

湖沼調査用水中ロボットのための PTFE ベローズを用いた 浮力調整器の開発 - ベローズの耐圧性能の向上と大浮力化のための基礎的検討 -

Development of buoyancy controller using PTFE bellows for environmental surveying underwater robot - Improvement in pressure resistance performance and basic study for large buoyancy of bellows -

中田 航輔* , 高橋 隆行*

Kosuke Nakata* , Takayuki Takahashi*

*福島大学

*Fukushima University

キーワード： 水中ロボット (underwater robot) , 浮力調整器 (buoyancy controller) , PTFE ベローズ (PTFE bellows) , 水中グライダー (underwater glider) ,

連絡先： 〒 960-1248 福島県金谷川 1 福島大学 共生システム理工学類 高橋研究室
中田航輔, Tel.: (024)548-5259 , Fax.: (024)548-5259 , E-mail: nkosuke@rb.sss.fukushima-u.ac.jp

1. 緒言

福島県には、桧原湖や猪苗代湖など多くの湖沼が存在しており、水質調査や生態系調査が行われている。また、2011 年の東京電力福島第一原子力発電所の事故以降、放射線量の調査も行われるようになった。水中の放射性セシウムは、一般に底質の土粒子表面に付着しているといわれていることから、湖底泥の採取による調査が必要である。

従来の採泥方法として、水上の船から採泥器を投下する方法や潜水士が採泥地点まで潜水し、直接採泥を行う方法等が存在する¹⁾。前者の方法では採泥器が波や流水によって流されてしまうなど、精確な位置情報の把握が困難である。また、後者では、潜水士への負担が大きいため、深

い水深での採泥が困難であり、コストの面からも長期的なサンプリングが困難である。そこで、筆者らは、これらの問題を解決するため、猪苗代湖を調査対象に水中ロボット G-TURTLE (Glider-Type Underwater RoboT for Lake Environmental survey) の開発を行ってきた²⁾。G-TURTLE の構想図を Fig. 1 に示す。

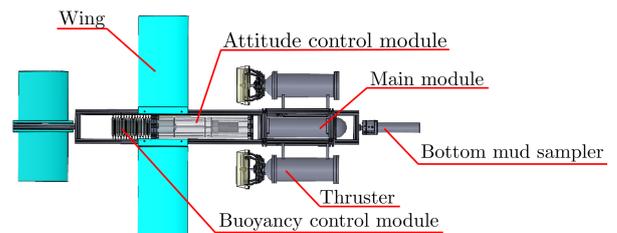


Fig. 1: The concept of G-TURTLE²⁾

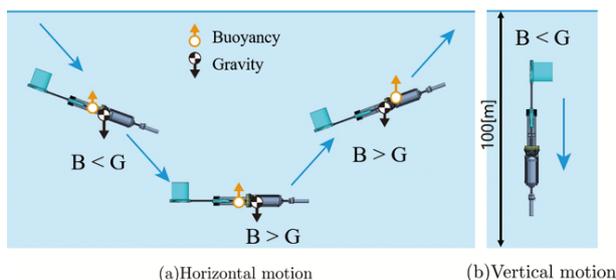


Fig. 2: The motion of G-TURTLE



Fig. 3: Prototyped bellows with different number of pleats

本ロボットは水平方向の移動にはグライダー方式³⁾を採用する予定である。グライダー方式はFig. 2 (a)のように、浮力調整器によって浮力を調整させながら潜水・浮上を繰り返し、翼まわりに揚力を発生させることで、水中を滑空するように移動する方法である。この方式では潜水・浮上のための浮力調整時にのみエネルギーを消費するため、スクリュー方式の移動と比べて同じバッテリー容量でより長距離の移動が可能になると考えられる。一方、Fig. 2 (b)のような垂直方向の移動や、採泥管の貫入・抜去には大きな推進力が必要であるためスクリュー方式を採用する。

水中ロボットのグライダー動作実現のために浮力調整器が重要なデバイスとなる。その要求仕様として、G-TURTLEの小型・軽量化のために、浮力調整器も小型・軽量にすること、猪苗代湖の最大水深 100 [m]でも運用可能であること、故障した場合の環境への影響が小さいことなどが求められる。特に、調査対象である猪苗代湖は国立公園に指定されているため、オイル漏れのリスクがある油圧式の浮力調整器を用いるこ

