研究論文

1 台のポンプによる正負空気圧発生用省エネルギー回路の提案*

山本 円朗**, 川嶋 健嗣***, 船木 達也***, 香川 利春***

Proposal for a Energy Saving Circuit for a Positive and Negative Pressure Supply System with a Pump

Nobuaki YAMAMOTO, Kenji KAWASHIMA, Tatsuya FUNAKI, Toshiharu KAGAWA

The pressure level of pneumatic devices is not only above atmospheric pressure but also below atmospheric. In particular, devices operating at low pressure and middle pressure vacuums are essential. However, vacuum pressure systems are not energy saving because of their low energy efficiency.

This study proposes a new type of positive and negative pressure source with an unload circuit. This new pump could generate positive pressure from the exhaust side and vacuum pressure from the intake side. However, if it generates both pressures simultaneously, the load of the pump increases. This circuit is equipped with an unload mechanism that can control the level of the positive and vacuum pressures by control valves. As a result, the energy consumption at low level when pressure is produced using this system is smaller than that using the usual two pumps separately. The proposed system has advantages in energy efficiency and space availability.

Key Words : Pneumatics, Circuit, Energy Saving, Pump, Pressure Control

1. 緒 論

一般に搬送装置において真空パッドを用いて製品の真空吸着を行なう場合、負圧空気の流れ発生源として真空ポンプまたはエジェクタが用いられている¹⁾。さらに用途別に分類すると、真空ポンプは容易に大流量を発生させることができることから、大規模な搬送装置に用いられ、1 台の真空ポンプを用いて 1 ケ所で集中的に真空圧力を発生させ、複数台の真空パッドを動作させる。一方、エジェクタでは正圧空気を利用して負圧を発生させて真空吸着を行なうため、既存の圧縮機のラインの中に設置し、部分的に真空圧力を発生させるときに用いられている。

ここで搬送装置について考えると、近年、例えば半導体製品などは小型化が進み、小さな製品を高速、確実に搬送することが要求される。よってこれを成し遂げるために実際には、製品の吸着だけでなく搬送後の離脱時に、真空パッドに正圧を送り込み、製品を強制的に真空パッドから離脱させるような動作を行なう。このような動作を行なう場合、エジェクタは非常に有効であり、簡単な切替機構を持つことで供給圧力を真空パッド内に送り込むことができ

る。一方、真空ポンプでは負圧空気しか発生させることができないので要求にこたえるためには別途圧縮機を用意しなければならない。

そこで本研究では、1 つのポンプの吸気側と排気側の圧力を両方とも利用し、吸気側で真空圧を、排気側で圧縮圧を発生させることのできる装置を提案する。本装置を用いることにより、一般的な圧縮機の吸気側および真空ポンプの排気側をそのまま大気に開放するのではなく、有効利用することができる。しかし単純に正負圧を同時に発生させたのではポンプにかかる負荷が増大してしまい、効率が悪くなってしまう。そこで、吸気、排気側両ポートに圧力スイッチおよび制御弁を取付けることにより、ポンプの動作を制御し、効率よく両圧力を目的の圧力域に調整できるような制御回路とした。

この装置を用いて実験を行い、また、動作状況による装置全体の効率についても検討し、従来の方法と比較を行った。

主 な 記 号

A	: ピストン断面積	[m^2]
B	: 摩擦係数	[$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rpm}$]
E	: 電圧	[V]
E	: 動力	[W]
G	: 空気質量流量	[kg/s]
i	: 電流	[A]
J	: 慣性モーメント	[$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

*平成16年 8 月 6 日 原稿受付

**東京工業大学大学院

***東京工業大学精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259)

e-mail : yamamoto@k-k.pi.titech.ac.jp

$K_T\Phi$: トルク定数	[N・m/A]
p : 絶対圧力	[Pa]
Q : 空気体積流量	[NL/min]
r : クランク長さ	[m]
R : 気体定数	[J/(kg・K)]
S_c : 流体抵抗部有効断面積	[m ²]
t : 時間	[s]
T : トルク	[N・m]
T_s : 始動トルク	[N・m]
V : 空気圧容器体積	[m ³]
κ : 比熱比	
η : 効率	
θ : 温度	[K]

