1018 小型バルーン型ダイアフラムポンプの開発 Development of small-sized balloon type diaphragm pump

○田中広志 (岡山県立大院) 正 福田忠生 (岡山県立大) 正 尾崎公一 (岡山県立大)

Hiroshi TANAKA, Graduate School of Okayama Prefectural University

Tadao FUKUTA and Koichi OZAKI, Dept. of Systems Engineering, Okayama Prefectural University

Key Words : Pneumatics, Air pump, Small-sized

1. はじめに 著者らは従来より、バルーン型ダイアフラムポンプ（以下、バルーンポンプと略）の主要部分であるバルーンに着目し、その最適形状を得るための基礎研究として、繊維強化ゴムの引張強度特性について検討を行っている^{(1),(2)}。また、著者らが設計したバルーンを用いたバルーンポンプの性能評価も行われ、従来型のポンプと同等以上の性能を有することが報告されている⁽³⁾。しかしながら、ポンプの小型化と耐久性の評価に課題が残されている。本報告では、著者らが開発したバルーンと空気室の設計法と、試作機による性能評価結果について述べる。

2. バルーンおよび空気室の設計法 まず、バルーンポンプについて簡単に説明する。図1に示すように、バルーンポンプのピストン周囲には適当な内圧が負荷されたバルーンが取り付けられている。ピストンの動作に伴ってバルーンが変形するので、従来のダイアフラムポンプよりロングストローク化が可能で、レシプロタイプのような摺動部がないことが特徴である。しかし、長寿命化のためには、バルーンに過大な負荷が生じないように、バルーンや空気室の形状を適切に設計する必要がある。

バルーンの素材である繊維強化ゴム（厚さ $t = 0.7 \text{ mm}$, NBR + テトロン織布）の応力-ひずみ曲線を図2に示す。応力 4 MPa 付近に変曲点があり、これ以上では強化繊維が

Fig.1 Schematic of balloon type diaphragm pump.

Fig.2 S-S curve of fiber reinforced rubber.

変質すると考えられる。ポンプでは非常に多くの繰り返し応力が作用するので、設計応力を低く抑えたいが、吐出性能との兼ね合いもあり、まずは許容応力を $\sigma_a = 1 \text{ MPa}$ （安全率 4）として設計し、耐久試験結果により見直すこととした。

図3にバルーンの断面図と主要設計変数を示す。バルーンと空気室形状の決定に際しては、計算の簡略化のため、(1) 断面内でバルーンは伸縮しない、(2) バルーンの支持されていない部分は円弧状をなす、と仮定した。ポンプのストロークを S 、断面におけるバルーンの長さを L 、空気室の勾配を α 、ピストン半径を R 、バルーンの高さを h とすると、幾何学的な関係より行程容積 V は、

$$V = \left(\frac{\{R + r_2(1 + \cos \alpha)\}^3 - \{R + r_1(1 + \cos \alpha)\}^3}{3 \tan \alpha} + \{(R + r_2)^2 r_2 - (R + r_1)^2 r_1\} \sin \alpha + \{(R + r_1)r_1^2 - (R + r_2)r_2^2\}(\pi - \alpha - \sin 2\alpha/2) + \frac{(r_2^3 - r_1^3)(9 \sin \alpha + \sin 3\alpha)}{12} + (l_2 - l_1)R^2 \right) \pi \quad (1)$$

となる。ここに、 $r_1 = \{(L + S/2) \sin \alpha - h(1 + \cos \alpha)\}/\xi$ および $r_2 = \{(L - S/2) \sin \alpha - h(1 + \cos \alpha)\}/\xi$ は、それぞれ上死点および下死点におけるバルーンの支持されていない部分の半径、 $\xi = (\pi - \alpha) \sin \alpha - 2(1 + \cos \alpha)$ である。また、 $l_1 = \{h \cos \alpha - r_1(1 + \cos \alpha)\}/\sin \alpha - S/2$ 、 $l_2 = \{h \cos \alpha - r_2(1 + \cos \alpha)\}/\sin \alpha + S/2$ は、上・下死点においてバルーンが空気室と接する長さである。なお、常に空気室内壁と接する l_2 の部分は不要なので削除し、ポンプ半径 $R_p = R + h - l_2 \sin \alpha$ が最小となるものを選んだ。

バルーンポンプの効率は、バルーン内圧と吐出圧がほぼ等しいときに最大となる⁽³⁾ ことから、バルーン内圧（ゲージ圧）が吐出圧 P に等しいとし、さらに、バルーンの支持されていない部分を円筒で近似して最大応力を $\sigma = Pr_2/t$ と見積もり、 $\sigma \leq \sigma_a$ の条件を課した。また、バルーンの屈曲による破損を避けるため、 $r_1 \geq 3t$ の条件を付加した。

Fig.3 Detail of balloon diaphragm pump.