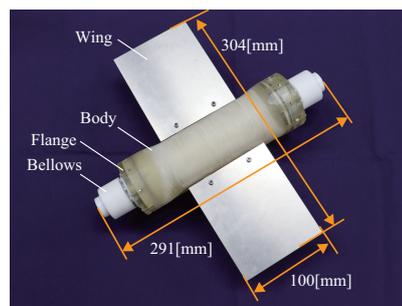


Fig. 4: Appearance of buoyancy controller using PTFE bellows with wings⁴⁾

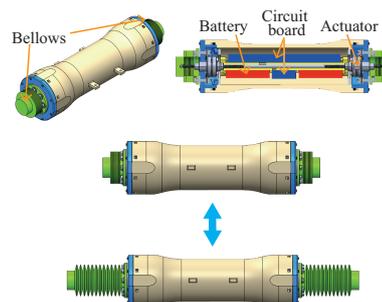


Fig. 5: Structure of buoyancy controller⁴⁾

とはできない。そこで先行研究では、PTFEベローズを用いた小型浮力調整器が製作された⁴⁾。しかし、後述するが先行研究の浮力調整器は、ベローズの耐圧性能を考慮すると水深 100 [m]で浮力調整器を運用することができない。さらに、最大浮力調整量が小さく、目標質量 30 [kg]のG-TURTLEに実装するには浮力不足である。したがって、本研究ではベローズの耐圧性能の向上及び浮力調整器の大浮力化を目指す。本稿ではベローズの破壊のメカニズムを解明し、それをもとに耐圧性能の向上を図る。また、浮力調整器の大浮力化に向け、新浮力調整器の構想について述べる。

2. 小型浮力調整器（先行研究）

先行研究で製作された浮力調整器と、使用するPTFEベローズについて特徴と課題を述べる。

2.1 PTFEベローズ

PTFE（フッ素樹脂：PolyTetraFluoroEthylene）は、比較的柔らかい樹脂であり、切削などの機械加工性が良い（ただし高精度加工は難

Table 1: Specification of buoyancy controller⁴⁾

Mass [kg]	1.04
Buoyancy [N]	10.09 (min.) 10.71 (max.)

Table 2: Specification of linear actuator

Item	Value	Unit
Operating Voltage	12	VDC
Stroke length	48	mm
Max. thrust	28.1	N
Weight	34	g

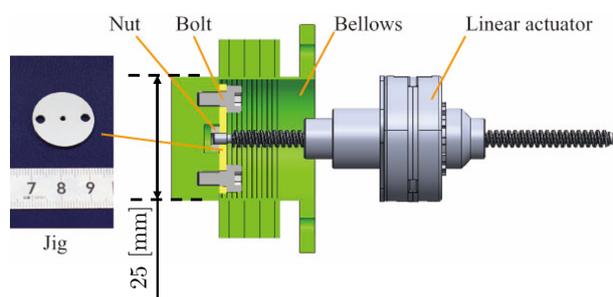


Fig. 6: Connection between bellows and linear actuator

しい)。また耐候性をもつため屋外で使用する水中ロボットに用いる材料として優れているといった特徴を持つ。この特徴に着目し、Fig. 3のような PTFE 製のベローズ製作した（有限会社飯田製作所に製作を依頼）。

PTFE ベローズは、ヒダによって径方向の変形が抑えられるという一般的に強度が高い構造をしており、さらに、小さな力で伸縮可能である。

2.2 製作された浮力調整器

製作された浮力調整器と仕様を Fig. 4, Fig. 5 と Table 1 に示す。本浮力調整器は筐体両端に PTFE ベローズが取り付けられており、内部に搭載したリニアアクチュエータによって、2 個のベローズを伸縮させることで浮力調整器全体の体積を変化させ、機体にはたらく浮力を調整する。先行研究では、稲見らによって浮力調整機能とグライダー動作が確認された⁴⁾。しかし、Table 1 より、本浮力調整器の最大浮力調整量は 0.6 [N] 程度、質量がおおよそ 1 [kg] 程度である



Fig. 7: Destroyed bellows after pressure resistance performance test

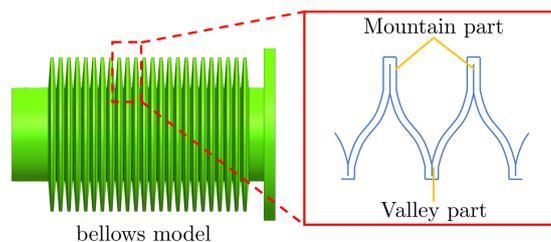


Fig. 8: Geometric model for discussing bellows destruction

のに対し、G-TURTLE は、目標質量を 30 [kg] としているため、本浮力調整器では浮力不足である。

2.3 PTFE ベローズの耐圧性能

先行研究に使用しているベローズは、安全率を考慮して最大水深が 60 [m] 程度の耐圧性能となっており、猪苗代湖の最大水深が 100 [m] であることを考えると耐圧性能不足である。よってベローズの耐圧性能の向上が必要である。

2.4 アクチュエータの出力

先行研究でベローズ伸縮に使用したリニアアクチュエータ (Portescap, 26DBM10D2U-L) の仕様を Table 2 に示す。また、ベローズとアクチュエータの接続部を Fig. 6 に示す。Fig. 6 のように、アクチュエータのロッドとベローズの底面が接続されており、ロッドがベローズ底面を押し出すことで伸縮を行うことができる。しかしながら、このベローズ (底面直径 25 [mm]) を水深 100 [m] に沈めると、底面だけでも 500 [N] 程度の荷重がかかることが容易に求まる。つまり、現在のアクチュエータの最大推力は 30 [N]