添字

a : 大気	d : デッドボリューム
i : 入力	n : 負圧側
p : 正圧側	s : 両負荷
0 : 大気状態

Fig. 1 Energy Saving Circuit

2. 制御装置の概略

Fig. 1に提案する装置の回路図を示す。装置は正圧、負圧両用ポンプ、制御弁および圧力スイッチで構成される。まず、制御弁はポンプの吸気側、排気側それぞれの管路に設置されており、一方は真空パッドまたはアクチュエータに接続されており、もう一方は大気に開放されるようになっている。したがって、正圧だけを発生させる時には負圧側の制御弁を大気に開放し、正圧だけを発生させ、負圧を発生させる時には正圧側の制御弁を大気に開放し、負圧だけを発生させることができる。これによりポンプ動作時の正圧側と負圧側の差圧を小さくし、結果として負荷を軽くすることができる²⁾。

一方、圧力スイッチ側の管路はポンプ側の管路が大気圧に開放されても制御弁により閉じた状態であり大気圧に開放されないため、溜まった圧力が逃げないようになっている。この制御弁の操作を制御弁の下流側に設置した圧力スイッチにより制御する。また圧力スイッチはポンプにも繋がっており、正圧側、負圧側ともに目標の圧力に達している時にはポンプを停止させることができる。そして正負圧力の両方とも低く、両圧力が必要な場合に限り、吸気側で負圧を、排気側で正圧を同時に発生させることができる。

3. 動作例

Fig. 2に各部品動作と正圧側、負圧側チャンバー内の圧力応答の動作例を示す。横軸は時間を示し、縦軸は(a)が各チャンバー内の圧力応答、(b)が各圧力スイッチのON、OFF、(c)が各制御弁の大気への開、閉、(d)がポンプのON、OFFを示している。以下に時系列での各部品の動作状態を説明する。

[t_0 — t_1] ポンプの始動時の状態であり、正圧側、負圧側ともに設定圧力に達していないので正圧用圧力スイッチおよび負圧用圧力スイッチともにONとなり、ポンプはONとなる。このとき、正圧側制御弁および負圧側制御弁ともにポンプとアクチュエータ側を接続した状態となり、正圧および負圧を同時に発生させている。

[t_1 — t_2] 正圧側圧力は上限設定圧力に達しているので正

Fig. 2 Moving Profile of The Energy Saving Circuit

圧用圧力スイッチはOFFとなるが、負圧用チャンバー内の圧力はまだ上限設定圧力に達していないので負圧用圧力スイッチはONのままである。よって、ポンプはONのままで、正圧側制御弁が大気へ開放される。すると排気側の負荷が減少するので効率よく負圧を発生することができる。これはポンプが真空ポンプとして働いている状態に等しい。

〔 t_2-t_3 〕 負圧用チャンバー内の圧力が上限設定圧力に達するので負圧用圧力スイッチはOFFとなり、正圧用圧力スイッチもOFFなので正圧側および負圧側の圧力は設定圧力範囲内となり、ポンプはOFFとなる。よってこの間はポンプは停止する。またこのときは、正圧側制御弁および負圧側制御弁は開いていても閉じていてもどちらの状態でも構わない。

〔 t_3-t_4 〕 〔 t_0-t_1 〕の時とは反対に正圧側の圧力が設定圧力に達していないので正圧用圧力スイッチのみがONとなり、ポンプはONとなり、負圧用電磁弁が大気へ開放される。よって吸込側の負荷が減るので、効率よく正圧を発生することができる。この時はこの装置は圧縮機として働くことになる。