Table 1 Specifications and target performance.

Discharge volume	18.2 cm ³
Clearance ratio	0.179
Revolution speed	1900 rpm
Discharge pressure	110 kPa
Flow rate (at 110 kPa)	20.5 NL/min

Table 2 Dimensions of present pump.

	Type I	TypeII
Stroke, S (mm)	7	9
Pump radius, R_p (mm)	38.25	33.15
Piston radius, R (mm)	24.75	21.30
Balloon height, h (mm)	13.50	11.85
Balloon length, L (mm)	20.31	18.61
Incline angle of casing wall, α (deg)	51.89	45.61

式 (1) の導出に際しては、バルーンは断面内で伸縮しないと仮定したが、図 3 (b) に示すように、中立位置で A_0 にあったバルーン上の点は、上死点では A_1 に、下死点では A_2 へと移動する。ポンプ軸からの半径が変化するので、円周方向には伸縮することになる。与えられた条件下で、このひずみ ε が最小となる寸法を選ぶことにした。

表 1 にポンプ設計時の仕様と目標性能を示す。従来のレシプロ機との性能比較が容易なよう、本バルーンポンプの行程容積と隙間比は従来機と同一の値とした。寸法の決定に際しては、行程容積 V とストローク S を与え、バルーン長さ L 、空気室の勾配 α 、ピストン半径 R 、バルーンの高さ h を変化させながら、ひずみ ε とポンプ半径 R_p が最小になる解を、最急降下法により数値的に探索した。その際、局所解に陥らないよう、予め L 、 α 、 R 、 h を適当な刻みで変化させ、 ε と R_p が最小となるものを初期条件とした。

図 4 は、バルーンのひずみ ε 、ポンプ半径 R_p および空気室内壁角度 α とストローク S の関係を示す。同図より、 S の増大に伴い R_p は減少しており、小型化の目的に対しては大きい S が好ましい。一方、 ε は S と共に増大しており、バルーンへの負荷の観点からは、小さな S が望ましい結果となった。そこで本研究では、ストローク $S = 7$ mm と 9 mm の 2 つのポンプを試作し、性能や寿命を比較することとした。これらのポンプの主要寸法は、表 2 に示すとおりである。

3. 試作バルーンポンプの性能評価実験 図 5 に試作ポンプの概略を示す。製品化を意識し、部品点数が少なくなるよ

Fig.4 Variations of ε , R_p and α against S .

Fig.5 Schematic of prototype pump.

Fig.6 Characteristics of pumps.

うにコンロッドとピストンを一体化した。このため、ピストンの動作には僅かな首振り運動を伴う。

実験では、ポンプ駆動回転数を 1900 rpm 一定とした。バルーン内圧は、外部コンプレッサからの空気圧とレギュレータにより、120kPa に制御した。吐出圧 P は配管に取り付けたレギュレータで調整した。実験は、 $P = 10$ kPa から開始し、流量 Q の安定を確認後その値を測定し、モータのトルク不足でポンプが停止するまで P を 10 kPa ずつ上昇させた。また、比較のため、従来のレシプロ機も同様に計測した。

図 6 に $P-Q$ 特性を示す。 $S = 9$ mm の結果に着目すると、バルーンポンプの Q は、 $P = 120$ kPa まではレシプロ機と同等であるが、それ以上ではレシプロ機に比べて大幅に低下する。これは、バルーンの内圧が 120 kPa であるため、これ以上の吐出圧ではバルーンが収縮し、隙間比が設計時よりも大きくなることによる。 P を一定にして、 $S = 7$ mm と 9 mm を比較すると、 $S = 7$ mm の方が少し Q が小さく、この差は P の増大に伴って大きくなる。この理由としては、バルーンの膨張やピストンの首振り運動を無視して設計したため、その影響が S の小さい場合に顕著になったことなどが考えられるが、詳細は不明である。

4. まとめ バルーンポンプの設計法を提案すると共に、ストロークが異なる 2 つの試作機を製作し、 $P-Q$ 特性を評価した。その結果、ストローク 9 mm に関しては、吐出圧がバルーン内圧以下の条件では、従来機並みの吐出量が得られることを確認した。今後は、耐久性を調査する予定である。

参考文献 (1) 飯田・他 3 名, 機講論 No.085-1, pp.3-4, 2008. (2) 宮岡・他 2 名, 機講論 No.085-2, pp.9-10, 2008. (3) Yuji MAEDA, et al., Proc. of 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, pp.737-742, 2008.