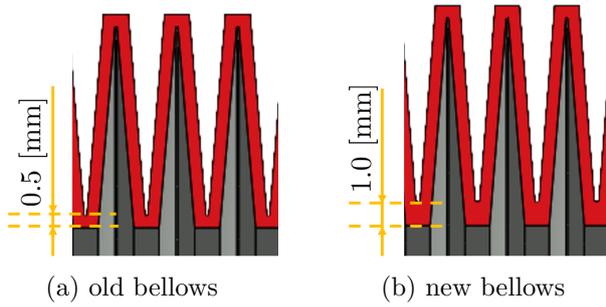


Fig. 9: Cross sectional view of old and new bellows

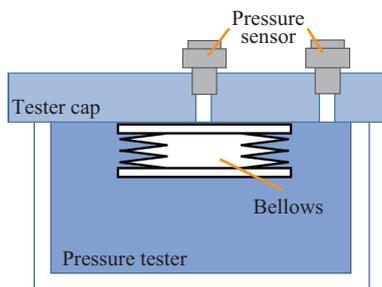


Fig. 10: Experimental apparatus for pressure resistance performance test

程度であるため、アクチュエータの更新が必要である。

3. 耐圧性能の向上

3.1 ベローズの破壊原因

ベローズの破壊について Fig. 7, Fig. 8 を用いて説明する。ベローズは水圧によって Fig. 7 のようにヒダの谷部で破壊が生じる。稲見らは、Fig. 8 のように、山部は水圧によって閉じるのに対し、谷部は開いているため、谷部に応力集中が生じ破壊されると考察している。したがって谷部を壊れにくい構造とすることで、耐圧性能の向上が期待できる。

3.2 new bellows 耐圧性能評価

Fig. 9 のようにベローズの内径 - ヒダ間の厚さを 0.5 [mm] から 1 [mm] に変更したベローズを製作した（以下、先行研究のベローズを old bellows, 新しく製作したベローズを new

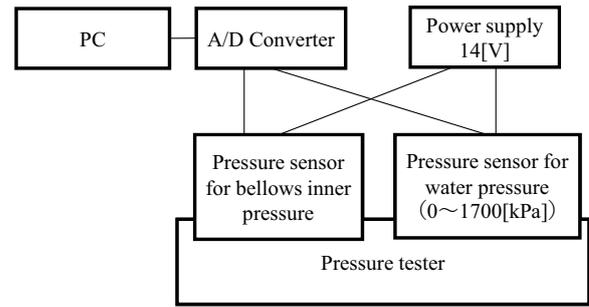
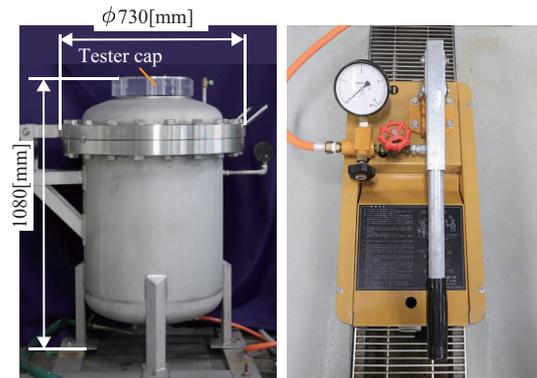


Fig. 11: Block diagram of measurement system for the pressure resistance performance test



(a) Pressure tester (b) Water pressure pump

Fig. 12: Appearance of the 2 [MPa] pressure tester

bellows と呼称する)。谷部を厚くしたことで壊れにくくなり、耐圧性能が向上すると期待される。new bellows の耐圧性能を評価するために、耐圧試験を行う。

3.2.1 実験方法

実験装置とそのブロック線図を Fig. 10, Fig. 11 に示す。Fig. 10 のように、耐圧試験機の蓋に直接ベローズを取り付け、圧力試験機内の圧力を徐々に高くしていき、ベローズが破壊される水圧を調べた。目標水深は猪苗代湖の最大水深 100 [m] である。したがって、安全率 1.5⁵⁾ とし、1500 [kPa] までの耐圧性能をもつことが望ましい。使用する耐圧試験機（アテナ工央、水圧試験機 XL 特注）を Fig. 12 に示す。この圧力試験機は 2 [MPa] まで加圧を行うことができる。また、圧力センサは PAA-20SX（Keller）を使用している。

G-TURTLE は、水平移動の際はベローズを

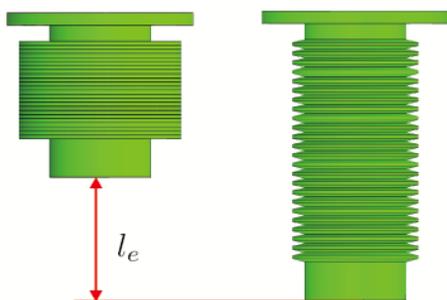


Fig. 13: Definition of absolute elongation l_e



(a) $l_e=0$ [mm] (b) $l_e=34$ [mm] (c) $l_e=68$ [mm]