上記のような一連の動作を行なうことにより、一つのポンプで正圧および負圧を必要な時に必要な圧力だけ発生させることができる。

4. 実験装置および実験結果

4.1 実験装置

Fig. 3に実験装置を示す。装置はポンプ、電磁弁、逆止弁、圧力スイッチ、圧力容器、圧力センサーおよび絞りで構成されている。今回は制御を単純化するために制御弁の代わりに電磁弁と逆止弁を用いた。以上の装置を用いて負荷のついた圧力容器内の圧力を設定した圧力域に保持するようにポンプおよび電磁弁の制御を行なった。

また、負荷として一定のオリフィスを持った絞りを用いた。これをチャンバーに取り付け、吸気側ではチャンバーへの充填を行ない、排気側ではチャンバーからの放出を行なった。この時の二つのチャンバー内の圧力応答をチャンバーに取付けた圧力センサーにより測定し、パソコンにA/D変換した後に記録した。

4.2 実験結果

Fig. 4に本装置の実験結果を示す。図中(a)は正圧用チャンバーと負圧用チャンバー内の圧力応答を示している。またそれ以下に示している動作はそれぞれFig. 2で示したように圧力スイッチ、電磁弁およびポンプの動作タイミングを示している。

Fig. 4の結果からポンプを間欠的に動作させ、目標動作圧力へ正圧および負圧の両方とも発生させることができた。また、今回の結果では定常運転中のポンプの稼働率を20 [%] 以下にすることができた。

一方、ポンプ始動時は両圧力を同時に発生させているた

Fig. 3 Experimental Apparatus

Fig. 4 Experimental Results

めに圧力応答が遅れていることがわかる。これは吸気側と排気側との間に同時にかかる負荷が増加するためであり、無負荷時に発生させることでできた流量が、負荷がかかることにより減少するためである。さらに、ポンプが停止している時はモータも停止状態であるため、ポンプ始動時にモータの回転数が定常運転時の回転数まで達するのに時間がかかるためでもある。そこで次章でポンプに負荷がかかった時の $P-Q$ 特性を調べた。

5. ポンプの $P-Q$ 特性

本制御装置を用いた場合、ポンプの吸気側、排気側とも

に負荷がかかるため、同時に圧力を発生させようとするポンプ本来の P - Q 特性が得られないと考えられる。そこで負荷をかけた状態での P - Q 曲線を測定した。

5.1 実験装置

Fig. 5に実験装置を示す。図はポンプ1台で正圧空気および負圧空気を発生させる時の実験装置を示している。本実験では圧力および流量測定時にポンプの脈動を抑えるためにポンプの後にチャンバーを設置した。この装置を用い、正圧側の P - Q 特性を測定する時には負圧側の絞りを一定の圧力になるように調整しながら定常状態で一定流量を流し、この時の圧力および流量を圧力計および面積式流量計を用いて測定した。同じように負圧側の P - Q 特性を測定する時には正圧側の絞りを一定の圧力になるように調整しながら測定した。

また2台で正圧空気および負圧空気を発生させる場合は同じ装置の、正圧側または負圧側どちらかを用いて測定した。正圧側の特性を測定する時には負圧側には負荷を与えず、できるだけ大気圧となるように調整し、圧力および流量を測定した。負圧側の特性を測定する場合も同様とした。

5.2 実験結果

Fig. 6, Fig. 7ポンプの P - Q 特性の実験結果を示す。Fig. 6は負圧側圧力を一定にした状態で、正圧側の圧力と流量を変化させた時の特性を示している。負圧は等間隔で3種類の値で測定した。また、Fig. 7は正圧側圧力を一定にした状態で、負圧側の圧力と流量を変化させた時の特性を示している。

正圧側、負圧側ともに負荷がない時に最大の P - Q 特性を示しており、負荷が大きくなるにつれて最大流量と最大圧力（最大真空度）が減少するという結果になった。また、この時の傾きはほとんど変化せず一定となることがわかった。

