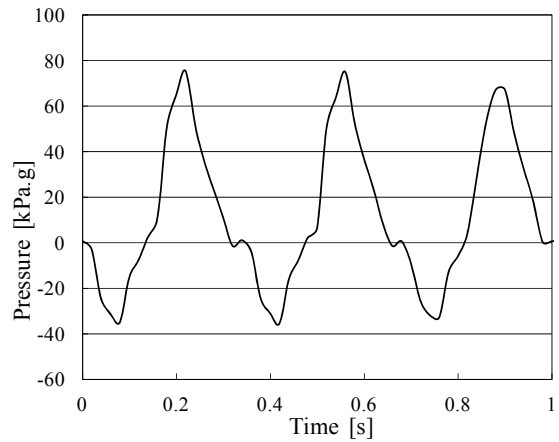
5. 4. ポンプ室内圧力変動

ポンプ室内圧力変動の計測値を Fig.11 に示す.
 Fig.11 の (a)~(c)より駆動サイクル数を大きくする

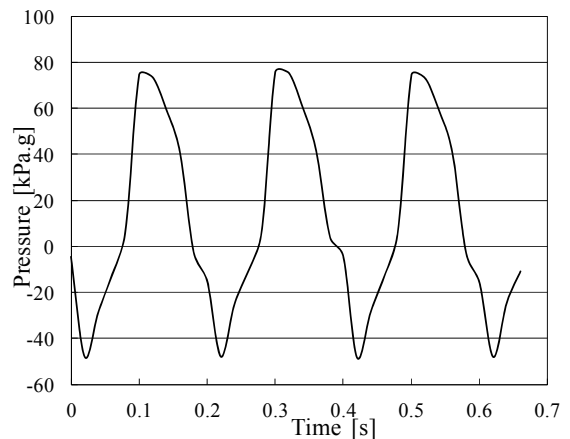
と, ポンプ室内の圧力が増加することが分かる. し
 かし, 駆動サイクル数が 3c/s の(b)と 5c/s の(c)を比べ
 ると圧力変動の増加はわずかである. これは, 駆動
 サイクル数を 3c/s 以上にするとダイアフラムが変形
 することで圧力変動を吸収するためと考えられる.
 この変形によって, 前節で述べたように容積効率が



(a)Driving cycle number=1.5c/s, Pump head=1.0m



(b)Driving cycle number=3.0c/s, Pump head=1.0m



(c)Driving cycle number=5.0c/s, Pump head=1.0m

Fig.11 Pressure fluctuation in pump chamber

低下してしまうのである。また、駆動サイクル数が小さい(a)を見ると、圧力が低下して行く行程（ポンプの吸込行程に相当する部分）において、圧力が0kPa.g付近で波形に段ができています。これは、エアシリンダがゆっくり動くと、吸込側と吐出側から水が自然にポンプ室内へ流入して来るため負圧にならず0kPa.g付近の圧力を維持している領域が生じるものと考えられる。なお、駆動サイクル数が大きくなると、吸込側と吐出側から水が自然にポンプ室内へ流入して来る時間的余裕がないため、圧力波形に段は無くなっている。

6. まとめ

本研究では、機械的可動弁を用いないバルブレスポンプとして、流体ダイオードを用いた空気圧駆動バルブレスポンプについて試験機を設計製作して送液試験を行い、送液特性を実験的に解析すると共に前報⁵⁾で示した性能計算法の妥当性を検証した。試作したバルブレスポンプは、発熱量100Wの電子機器冷却用ポンプに対応したもので、性能設計におけ

る予測流量は223mL/min、予測される容積効率は26.6%であった。これに対して、試験機の送液試験における実測流量は225mL/min、実測された容積効率26.8%であり、いずれも性能予測値と極めて良く一致しており前報⁵⁾で示した性能計算法の妥当性が確認できた。また、容積効率に及ぼす駆動サイクル数の影響が明らかになり、駆動サイクル数にはポンプの揚程対応した最適値が存在することが分かった。

参考文献

- 1) 田中，塚本，宮崎：ディフューザ型バルブレスマイクロポンプの開発，日本機械学会論文集(B編)，74，738(2008)323-328
- 2) Nam-Trung Nguyen, Steven T. Wereley: Fundamentals and Applications of Microfluidics, Artech House, (2002)308-312
- 3) 木寺，塚本，宮崎：圧電素子をアクチュエータとするバルブレスマイクロポンプ，ターボ機械，31，7(2003)435-439
- 4) 尾崎省太郎，原美明：純流体素子入門，日刊工業新聞社，(1967)34-37
- 5) 吉富，井上：流体ダイオードを用いたバルブレスマイクロポンプの研究ー流体ダイオードの整流特性とポンプ性能の理論解析ー，津山工業高等専門学校紀要，49(2008)9-15
- 6) 吉富：流体ダイオードを用いた空気圧駆動バルブレスポンプの送液特性，平成23年度フルードパワーシステム講演会講演論文集，(2011)22-24