Fig. 14: Appearance of the bellows part of the pressure-resistant test apparatus

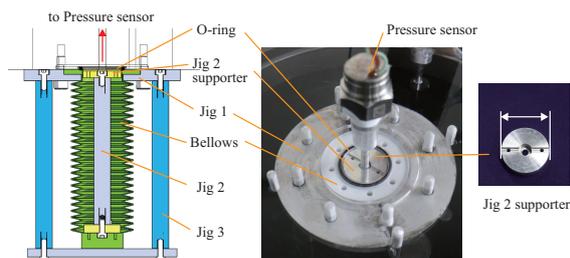


Fig. 15: Bellows part of the experimental apparatus for pressure resistance test

伸縮させることで浮力調整を行いグライダー方式によって移動するが、採泥時はベローズを最も縮めた状態とし浮力を最小にする必要がある。したがって、本実験では、ベローズを最も縮めた状態と、一定量伸ばした状態の耐压性能を評価する。ここでベローズの絶対伸び量を、Fig. 13のように、ベローズを最も縮めた状態からの伸び量 l_e と定義する。ベローズを耐压試験機に設置した様子を Fig. 14 に示す。耐压試験は、絶対伸び量 0 [mm]、34 [mm]、68 [mm] の 3 条件で行った。ここで、68 [mm] の条件は、ベローズの機械的変形限界から定めた最大絶対伸び量である。また、ベローズは Fig. 15 のように、水圧

Table 3: Pressure resistance performance of new bellows

new bellows			
l_e [mm]	Max. water pressure [kPa]	Water depth [m]	
		Max.	Safety factor 1.5
0	1500 or more	150 or more	100 or more
34	1460.90(+224)	146(+22)	97(+14)
Max.(68)	996.90(+59)	100(+6)	67(+4)

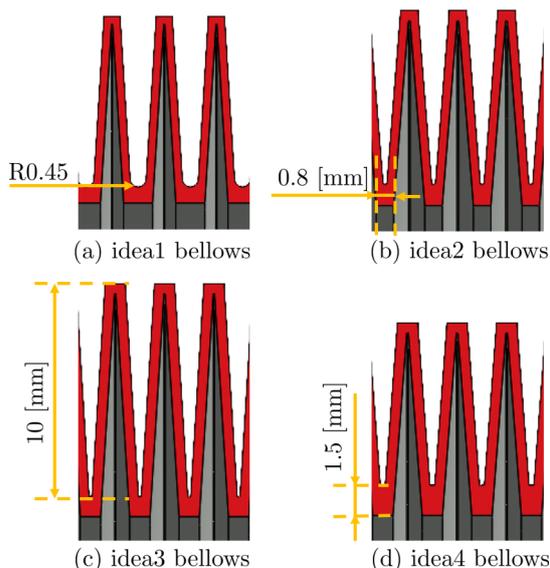


Fig. 16: Cross sectional view of improved bellows candidates

によるベローズの伸縮を防ぐために、内部に真鍮製の治具 (Jig2) を挿入し、ベローズ外側から同じく真鍮製の治具 (Jig3) を用いてベローズを押さえるようにしている。

3.2.2 耐压試験結果

実験結果を Table 3 に示す。Table 3 は、各伸び量における最大水圧と最大水深を示しており、括弧内の数字は old bellows との差である。Table 3 より new bellows は old bellows と比較して耐压性能が向上していることがわかる。したがって谷部を厚くする改良は有効であると考えられる。しかしながら、安全率 1.5 を考慮すると最大水深 100 [m] には届いておらず、水圧によって old bellows と同様に谷部で破壊されてしまった。したがって、耐压性能をより向上させるためには、

Table 4: Pressure resistance performance of improved bellows candidates

(a) idea1 bellows

l_e [mm]	Max. water pressure [kPa]	Water depth [m]	
		Max.	Safety factor 1.5
0	1500 or more	150 or more	100 or more
34	984.19	98	65
Max.(68)	711.40	71	47

(b) idea2 bellows

l_e [mm]	Max. water pressure [kPa]	Water depth [m]	
		Max.	Safety factor 1.5
0	1500 or more	150 or more	100 or more
34	1110.39	111	73
Max.(68)	598.75	60	40

(c) idea3 bellows

l_e [mm]	Max. water pressure [kPa]	Water depth [m]	
		Max.	Safety factor 1.5
0	1500 or more	150 or more	100 or more
34	1409.37	141	94
Max.(68)	813.17	81	54

(d) idea4 bellows

l_e [mm]	Max. water pressure [kPa]	Water depth [m]	
		Max.	Safety factor 1.5
0	1500 or more	150 or more	100 or more
34	1496.29	150	100
Max.(68)	833.53	83	55