最大圧力と最大流量の関係はポンプの設計時に決定されるので、この値から本装置を用いた時の正圧および負圧を同時に発生させることのできる最大値を求めることができる。

6. ポンプの消費エネルギー

正圧と負圧を同時に発生させたときにポンプに要求されるエネルギーは単純に正圧または負圧だけを発生させたときよりも大きくなると考えられる。

そこで実際に正圧空気と負圧空気を同時または別々に発生させた時の消費エネルギーを測定した。ここではポンプのON、OFFや電磁弁による負荷の除去などはせずに単純にポンプ1台で正圧空気と負圧空気を発生させた場合と2台を用いた場合とで同じ圧力を発生させた時の消費エネルギーの違いについて調べた。実験装置は前章で P - Q 測定をした装置をそのまま用いた。

Fig. 5 Experimental Apparatus for the Energy Consumption Measurement of the Pump

Fig. 6 P - Q Characteristics of the Pump (Positive Pressure)

Fig. 7 P - Q Characteristics of the Pump (Vacuum Pressure)

6.1 計算方法

以下に消費エネルギーの計算方法を示す³⁾。また、消費エネルギーの測定にはパワーテスタを用いた。

$$\dot{E}_p = \frac{Q_p}{Q_{p0}} \dot{E}_{p0} \quad (1)$$

$$\dot{E}_n = \frac{Q_n}{Q_{n0}} \dot{E}_{n0} \quad (2)$$

1台で正圧 P_p と負圧 P_n を同時に発生させた場合の流量を Q_p , Q_n , 消費エネルギーを E とする。

次に2台でそれぞれ圧力 P_p , P_n を発生させたときの流量と消費エネルギーをそれぞれ Q_{p0} , Q_{n0} , E_{p0} および E_{n0} とすると、この時の流量は、1台で正負圧を発生させた場合よりもおきくなる。そこで式(1), 式(2)に示すように、無負荷時

Fig. 8 The Energy Consumption when the Vacuum Pressure is Constant

Fig. 9 The Energy Consumption when the Positive Pressure is Constant

の消費エネルギーに、使用する流量比を掛けることにより、流量 Q_p 、 Q_n を発生させたときの消費エネルギー E_p 、 E_n を求めることができる。よって E_p と E_n を足したものは1台で同じ圧力、同じ流量を発生させたときの消費エネルギーと同等の条件での2台を用いた場合の消費エネルギーとなる。

6.2 実験結果

Fig. 8, Fig. 9に結果を示す。Fig. 8は吸気側圧力を一定の -49 [kPa]とした状態での正圧側の圧力と消費エネルギーの関係を示しており、Fig. 9は排気側圧力を一定の 98.1 [kPa]とした状態での負圧側の圧力と消費エネルギーの関係を示している。また、灰色と白で示した値は2台のポンプでそれぞれ圧力を発生させたときの消費エネルギーを計算した合計 ($E_p + E_n$) であり、斜線で示した値は1台のポンプで正圧負圧を同時に発生させた時の消費エネルギー E_s を示している。

Fig. 8の結果から、正圧側圧力が一定圧力以下の時、消費エネルギーは1台で同時に正圧負圧を発生させたほうが効率がよいことがわかった。また、Fig. 9の結果からも同じように、負圧側圧力が一定圧力以上の時、消費エネルギーは1台で圧力を発生させたほうが効率がよかった。ここで、Fig. 9中 E_s が負荷の大きい時に減少しているが、これは過負荷によりモータの回転数が下がったためである。また、合成した消費エネルギー ($E_p + E_n$) は負荷 (圧力) が

大きくなるに従い減少しているが、これは流量が単体での発生流量よりも減少しているためであり、この条件はモータの特性により決定される。

以上のことから吸気側と排気側の差圧が小さい時には、消費エネルギーは1台で正圧と負圧を同時に発生させたほうが少なくなるということがわかった。

6.3 効率

次に効率について考える。正圧と負圧を一つのポンプで交互に発生させたときの効率はそれぞれ圧縮機および真空ポンプを用いた場合のそれと同じになるが、同時に発生させたときのポンプに要求されるエネルギーは別々に発生させた場合よりも大きくなる場合がある。