谷部を壊れにくい構造とするだけでなく、応力集中を改善することが必要と考え、new bellows に改良を施した 4 種類のベローズを製作した。

3.3 改良したベローズの耐圧性能評価

Fig. 16 に製作したベローズの断面図を示す。製作したベローズをそれぞれ、idea1, 2, 3, 4 bellows と呼称する。idea1 は谷部にフィレットを設けることで応力集中の改善を試みている。idea2 はヒダの厚さを 1 [mm] から 0.8 [mm] に変更し、idea3 はヒダの長さを 7.5 [mm] から 10 [mm] に変更している。この 2 種類のベローズはヒダ全体の変形量を増加させることによって谷部の応力集中の緩和を試みている。また、idea4 は内径 - ヒダ間の厚さをさらに 0.5 [mm] 厚くし、谷部をより壊れにくくしている。

耐圧試験結果を Table 4 に示す。実験方法は 3.2.1 節と同様である。結果から明らかなことは、どの改良ベローズにおいても耐圧性能の向上が

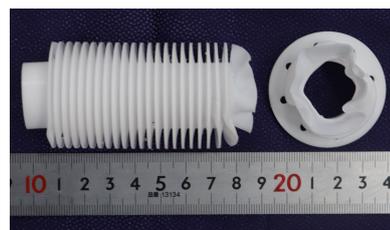


Fig. 17: Destroyed idea1 bellows after pressure resistance performance test

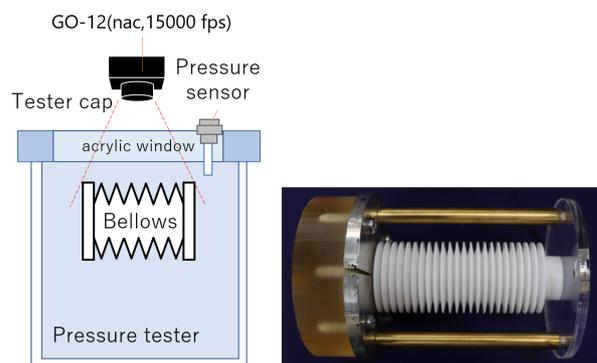


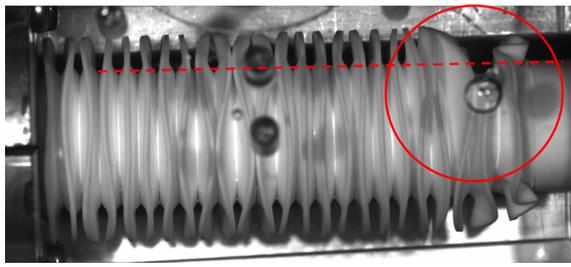
Fig. 18: Schematic for experimental setup

見られないということである。さらに、idea2, 3, 4 は old bellows, new bellows と同様に谷部で破壊が生じたが、idea1 は Fig. 17 に示すように山部で破壊が生じた。このような山部に破壊が生じる現象は、前述した谷部への応力集中では説明ができない。したがって、ベローズの破壊のメカニズムを解明するために高速度カメラを用いた調査を行う。

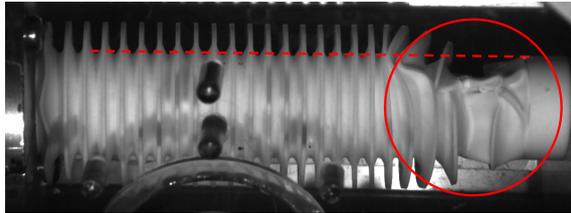
3.4 高速度カメラを用いた破壊原因の調査

3.4.1 実験方法

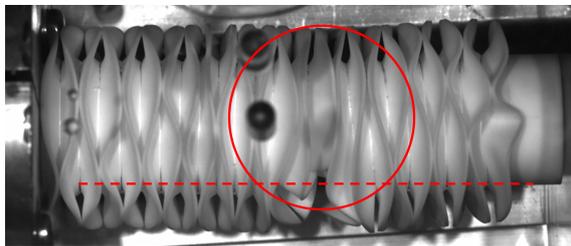
実験装置を Fig. 18 に示す。ベローズ密閉用の蓋を光造形式 3D プリンタ (KEYENCE, AGILISTA-3100) で作成し、Fig. 18 (b) のように、ベローズを絶対伸び量 68 [mm] に固定して、耐圧試験機に横向きに設置する。ベローズが破壊されるまで加圧を行い、破壊の瞬間を高速度カメラ (nac, GO-12, 15000 [fps]) で撮影する。ベローズは new bellows, idea1, 2, 3, 4 の 5 種類を使用した。