そこでポンプが各状態で動作している時の効率について考える。一般に電動機の効率は、出力が100 [%]の時最大となり、それ以上でもそれ以下でも悪くなる⁴⁾。

今、ポンプの動力としてd.c.モータを用いた場合の効率を考えると、モータのトルクバランス方程式は次のように表される。

$$T = Bn + J \frac{dn}{dt} + T_s + T_L \quad (3)$$

ここで、 B はモータの摩擦係数、 n は回転数、 J は慣性モーメント、 T_s は始動トルク、 T_L は外部負荷トルクを表している。

また、負荷によってモータの回転数が変化しないと仮定すると、トルクバランス方程式は外部負荷のみの関数で表すことができる。この外部負荷は発生させている圧力によって次のように表すことができる。

$$T_L = PA_r \quad (4)$$

よって式(3)は次のように表すことができる。

$$T = T_0 + PA_r \quad (5)$$

一方、モータによる発生トルクは次のようにあらわされる。

$$T = K_T \Phi \cdot i \quad (6)$$

よってモータに流れる電流は次のように表わすことができる。

$$i = \frac{1}{K_T \Phi} (T_0 + \Delta PA_r) \quad (7)$$

以上よりモータの消費電力は次のようになる。

$$\dot{E}_i = E_i = E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} (T_0 + \Delta PA_r) \quad (8)$$

次にポンプにより発生したエネルギーについて考える。正圧および負圧をそれぞれ発生させる時の圧力を P_p 、 P_n 、ポンプに漏れがないと仮定すると発生した流量は正圧側、負圧側ともに同じ Q_0 となるので、発生したエネルギーは次のように表すことができる。

$$\dot{E}_{p0} = P_p Q_0 \ln \frac{P_p}{P_a} \quad (9)$$

$$\dot{E}_{n0} = P_n Q_0 \ln \frac{P_n}{P_a} \quad (10)$$

この値を式(1), (2)を用いて圧力および流量をあわせたエネルギーに変換し、モータの消費電力で割ることで効率はこのように表すことができる。

$$\eta_p = \frac{P_a Q_0 \ln \frac{P_p}{P_a}}{\frac{Q}{Q_0} E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} \{T_{p0} + (P_p - P_a) Ar\}} \quad (11)$$

$$\eta_n = -\frac{P_a Q_0 \ln \frac{P_n}{P_a}}{\frac{Q}{Q_0} E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} \{T_{n0} + (P_n - P_a) Ar\}} \quad (12)$$

よって全体の効率は次のようになる。

$$\eta_{p+n} = \frac{P_a Q_0 \ln \frac{P_p}{P_a}}{\frac{Q}{Q_0} E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} \{T_{p0} + T_{n0} + (P_p - P_n) Ar\}} \quad (13)$$

一方、一つのポンプで両圧力を発生させた場合、ポンプにより発生されたエネルギーとモータの消費したエネルギーはそれぞれ次のようになる。

$$\dot{E}_s = P_a Q \ln \frac{P_p}{P_a} - P_a Q \ln \frac{P_n}{P_a} \quad (14)$$

$$\dot{E}_{is} = EI = E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} \{T_0 + (P_p - P_n) Ar\} \quad (15)$$

Fig. 10 The Efficiency of the Pump when the Vacuum Pressure is Constant

Fig. 11 The Efficiency of the Pump when the Positive Pressure is Constant

よってこの時の効率は次のようになる。

$$\eta_s = \frac{P_a Q \ln \frac{P_p}{P_n}}{E \cdot \frac{1}{K_T \Phi} \{T_0 + (P_p - P_n) Ar\}} \quad (16)$$

以上よりこの二つの効率を比較することにより、目的に応じたポンプを選定することができる。

Fig. 10, Fig. 11に効率の計算結果の一例を示す。また、図には参考までに今回のポンプの効率の結果も併せて示した。計算の結果においても、一つのポンプの場合と二つのポンプの場合とで効率がクロスする点が存在することがわかる。また、その傾向は実験結果ともよく一致した。ただし、ここで用いた効率の計算方法では流量が零の時には式(16)内の分母も零になるためその時での効率は評価できない。