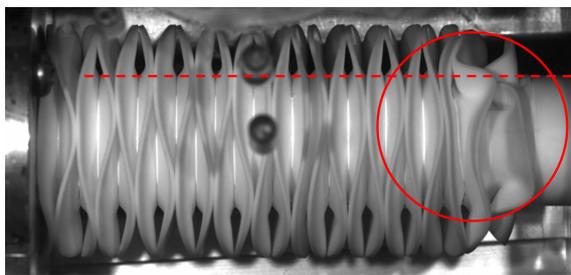
(a) new bellows



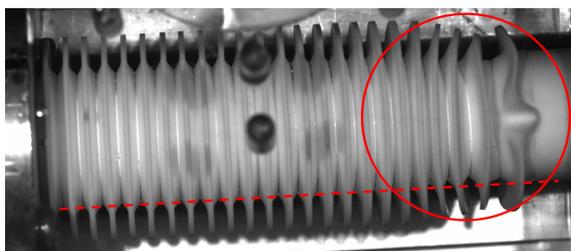
(b) idea1 bellows



(c) idea2 bellows



(d) idea3 bellows



(e) idea4 bellows

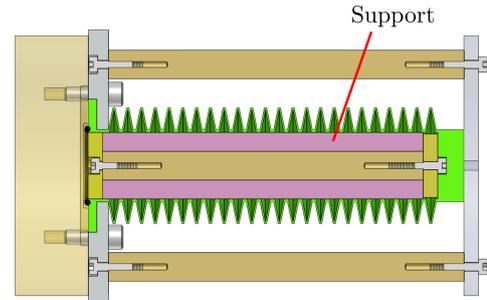
Fig. 19: Bellows at the moment of destruction

3.4.2 実験結果

破壊の瞬間の様子を Fig. 19 に示す．図の点線は谷の外径を示しており，赤丸部分が破壊が生じる箇所である．ベローズの側面が径方向に大



(a) Inner support



(b) Cross sectional view of bellows part

Fig. 20: Experimental apparatus for pressure test with inner support

きく押しつぶされていることが確認できる．このことから，破壊の原因はベローズが径方向に押しつぶされることであるといえる．したがって，idea1 の山部での破壊は，ベローズ側面が押しつぶされた際，フィレットをかけた谷部が山部よりも構造上強かったため，水圧により閉じていたはずの山部が引き伸ばされ破断することで生じたと考察できる．

3.5 耐圧試験 (サポートあり)

前節において，ベローズの破壊の原因は側面が径方向に押しつぶされることであるとわかった．このことから径方向の変形を防ぐことで耐圧性能が向上すると考えられる．本節では，内側にサポートを挿入したベローズに対して耐圧試験を行い，耐圧性能が向上するかどうかを確認する．

3.5.1 実験方法

実験方法，実験装置ともに 3.4.1 節と同様である．製作したサポートと，サポートをベローズに設置した様子を Fig. 20 に示す．実験には new bellows を使用し Fig. 20 (a) に示したサポー

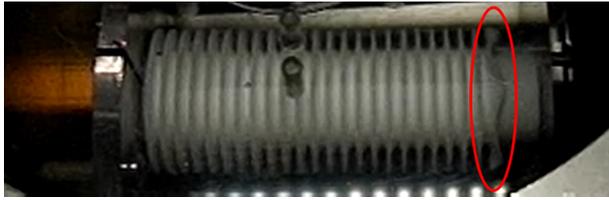


Fig. 21: Result of pressure test with inner support (1500 [kPa])

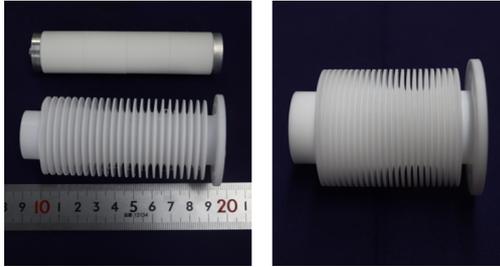


Fig. 22: Bellows after the experiment

トを FDM 方式 3D プリント (Bambu lab, x1c) で製作した . サポートの内径は 10 [mm] , 外形は 28.8 [mm] である . 実験で使用したサポートは 4 個の部品に分かれているが , これは造形の都合である . Fig. 20 (b) のようにベローズに挿入することで , new bellows を絶対伸び量 68 [mm] に固定し , 同時に径方向の変形を防いでいる .

3.5.2 実験結果

実験結果を Fig. 21 に示す . 赤丸部にヒダの変形が見られるが , 1500 [kPa] に到達後もベローズに破壊は生じなかった . また , 実験後のベローズの様子を Fig. 22 に示す . サポートを外した後もベローズは自然長に戻らず絶対伸び量 68 [mm] の状態が保持されたが , 手で押しつぶすことで絶対伸び量 0 [mm] まで縮めることができたため , 伸縮動作への問題はないと考えている .

本実験の結果は , ベローズを水深 100 [m] で運用できる可能性を示したものである . 次章では , これを踏まえ新たな浮力調整器の構想について述べる .

4. 新浮力調整器構想

先行研究の浮力調整器は , 最大浮力調整量が 0.6 [N] 程度であり , 実際の運用範囲は 0.4 [N] ま

でと想定されていた . 構想している水中ロボットは質量は 30 [kg] であり , 先行研究の 30 倍となっている . そこから想定される抗力を見積もった結果として , 新浮力調整器には現在の 10 倍の浮力が必要である . したがって , 新浮力調整器は浮力調整量を 4 [N] を目標とし , 水深 100 [m] でも運用できるような設計とする . 本節では , 浮力調整器の大浮力化のための基礎的検討と , 新たに高水圧下でベローズの伸縮が可能なアクチュエータの提案を行う .

4.1 ベローズの設計方法

先行研究の浮力調整器は浮力調整量 0.2 [N] のベローズを 2 個用いることで 0.4 [N] の浮力調整を可能にしている . 浮力調整量を 4 [N] とするには , ベローズ自体の浮力を大きくする必要がある . 浮力は物体の体積に比例するため , 単一ベローズの体積を大きくすればよい .

4.2 ベローズの設計例

現在のベローズは , 山数が 24 山 , 底面直径が 25 [mm] , 運用時の最大絶対伸び量は 34 [mm] 程度である . 体積を増やすためには底面直径を大きくし , また , 最大伸び量を増やすような設計が必要である .

Fig. 23 にベローズの設計例を示す . Fig. 23 (b) は , 底面直径を従来の 2.24 倍 , 山数を 2 倍の 48 山とすることで最大伸び量を 2 倍にしている . 本ベローズの浮力調整量は約 2 [N] である . したがって本ベローズを 2 個使用することで浮力調整量 4 [N] を達成可能である . しかし , 底面積が従来の約 5 倍となり , 水深 100 [m] では底面に約 2500 [N] (安全率 1.5 を考慮して約 3760 [N]) の荷重がかかる . したがって , 2 個のベローズで目標浮力を達成する場合 , ベローズ伸縮に非常に大きな力を要してしまい , ベローズの伸縮機構の設計が難しくなってしまう .

そこで , ベローズ伸縮に要する力を小さくするために , 2 個ではなく複数のベローズを用いる方法を提案する . Fig. 23 (c) は山数を 48 山 , 底

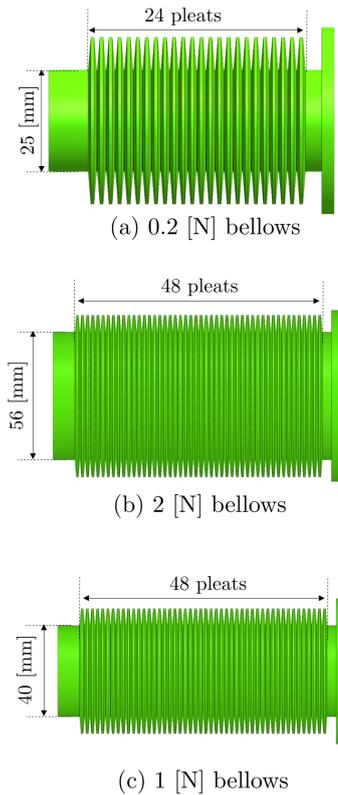


Fig. 23: Some examples of bellows design

面直径を従来の 1.6 倍としており，浮力調整量は約 1 [N] である．本ベローズを 4 個使用することで浮力調整量 4 [N] を達成可能である．このとき，底面積は従来の 2.56 倍であり，水深 100 [m] では底面に約 1280 [N]（安全率 1.5 を考慮して約 1920 [N]）の荷重がかかる．したがって，水深 100 [m] でベローズを伸縮させるための力は Fig. 23(b) の半分程度であり，複数のベローズを用いる方法は，伸縮に必要な力の観点から現実的であると考えられる．

4.3 新浮力調整器の構想

Fig. 24 に，浮力調整器を G-TURTLE に実装するときの配置図を示す．Fig. 24 のように，浮力調整量 1 [N] の浮力調整器を 4 個設置し，最大浮力調整量を 4[N] としている．複数の浮力調整器を用いることで，冗長性が確保できる．また，各浮力調整器の浮力を調整することで，機体の浮心位置を二次元的に操作することができる．先行研究では，2 個のベローズを用いて潜

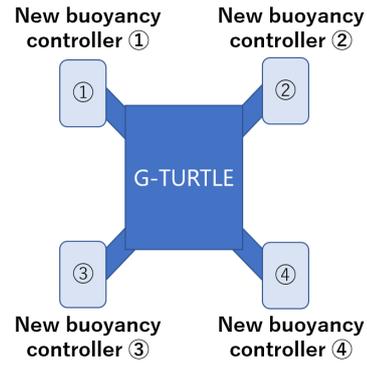


Fig. 24: Arrangement of new buoyancy controller

水・浮上動作のみを実現しているが，筆者らは 4 個のベローズを用いることでロボットの旋回動作を実現できると考えている．

4.4 アクチュエータの検討

次に，水深 100 [m] でベローズを伸縮するためのアクチュエータの検討を行う．

アクチュエータの要求仕様は，小型・軽量であること，高水圧化でベローズを伸縮できる十分な力とストロークが得られることである．先行研究で使用したようなリニアアクチュエータはストロークが長くなるほど全長が大きくなる問題点があり，既存の大出力なアクチュエータは，一般に大型かつ高重量である．したがって，既存品を浮力調整に用いることはできない．そこで，本研究ではプーリを用いたワイヤ方式のアクチュエータを提案する．