7. 解 析

本回路を用いた装置の動作について解析をおこなった。条件としてポンプはレシプロタイプとし、漏れおよび圧力損失はないものとした。また、吸気流量と排気流量は常に同じと仮定する。Fig. 12に示すようなシリンダタイプで圧力および流量を発生させるとすると、ポンプにより発生することができる大気状態での流量はシリンダの最大容積 V_0 とシリンダデッドボリューム V_d から次のように表される。

$$V = \frac{P_n}{P_a} V_0 - \frac{P_n}{P_a} V_d \quad (17)$$

次にチャンバーからの充填および放出はチャンバー容量および固定絞りの有効断面積から、チャンバー内の温度変化を等温と仮定して状態方程式および流量式から次のように表される⁵⁾。

【状態方程式】

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R\theta}{V} G \quad (18)$$

Fig. 12 Model of the Pump

【流量式】

充填時：

$$P_a/P \geq b$$

$$G = SeP_a \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_a(\kappa-1)}} \left\{ \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\} \quad (19)$$

$$P_a/P < b$$

Fig. 13 Pressure Responses in the Chamber

$$G = SeP_a \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_a(\kappa + 1)}} \quad (20)$$

放出時：

$$P_a/P \geq b$$

$$G = SeP \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_a(\kappa - 1)}} \left\{ \left(\frac{P_a}{P} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_a}{P} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right\} \quad (21)$$

$$P_a/P < b$$

$$G = SeP \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R\theta_a(\kappa + 1)}} \quad (22)$$

以上の式を用いて計算した結果を図13に示す。比較として4章で測定した実験結果も同時に示す。図中破線が計算結果で実線が実験結果を示している。結果からわかるように計算結果と実験結果はよく一致していることがわかる。しかしポンプがスタートした直後の圧力応答は実験値より計算値の方が速くなった。これは実験ではポンプが停止状態から開始したため、モータが停止状態から規格の回転数まで達するのに時間がかかるためと考えられる。またこれはモータにかかる負荷が大きいほど顕著に表れる。以上よりポンプの基本的な性能および使用する空気圧および流量の範囲がわかれば本装置を用いた場合の動作状態を計算により求めることができることがわかった。

8. 結 論

一つのポンプで正圧および負圧を同時または交互に発生させる装置を提案し実験した結果、以下のことがわかった。

- (1) ポンプの吸排気両ポートに圧力スイッチと制御弁を取付けることにより、状況により負荷を除去させながら効率良くポンプを動作させることができた。
- (2) 負荷がかかっている時の P - Q 特性は無負荷時のそれよりも低い値になり、この値は負荷の値とポンプの性能により決定されることが確かめられた。
- (3) ポンプにかかる負荷によって消費エネルギーは変化するが、この値はある点を境に二つのポンプを同時に動作させるよりも一つのポンプを用いた方が効率がよいことが確かめられた。
- (4) 計算により求められた圧力応答の結果は実験結果とよく一致していることが確かめられた。

終わりに、本研究に協力していただいた大谷圭三氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 日本油空圧学会，新版油空圧便覧，コロナ社，(1989)
- 2) N. Yamamoto, K. Kawashima, T. Kagawa, T. Funaki, K. Ohtani: Energy Saving Circuit of Positive or Negative Pressure Supply System, Proceedings of the 7th International Symposium of Fluid Control, Measurement and Visualization (2003)
- 3) 蔡，藤田，香川：空気圧駆動システムにおけるエネルギー消費とその評価，日本フルイドパワーシステム学会論文集，第32巻，第5号，pp.8/13，(2001)
- 4) 日本電気工業会編，モータ・トランス実務読本，オーム社，(1978)
- 5) 山本，藤田，川嶋，香川：負圧領域における抵抗容量系の空気圧応答，日本フルイドパワーシステム学会論文集，第34巻，第5号，pp.106/111，(2003)