4.5 ワイヤ方式のアクチュエータ

ワイヤ方式のアクチュエータは，モータ，減速機，プーリから構成される．減速機の出力軸にプーリを取り付け，ワイヤを巻き取ることで動力伝達が可能である．このとき，アクチュエータの出力 F [N] は減速機のトルクを T [Nm]，プーリ半径を r [m] とすると，

$$F = \frac{T}{r} \quad (1)$$

と表せる．したがって，ワイヤ方式ではプーリが小型になるほど，大きい力を得ることができ

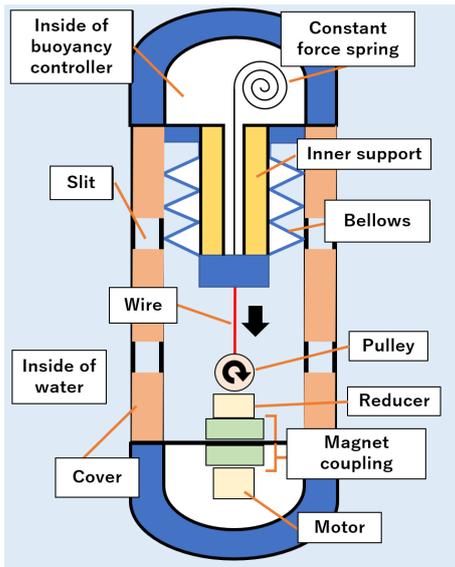


Fig. 25: Concept of the actuator using wire for the buoyancy controller

る。また、プーリにワイヤを巻き取るため、長いストロークに対して大型化しない利点がある。

このように、ワイヤ方式は大出力と長いストロークが期待できることに加え、小型化が実現可能であると考えられる。さらに、構成が単純であり、軽量化が期待される。よってワイヤ方式は本研究で開発目標とする浮力調整器のアクチュエータとして要求仕様を満たすと考えられる。

4.6 ベローズ伸縮機構の提案

Fig. 25 に提案するベローズ伸縮機構の概略図を示す。モータは機構内部に、減速機、プーリは水中に設置し、モータの回転は磁気カップリングを用いて伝達する。

本機構は Fig. 25 のように、ベローズに接続したワイヤをプーリで巻き取ることでベローズを伸ばし、水圧と機構内部の定荷重ばねによってベローズを縮めることで浮力調整を行うことができる。

現在、プーリ直径を 5 [mm]、減速機のギア比を 50 とした伸縮機構を構想している。例えば、4.2 節の Fig. 23(c) のベローズは、伸縮のために約 1920 [N] の力が必要である。よって、減速機の出カトルクは 4.8 [Nm] 程度と計算できる。ま

た、機構全体の効率を 50 % と仮定しても入力トルクは 0.19 [Nm] 程度となり、大容量なモータを搭載する必要がなく現実的なアクチュエータであると考えられる。

5. 結言

本稿では、PTFE ベローズの耐圧性能の向上について検討を行い、それをもとに新浮力調整器の構想について述べた。

まず、ベローズの破壊原因が応力集中であると考え、応力集中の改善・緩和を目指しベローズの改良を行ったが、いずれも耐圧性能の向上は確認できなかった。そこで、高速度カメラを用いた破壊原因の調査を行った結果、破壊は応力集中ではなく、径方向の変形によって生じることが確認できた。この対策として、ベローズ内側に径方向の変形を防ぐサポートを挿入したところ、水深 100 [m] 以上の耐圧性能を確認することができた。

次に、浮力調整量を先行研究の 10 倍の 4 [N] とした新浮力調整器の構想を述べ、また、水深 100 [m] でベローズを伸縮可能なアクチュエータとして新たにワイヤ方式を採用したベローズ伸縮機構を提案した。

今後は、伸縮機構と浮力調整量 1 [N] のベローズを設計・製作し動作確認を行う予定である。

参考文献

- 1) いであ株式会社、平成 24 年水環境中の放射性物質調査方法等検討業務報告書
- 2) 稲見ひかりほか：湖沼調査用水中ロボットのための PTFE ベローズをもちいた浮力調整器の開発、計測自動制御学会東北支部 第 336 回研究集会、336-2(2021)
- 3) 有馬正和ほか：主翼独立制御型水中グライダー実験機の設計と開発、第 2K 号、57/60、2006K-OS3-4(2006)
- 4) 稲見ひかりほか：湖沼調査用水中ロボットのためのベローズを用いた浮力調整器の開発 - 水中における PTFE ベローズのエネルギー効率と水中滑空実験 -、日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス講演会、2P2-C01(2024)
- 5) 浦環、高川真一 編著「海中ロボット総覧」(株)成山堂書店 (1994)、pp156